

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

---

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Пензенский государственный университет  
архитектуры и строительства»  
(ПГУАС)

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Белгородский государственный технологический университет  
им. В.Г. Шухова»

**Ю.В. Родионов, Е.А. Новописный**

**МЕТОДИКИ ЭКСПЕРТНОГО  
ИССЛЕДОВАНИЯ СТОЛКНОВЕНИЙ  
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Пенза 2015

УДК 656.13  
ББК 39.808  
Р60

Рецензенты: зав. кафедрой «Транспортные машины» Пензенского государственного университета доктор технических наук, профессор, академик РАТ В.В. Салмин; доцент кафедры «Организация и безопасность движения» Пензенского государственного университета архитектуры и строительства кандидат технических наук, доцент И.Е. Ильина

**Родионов Ю.В.**

Р60 Методики экспертного исследования столкновений транспортных средств: моногр. / Ю.В. Родионов, Е.А. Новописный. – Пенза: ПГУАС, 2015. – 188 с.

**ISBN 978-5-9282-1270-4**

Дана оценка современного состояния безопасности дорожного движения, приведена классификация дорожно-транспортных происшествий, рассмотрены экспертные методики, используемые при расследовании столкновений транспортных средств. Также уделено внимание вопросам изучения механизма взаимодействия автомобилей при столкновении и определения места столкновения транспортных средств.

Монография подготовлена на кафедре «Эксплуатация автомобильного транспорта» и предназначена для специалистов автотранспортного комплекса, занимающихся вопросами расследования и экспертизы дорожно-транспортных происшествий, а также студентов, обучающихся по направлениям подготовки 23.03.01 и 23.04.01 «Технология транспортных процессов».

**ISBN978-5-9282-1270-4**

- © Пензенский государственный университет архитектуры и строительства, 2015
- © Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2015
- © Родионов Ю.В., Новописный Е.А., 2015

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Согласно требованиям федерального государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению подготовки 23.03.01 (190700.62) – Технология транспортных процессов (квалификация (степень) «бакалавр»), выпускник должен, в частности, овладеть следующими профессиональными компетенциями:

– готов принимать правовые, нормативно-технические и организационные основы организации перевозочного процесса и обеспечения безопасности движения транспортных средств в различных условиях (ПК-12);

– способен к расчету и анализу показателей качества пассажирских и грузовых перевозок, исходя из организации и технологии перевозок, требований обеспечения безопасности перевозочного процесса (ПК-22);

– готов к применению методик проведения исследований, разработки проектов и программ, проведения необходимых мероприятий, связанных с управлением и организацией перевозок, обеспечением безопасности движения на транспорте, а также выполнению работ по техническому регулированию на транспорте (ПК-23).

В процессе перевозочного процесса в результате не соблюдения правил дорожного движения возникают дорожно-транспортные происшествия, в том числе связанные со столкновением транспортных средств, расследование которых в настоящее время производится по различным методикам.

Целью данной работы является обобщение теоретического и практического материала, полученного в результате экспериментов, проведенных под руководством авторов в Пензенском государственном университете архитектуры и строительства и Белгородском государственном технологическом университете им. В.Г. Шухова.

Авторы будут благодарны за возможные замечания и предложения и просят направлять свои отзывы и пожелания по адресу: 440028, г. Пенза, ул. Г.Титова, 28, Пензенский государственный университет архитектуры и строительства, кафедра «Эксплуатация автомобильного транспорта». Тел. (8412) 49–83–30, факс (8412) 49–72–77, E-mail: dekauto@pguas.ru.

## ВВЕДЕНИЕ

Потребность в перемещении людей и грузов предопределила возникновение транспорта и его формирование в качестве одной из важнейших отраслей материального производства. Из современных пяти видов транспорта (железнодорожного, автомобильного, водного, воздушного, трубопроводного) особое значение имеет автомобильный транспорт. Его уникальность объяснима следующими причинами: мобильность, возможность непосредственной доставки грузов и пассажиров «от двери к двери», приспособленность к транспортировке грузов с различными размерами и массой, возможность организации перевозок в короткие сроки. Эти преимущества явились причиной увеличения количества транспортных средств.

Однако распространенность автомобильного транспорта привела и к негативным последствиям: проблемы безопасности дорожного движения и транспортной безопасности, транспортные заторы в мегаполисах и перегруженность автомагистралей, вредное воздействие на окружающую среду. Аварийность на транспорте является одной из глобальных проблем современности. По подсчетам, ежегодно по всему миру в дорожно-транспортных происшествиях (ДТП) гибнет почти 1,2 млн человек, а телесные повреждения получают до 50 млн, что равно общей численности населения пяти крупных городов [13].

Более того, без новых усилий и инициатив, общее количество смертельных случаев и травм в результате ДТП по всему миру, по прогнозам, возрастет в период с 2000 до 2020 г. примерно на 65 % [89, 93], а в странах с низким и средним уровнем дохода смертность в результате ДТП, как ожидается, возрастет на 80 %. Помимо случаев смерти, дорожно-транспортные происшествия приводят к значительному числу менее тяжелых травм: по оценкам, в мире ежегодно происходит от 20 до 50 млн не смертельных травм. Эти несмертельные травмы также являются важной причиной инвалидности.

Анализ статистики ДТП, в которых пострадали или погибли люди, свидетельствует, что наиболее распространенным и опасным видом происшествий является столкновение транспортных средств.

Решение проблем, связанных с обеспечением безопасности дорожного движения, требует принятия соответствующих мер как отдельными органами власти, так и государством в целом.

Качественное проведение экспертизы ДТП является одним из эффективных способов выявления причин происшествий с целью разработки мероприятий по их устранению.

# 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

Термин «дорожно-транспортное происшествие» (ДТП) означает непреднамеренное, неожиданное событие в дорожном движении, приведшее к заметному ущербу здоровью человека, имущества и окружающей среды.

В зависимости от степени тяжести последствий ДТП делятся на повлекшие: материальный ущерб; легкие телесные повреждения; телесные повреждения средней степени тяжести и тяжкие; смерть потерпевшего; особо тяжкие последствия (погибло 4 и более или ранено 15 и более человек) [80]. Понятие случайное происшествие не означает неизбежное. Причем случайность на микроуровне не означает случайности на макроуровне.

Во всех автомобилизированных странах проводится регистрация ДТП, связанных с травматизмом. В некоторых исследованиях показано, что официальная регистрация ненадежна. Если сравнить полицейские протоколы с больничными листами, то часто обнаруживается большая разница. По данным полиции пострадавших всегда меньше, чем больных по данным медиков. Регистрация ДТП полицией зависит от тяжести травмирования. Чем легче ранения, тем меньше вероятность, что это ДТП зарегистрируют. Но в большинстве стран считается, что ДТП с погибшими регистрируются надежно.

Сравнение ДТП между странами часто ограничивается количеством погибших и раненых, так как эти виды ДТП, как правило, регистрируются надежно. Гибель определяется в течение до 30 дней, после происшествия. В развивающихся странах такой надежной регистрации нет. Отсюда вывод, что для практических целей подлинных данных о ДТП в мире нет. Известно только, что подлинное число ДТП всегда значительно больше, чем зарегистрированное. Среднегодовое количество происшествий тем стабильнее, чем больше временной период (количество лет). На практике нельзя рассчитывать ожидаемое количество ДТП для одного перекрестка, одного водителя (любой одной единицы), которую мы хотели бы изучить. За длительный период влияние различных факторов и риск меняются, а стало быть, и результат тоже.

Ежегодно в Российской Федерации в результате дорожно-транспортных происшествий погибают или получают ранения свыше 275 тыс. человек. На дорогах за последние 9 лет погибли 9852 ребенка в возрасте до 16 лет, травмированы 209223 ребенка. Демографический ущерб от дорожно-транспортных происшествий и их последствий за 2004–2011 годы составил 571407 человек.

Размер социально-экономического ущерба от дорожно-транспортных происшествий и их последствий за 2004–2011 годы оценивается в 8188,3 млрд рублей, что можно сопоставить с доходами консолидирован-

ных бюджетов субъектов Российской Федерации за 2012 год (8064,3 млрд рублей) [68].

Несмотря на то, что в 2011 году социально-экономический ущерб от дорожно-транспортных происшествий и их последствий снизился до 862 млрд рублей, его годовой размер, тем не менее, все равно существенен и примерно равен расходам консолидированного бюджета субъектов Российской Федерации за 2011 год на жилищно-коммунальное хозяйство (881,25 млрд рублей).

Обеспечение безопасности дорожного движения является составной частью задач обеспечения личной безопасности, решения демографических, социальных и экономических проблем, повышения качества жизни и содействия региональному развитию.

В ряде стратегических и программных документов вопросы обеспечения безопасности дорожного движения определены в качестве приоритетов социально-экономического развития Российской Федерации.

Цели повышения уровня безопасности транспортной системы, снижения тяжести последствий дорожно-транспортных происшествий, числа пострадавших и погибших в них обозначены в Транспортной стратегии Российской Федерации на период до 2030 года, утвержденной распоряжением Правительства Российской Федерации от 22 ноября 2008 г. N 1734-р. Задачи указанной Стратегии предлагают стратегические ориентиры в решении проблем безопасности всей транспортной системы России, в то время как Программа направлена на решение на тактическом уровне одной из задач указанной Стратегии – повышение безопасности дорожного движения.

Вместе с тем, несмотря на эффективность реализации федеральной целевой программы «Повышение безопасности дорожного движения в 2006–2012 годах», движение на дорогах России остается небезопасным по сравнению с наиболее развитыми странами, в частности на 100 тыс. жителей в дорожно-транспортных происшествиях в России гибнет почти в 5 раз больше человек, чем в Нидерландах, и в 2 раза больше, чем в Чехии, уровень автомобилизации в которой почти в 2 раза выше российского.

По итогам 2013 года, которые подвели в ГИБДД, количество погибших на российских дорогах снизилось на 3,5 процента. До этого в течение двух лет число жертв ДТП росло, хотя само количество аварий оставалось практически неизменным [91].

Если в январе отмечалось незначительное увеличение числа раненых (+1,46 %) по сравнению с январем 2012 года, то за период январь-февраль наблюдается снижение всех трех показателей: количества ДТП – на 4,37 %, числа погибших – на 2,41 %, числа раненых – на 4,07 %. В периоде январь-март зарегистрировано дальнейшее снижение показателей аварийности. За период январь-апрель тенденция снижения показателей аварийности достигла следующих значений: количество ДТП – на 5,10 %, число погибших –

на 6,65 %, число раненых – на 4,69 %. Всего в 2013 году зарегистрировано 204068 ДТП (+0,23 %), в которых погибли 25435 (-3,51 %) и ранены 260027 (-0,09 %) человек.

Тем не менее в отдельных регионах уровень безопасности на дорогах оставляет желать лучшего. Антирейтинг возглавляет Республика Калмыкия (число погибших увеличилось на 3,06 %), впервые в число аутсайдеров попала Ленинградская область (число раненых увеличилось на 7,27 %), заметно выросла аварийность в Калужской области (число раненых увеличилось на 11,25 %), в Тюменской области число погибших уменьшилось на 11,86 %. В Псковской области наблюдается увеличение аварийности (количество ДТП возросло на 34,35 %, число погибших – на 2,91 %, число раненых – на 39,79 %). В Рязанской области на фоне уменьшения числа погибших (на 13,13 %) и незначительного снижения числа раненых (на 0,12 %) наблюдается небольшое увеличение количества ДТП (на 0,73 %). Аварийность в Республике Алтай характеризуется следующими показателями: количество ДТП и число раненых повысилось на 14,91 % и 12,36 % соответственно, при этом наблюдается снижение числа погибших на 31,71 %. Статистика показателей аварийности во Владимирской области свидетельствует о снижении количества ДТП – на 5,16 %, числа погибших – на 2,81 %, числа раненых – на 4,65 %. В Новгородской области показатели аварийности достигли следующих значений: количество ДТП составляет 1396 (-5,03 %), число погибших – 172 (-15,69 %), число раненых – 1753 (-5,75 %). В Республике Хакасия также наблюдается снижение показателей аварийности: количества ДТП – на 4,44 %, числа погибших – на 17,39 %, числа раненых – на 8,76 %.

По данным ГИБДД аварийность в России за период 2004–2013 гг. характеризуется следующими данными (рис. 1.1 и табл. 1.1) [14].

Основная часть ДТП (69,01 %) зарегистрирована в городах и населенных пунктах, почти треть (30,45 %) – на автомобильных дорогах, из них 10,87 % – приходится на федеральные автомобильные дороги. Продолжает снижаться тяжесть последствий ДТП, в 2013 г. она составила 9,5. Тем не менее, на федеральных автодорогах из каждых 100 пострадавших 16 человек погибли. Наибольший уровень тяжести последствий ДТП отмечен в Республике Дагестан (20,4), Чеченской Республике (18,4), Республике Тыва (17,3). Количество ДТП в расчете на 10 тыс. транспорта в целом по России составило 42,6, а в Республике Калмыкия оно достигло 422,8, Еврейской автономной области – 91,9, Республике Алтай – 80,0, Чувашской Республике – 77,8. В среднем по стране в расчете на 100 тыс. жителей в ДТП пострадало 199 человек, вместе с тем в Республике Калмыкия – 395, в Калужской области – 347, в Тюменской области – 345.

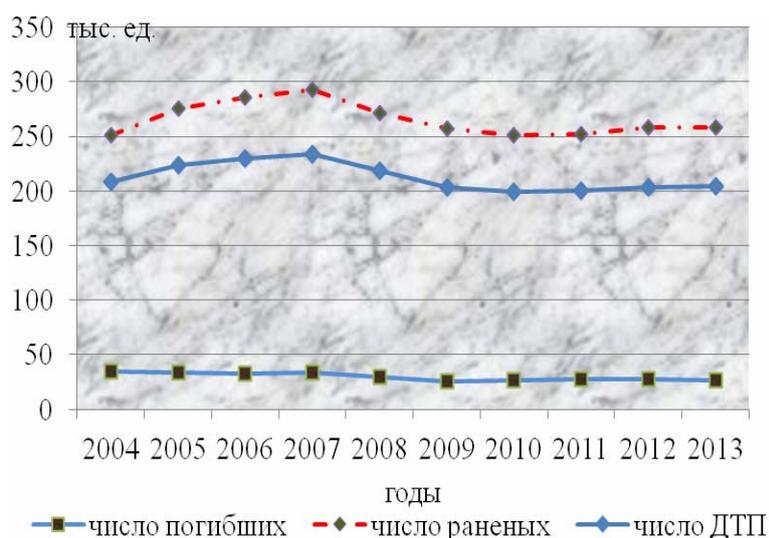


Рис. 1.1. Основные показатели аварийности в Российской Федерации

Т а б л и ц а 1 . 1  
Относительные показатели аварийности в Российской Федерации

Год	Тяжесть последствий ДТП	Число пострадавших на 100 тыс. жителей	Кол-во ДТП на 10 тыс. ед. транспорта
2004	12,1	199,8	62,5
2005	11,0	215,2	66,0
2006	10,3	218,7	67,5
2007	10,2	228,9	65,2
2008	10,0	211,8	56,4
2009	9,2	199,5	49,4
2010	9,6	195,3	47,4
2011	10,0	195,8	46,1
2012	9,8	200,4	44,8
2013	9,5	199,1	42,6

В городах и населенных пунктах произошло семь десятых (69,01 %) всех ДТП в стране, а в Ненецком автономном округе, Омской области и Хабаровском крае – более 80 %. Всего на территории муниципальных образований различного статуса зарегистрировано 140824 ДТП, тяжесть последствий которых – 5,28.

На автодорогах вне города и населенных пунктов совершено 30,45 % всех ДТП (из них 10,87 % совершено на федеральных дорогах), а в Ленинградской области, Республике Ингушетия, Республике Дагестан, Чеченской Республике – свыше половины. Всего зарегистрировано 62141 (–0,64 %) ДТП; тяжесть последствий этих ДТП более чем в 2,5 раза превышает аналогичный показатель для городов и населенных пунктов (15,09), а на федеральных дорогах составляет 16,63. Самой высокой тяжестью последствий характеризовались ДТП на автодорогах в Республике Адыгея, Республике

Дагестан, Кабардино-Балкарской Республике, Чеченской Республике и Новосибирской области. Каждое девятое (10,87 %) ДТП вне городов совершено на федеральной дорожной сети.

Всего в течение года по вине водителей произошло 179017 (+0,85 %) ДТП, в которых 21823 (-3,90 %) человека погибли и 237393 (+0,31 %) получили ранения. Практически каждое тринадцатое (7,6 %) ДТП совершено водителями, находившимися в состоянии опьянения. Широко распространено управление транспортом водителями в нетрезвом состоянии в Чукотском автономном округе (удельный вес таких ДТП – 23,1 %), Ненецком автономном округе (22,7 %), Забайкальском крае (19,6 %), Магаданской области (18,8 %).

Основная доля происшествий (87,5 % от общего количества ДТП по вине водителей) совершена водителями транспорта физических лиц. Всего в 2013 г. зарегистрировано 156557 (+0,2 %) таких ДТП, в которых погибли 20881 (-4,6 %) и ранено 209926 (-0,4 %) человек. Количество данных ДТП увеличилось в Северо-Кавказском (+0,5 %), Приволжском (4,9 %), Сибирском (+2,6 %) и Дальневосточном (+1,4 %) округах; наблюдается снижение этого показателя в Центральном (-1,9 %), Северо-Западном (-1,7 %), Южном (-2,4 %) и Уральском (-4,2 %) округах. Зарегистрирован рост количества ДТП из-за нарушений ПДД водителями транспорта, принадлежащего юридическим лицам. По вине этих водителей совершено 10592 (+5,1 %) ДТП, в которых погибли 1447 (+7,6 %) и ранены 14347 (+5 %) человек. Наибольший рост количества таких ДТП зарегистрирован в Карачаево-Черкесской Республике (+227,8 %), Республике Ингушетия (+150 %), Курской области (+142,1 %) и Чеченской Республике (+140 %). Из-за нарушения ПДД водителями автобусов произошло 4430 (-2,64 %) ДТП.

В 2013 г. среди ДТП различных видов наиболее значительно снизилось количество опрокидываний ТС (-4,88 %). Количество столкновений ТС увеличилось на 2,76 %, наездов на препятствие – на 1,76 %, количество наездов на стоящее ТС уменьшилась на 4,72 %, а наездов на пешеходов – на 1,85 % (распределение количества ДТП по видам представлено на рис. 1.2, 1.3).

В целом по стране самым массовым видом ДТП по итогам 2013 года стали столкновения ТС (41,18 %). В Республике Адыгея, Республике Дагестан, Кабардино-Балкарской Республике и Карачаево-Черкесской Республике, Краснодарском и Ставропольском краях, Ханты-Мансийском и Ямало-Ненецком автономных округах, Белгородской, Московской, Рязанской, Тамбовской, Ростовской и Тюменской областях доля этих ДТП превышает 45 %, а в Чеченской Республике и Республике Ингушетия – более 50 %. При этом количество столкновений увеличилось на 2,7 %.

Причиной каждого двенадцатого (8,41 %) столкновения стал выезд на полосу дороги, предназначенную для встречного движения. В целом количество таких ДТП увеличилось на 23,49 %.

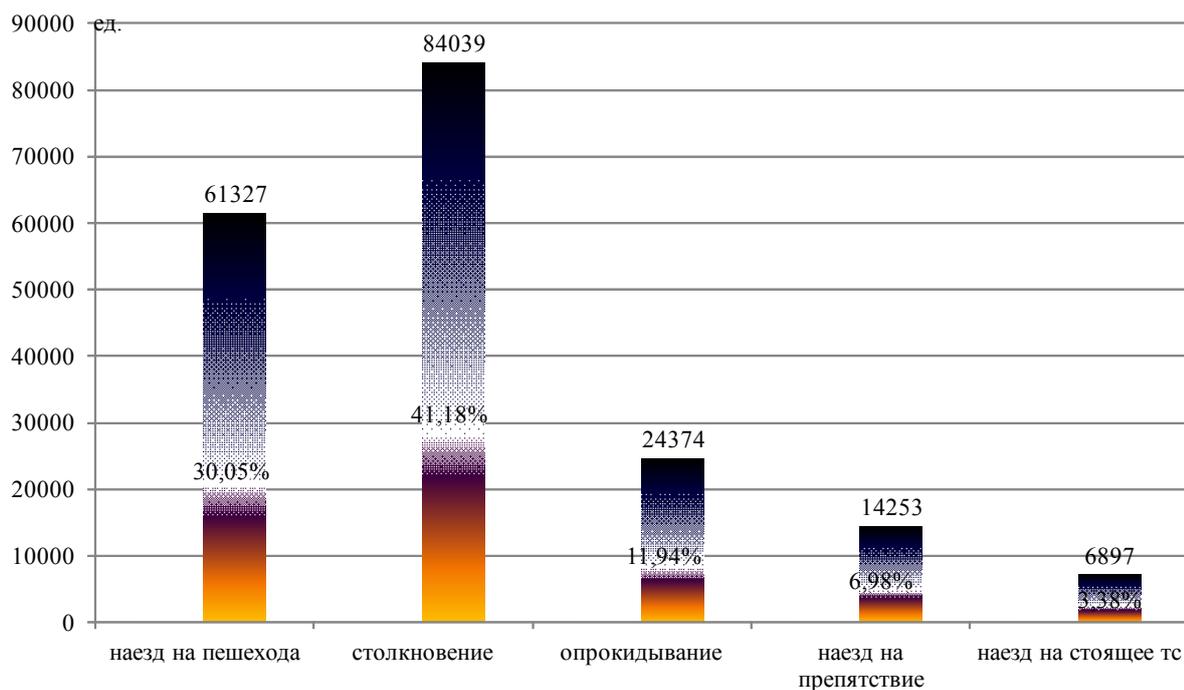


Рис. 1.2. Количество ДТП и их удельный вес

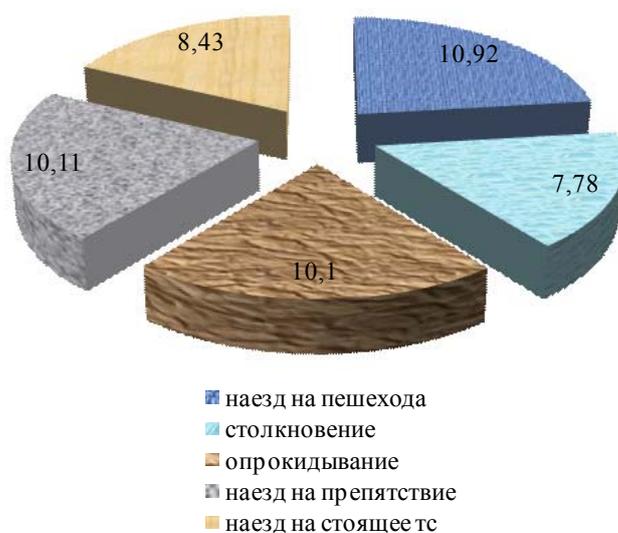


Рис. 1.3. Тяжесть последствий ДТП

Общее увеличение количества столкновений связано с такими причинами, как несоблюдение очередности проезда (30821 ДТП, +4,32 %), несоответствие скорости условиям движения (48685 ДТП, -15,90 %).

Вторым по массовости видом ДТП являются наезды на пешеходов, их доля в среднем по стране составила 30,05 %. Самый высокий удельный вес таких ДТП зафиксирован в Республике Тыва (41,97 %), а также в Удмуртской, Чувашской Республике и Республике Бурятия, Ненецком автономном округе, Калининградской, Новосибирской и Омской областях, Москве и

Санкт-Петербурге, где его значение превышает 35 %. Всего зарегистрировано 61327 (-1,9 %) ДТП данного вида.

Каждое одиннадцатое (8,87 %) ДТП было связано с переходом проезжей части вне пешеходных переходов и в неустановленных местах, при этом количество таких ДТП снизилось на 9,54 %.

Каждое восьмое (11,94 %) ДТП в стране – опрокидывание транспортных средств. Существенно большее влияние на общее состояние аварийности оказывают происшествия данного вида в Республике Алтай, Республике Калмыкия, Республике Тыва, Республике Хакасия, Республике Саха (Якутия), Карачаево-Черкесской Республике, Забайкальском крае, Чукотском автономном округе и Еврейской автономной области, Костромской и Амурской областях, где их доля превышает 20,0 %. Всего произошло 24374 (-5,12 %) таких ДТП.

Наезды на препятствие составляют 6,98 % в общем массиве ДТП. Более 10 % составляет удельный вес таких происшествий в Республике Адыгея, Республике Северная Осетия, Республике Хакасия, Республике Ингушетия, Чеченской Республике, Чукотском автономном округе, Ставропольском крае, Белгородской областях, а в Калининградской области он достигает 16,74 %. В целом количество таких ДТП увеличилось на 1,73 %.

В целом по стране доля наездов на стоящее транспортное средство невелика (3,38 %). Однако в ряде регионов ДТП данного вида оказывают более серьёзное влияние на общее положение дел с состоянием безопасности движения. Так, в г. Москве доля таких ДТП составляет 6,81 %, в Самарской области – 5,65 %, в Республике Карелия – 5,48 %, в Московской области – 5,39 %, в Тульской области – 4,91 %, в Калужской области – 4,90 %, в Сахалинской области – 4,86 %, в Ханты-Мансийском автономном округе – 4,70 %, в Липецкой области – 4,69 %, в Республике Мордовия – 4,58 %, в Ростовской области – 4,45 %, в Новгородской области – 4,44 %, во Владимирской области – 4,41 %, в Республике Коми – 4,39 %, в Амурской области – 4,35 %, в Ямало-Ненецком автономном округе – 4,19 %, в Вологодской области – 4,14 %, в Рязанской области – 4,11 %, в Ульяновской области – 4,05 %. При этом количество таких ДТП снизилось на 5 %.

Основная часть происшествий связана с несоблюдением водителями транспортных средств правил дорожного движения.

Так, из-за неправильной оценки водителями дорожной обстановки и несоответствия скорости условиям движения произошло 48685 ДТП (-15,90 %), это стало причиной каждого четвёртого (23,86 %) ДТП. Каждое седьмое (15,1 %) ДТП связано с несоблюдением очередности проезда (30821 происшествий, +4,32 %). Неправильный выбор дистанции стал причиной 5582 (+3,9 %) происшествий (8,0 %).

Международные сравнения смертности в ДТП принято проводить по показателю транспортных рисков, который измеряется количеством по-

гибших в расчете на 10 тыс. автомобилей. По данным за 2012 год уровень транспортных рисков в России составил 6,6 единиц. Согласно официальным прогнозам уровень транспортных рисков к 2020 году должен составить 4,17 единицы; к 2030 году – 2,44 единицы. При этом в лучших мировых практиках рубеж «трех единиц» был достигнут и превзойден в 1970–1980-е годы, рубеж «единицы» – в 1990–2000-ые гг. (рис. 1.4).

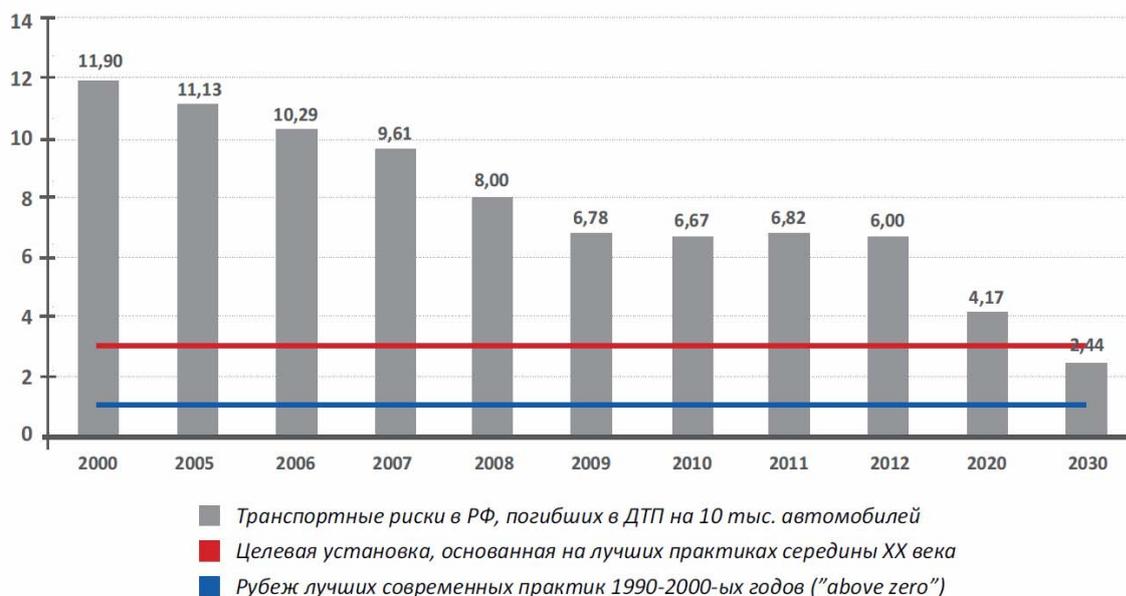


Рис. 1.4. Транспортные риски в Российской Федерации: факт; официальный прогноз; сравнение с мировыми практиками

В настоящее время мы отстаем от лучших стандартов безопасности дорожного движения в 5–12 раз. Россия (наряду с Китаем, Индией, Бразилией, Камбоджой, Египтом, Кенией, Мексикой, Турцией и Вьетнамом) входит в группу («*Risky States – 10*»), то есть в десятку стран с высоким уровнем транспортных рисков, на которую приходится более половины от общего числа смертей на дорогах мира. Официальный прогноз эквивалентен принятию сценария догоняющего развития в сфере безопасности дорожного движения (БДД) с лагом примерно в 40 лет с сохранением России в числе аутсайдеров мирового рейтинга безопасности дорожного движения.

Главной причиной сложившегося положения дел является, по мнению авторов доклада [21], оторванность отечественной практики обеспечения безопасности дорожного движения от научных и гуманитарных представлений, утвердившихся на протяжении XX века в развитых странах мира.

Наиболее объективной характеристикой состояния БДД является число погибших в ДТП людей. В связи с этим, в большинстве стран одним из важнейших показателей, определяющим уровень БДД и позволяющим проводить сравнительную оценку, признается число погибших в ДТП в расчете на 100 тыс. человек населения, характеризующее социальный риск.

В течение последних 15 лет в большинстве развитых стран уменьшается число людей, погибших в ДТП. Такая же тенденция имеется в ряде государств – бывших республиках СССР.

За период с 1990 г. более чем в два раза снизилось число погибших в Австрии, Германии, Испании, Португалии, Франции. Более чем на 30 % снизилось количество погибших в остальных европейских странах, кроме Польши. Наиболее незначительное снижение отмечено на территории Российской Федерации.

Риск погибнуть в ДТП был меньше всего на территории Великобритании, Дании, Норвегии, Нидерландов, Швеции, Японии. Такое положение в этих странах сохраняется уже несколько лет. Риск гибели высок в Венгрии, Республике Корея, Исландии, Польше, Португалии, США.

За последние годы в экономически развитых странах общее количество ДТП возрастает, при этом число погибших в них людей уменьшается. Ожидается и дальнейшее сохранение данной тенденции.

В диапазон от 50 до 60 чел., погибших в ДТП на 1 млн жителей, попадают Великобритания (50), Швеция (51), Швейцария (51), Япония (52), Германия (60). От 70 до 100 погибших в ДТП данный показатель составляет в Финляндии (72), Дании (74), Франции (75), Австралии (77), Ирландии (77), Португалии (81), Канада (83), Австрии (83), Испании (85), Италии (86), Люксембурге (90), Новой Зеландии (100). От 110 до 200 погибших в ДТП – в США (136), Южной Кореи (137), Греции (141), а также в странах Центральной Европы – Чешская республика (118), Венгрия (123) и Польша (147).

Таким образом, в России на 1 млн жителей за год в ДТП погибло в среднем в 4 раза больше человек по сравнению с ведущими странами Западной Европы и приблизительно в 2 раза больше по сравнению со странами Центральной Европы и США. По числу погибших в результате ДТП относительно количества ТС Россия в 10 с лишним раз превосходит наиболее безопасные европейские страны и Японию, в 5 раз – США, примерно в 3 раза – страны Центральной Европы.

2012 год стал завершающим для Федеральной целевой программы (ФЦП) «Безопасность дорожного движения», которая действовала 6 лет. Ее задачей было сократить количество погибших на дорогах. Полицейские поставили план: снизить смертность с 35 тысяч с момента старта программы до 23000 к 2012 г. Но вместо запланированных 12 тысяч спасенных жизней в год получалось уберечь от трагедии вдвое меньше людей. Ежегодный «недобор» составляет 5 тысяч, несмотря на то, что в данную ФЦП было вложено более 52 млрд рублей из госбюджета.

На аналогичную программу, которая будет действовать следующие 6 лет, запланировано потратить вдвое больше средств – 100 миллиардов. Но

вряд ли увеличенная сумма существенно повысит эффективность программы.

На самом деле опыт показывает, что всевозможные законодательные инициативы и модернизации малорезультативны в борьбе с ДТП. Особенно это касается технического осмотра машин, отсутствие которого, по мнению полицейских, сильно влияет на рост аварий. Но на практике оказывается, что в 2012 году из-за технических неисправностей автомобилей зафиксировано 1028 ДТП, а по сравнению с 2011 годом это меньше на 0,3 %. Такие показатели практически не изменяются из года в год. А поскольку сегодня страховые компании продают полисы ОСАГО вместе с диагностическими картами техосмотра, то можно смело утверждать, что обязательный контроль состояния автомобилей никак не влияет на аварийность на дорогах. Это просто очередной неплохой источник дохода страны. Хотя в неисправных машинах погибло 282 человека (на 21 % больше), но здесь скорее вопрос стоит в отсутствии инстинкта самосохранения.

Российские показатели смертности населения в дорожно-транспортных происшествиях – как абсолютные, так и приведенные к численности парка – находились все последние годы и продолжают находиться на социально-неприемлемом, крайне высоком уровне.

Для сравнительного анализа состояния БДД в странах мира используют показатели, приведенные к численности населения, численности парка автомобилей и/или объему транспортной работы.

Самый распространенный и общедоступный показатель – уровень транспортных рисков, исчисляемый количеством погибших в расчете на 10 тысяч автомобилей. Для этого показателя существует надежная эмпирическая закономерность, выявленная в конце 1940-ых годов профессором Лондонского университетского колледжа Рубеном Смидом и подтвержденная на статистике сотни стран за 100 лет массовой автомобилизации.

Согласно этой закономерности транспортные риски снижаются по гиперболе ( $\sim x^{-2/3}$ ), зависящей от уровня автомобилизации. Другой, не менее известный английский ученый Джон Адамс связал «закон Смиды» с процессом «транспортного самообучения нации», то есть «постепенным привыканием людей к мирному сосуществованию с массой быстро движущихся металлических объектов». Соответственно, в странах, проходящих активную стадию роста автомобильного парка, понижающийся тренд транспортных рисков является стандартным и вполне закономерным явлением. Эта тенденция в полной мере наблюдается сегодня в России.

В странах, находящихся в фазе быстрого роста автомобилизации (в том числе – в России) существует соблазн отнесения трендового снижения транспортных рисков на счет успешности тех или иных национальных программ повышения БДД. Это – очевидная методическая ошибка: реаль-

ные успехи подобных программ можно оценить только после элиминирования указанного тренда надлежащими средствами технического анализа.

В целом транспортные риски в России снижаются в хорошем соответствии с «законом Смита»; при этом отечественные показатели были и остаются неудовлетворительными не только в сравнении с планкой, заданной современными мировыми практиками, но и по отношению к целевым ориентирам середины XX века (рис. 1.4).

В России уровень транспортных рисков составил, как было уже отмечено, 6,6 погибших на 10 тыс. автомобилей, то есть более чем в два раза выше исторической планки прошлых десятилетий.

Отставание от лучших современных стандартов безопасности дорожного движения, то есть результатов, достигнутых в странах-лидерах мирового рейтинга БДД, составляет 5–12 раз. В расчете на каждые 10 тысяч автомобилей наши потери в ДТП превышают показатели Великобритании и Швеции в 12 раз, Германии и Японии в 9,4 раза, Австралии, Италии, Испании в 8,3 раза, США – в 5 раз.

Стабильное увеличение численности пострадавших в ДТП водителей и пассажиров легковых АТС является не случайным, а, в определенной степени, закономерным процессом и наблюдалось даже в период снижения общего уровня дорожно-транспортной аварийности в России; в значительной степени оно определяется объективными факторами, а именно: увеличением численности легковых автомобилей в автопарке страны. Число пострадавших водителей и пассажиров неизбежно увеличивается с ростом численности легкового автопарка страны.

Исходя из этой закономерности, можно сделать вывод о том, что с увеличением количества легковых автомобилей в России будет расти и число пострадавших в них водителей и пассажиров, а также увеличиваться их удельный вес в общей численности пострадавших. На сегодняшний день тяжесть последствий ДТП на легковом автотранспорте в России остается очень высокой: она в 2–16 раз выше, чем в странах развитой автомобилизации. Снижение этого показателя является общей тенденцией, наблюдаемой во всех странах с повышением уровня автомобилизации, поэтому для того, чтобы приблизиться к уровню безопасности движения в этих странах, снижение величины тяжести последствий ДТП для водителей и пассажиров легковых АТС в России и должно продолжаться более высокими темпами, чем в странах развитой автомобилизации.

В настоящее время в странах с развитой автомобилизацией дорожные власти и полиция применяют широкий комплекс мер, направленных на повышение безопасности дорожного движения в системе «человек-автомобиль-дорога». Решение проблем, связанных с обеспечением безопасности дорожного движения, требует принятия соответствующих мер как отдельными органами власти, так и государством в целом.

Результатом такой политики становится радикальное снижение количества ДТП и смертности на дорогах. Большую роль в уменьшении уровня ДТП играет качество их расследования в форме автотехнических экспертиз. В зависимости от вида ДТП применяются различные методики экспертного анализа происшествий, а также рассматриваются прочие специфические вопросы исследовательского характера.

Подводя итог вышесказанному можно сделать выводы:

1. В Российской Федерации самыми массовыми видами ДТП, согласно статистике, по-прежнему являются столкновения транспортных средств.

2. В настоящее время Российская Федерация отстает от лучших стандартов безопасности дорожного движения в 5–12 раз. Россия (наряду с Китаем, Индией, Бразилией, Камбоджой, Египтом, Кенией, Мексикой, Турцией и Вьетнамом) входит в группу («*Risky States – 10*»), то есть в десятку стран с высоким уровнем транспортных рисков, на которую приходится более половины от общего числа смертей на дорогах мира.

3. К числу эффективных мер, направленных на повышение безопасности дорожного движения, относятся: включение элементов дорожной безопасности в землепользование, городское планирование и транспортное планирование; проектирование более безопасных дорог и установление требования о независимой проверке дорожной безопасности в связи с новыми строительными проектами; улучшение элементов безопасности транспортных средств; содействие развитию общественного транспорта; эффективное регулирование скорости полицией и с помощью мер «успокоения дорожного движения»; принятие и обеспечение соблюдения законов, требующих использования ремней безопасности, шлемов и средств безопасности для детей; установление и обеспечение соблюдения предельных значений концентрации алкоголя в крови водителей и совершенствование медицинской помощи в поставарийный период для жертв дорожных аварий. Важную роль в поддержке обеспечения соблюдения законодательных мер также играют кампании информирования общественности, повышающие осведомленность о рисках и наказаниях за нарушение закона.

4. Большую роль в уменьшении уровня ДТП играет как качество их расследования в форме автотехнических экспертиз, так и разработка новых методик исследования происшествий, позволяющих повысить достоверность результатов при минимизации требуемых затрат.

## 2. ОСОБЕННОСТИ РАССЛЕДОВАНИЯ СТОЛКНОВЕНИЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

### 2.1. Классификация видов столкновений ТС

Под столкновением ТС понимают происшествие, возникшее в результате взаимного контакта механических ТС в процессе их движения и повлекшее за собой гибель или телесные повреждения людей, повреждения транспортных средств, сооружений, грузов или иной материальный ущерб [78].

Столкновения нередко сопровождаются опрокидыванием, пожаром, выездом за пределы дороги, наездами на препятствия или падением с возвышений (мостов, путепроводов, откосов), что, помимо большого материального ущерба, приводит к человеческим жертвам.

Столкновения ТС составляют 25–35 % от всех ДТП. Если к этому отнести наезды на стоящие ТС и на неподвижные препятствия, то общее число достигнет 40 % [7].

В процессе столкновений и наездов ТС на неподвижные препятствия водители и пассажиры подвергаются воздействию значительных ударных нагрузок в течение короткого времени (0,07–0,15 с) и получают при этом тяжелые травмы, часто не совместимые с жизнью.

Классификация видов столкновений ТС, отвечающая потребностям автотехнической экспертизы, должна способствовать систематизации методов и наиболее полной разработке методики экспертного исследования обстоятельств, определяющих механизм столкновения.

Основным требованием, предъявляемым к любой классификации помимо соответствия ее цели, ради которой она проводится, является четкая формулировка классификационных признаков, обеспечивающая полный охват всех членов системы, исключая возможность попадания однородных членов в разные классификационные группы и разнородных – в одну и ту же группу [33]. Такая классификация видов столкновений ТС в литературе отсутствует.

Классификация видов столкновений, в наибольшей мере удовлетворяющая указанным требованиям, приведена на рис. 2.1.

Классификационные признаки, определяющие механизм столкновения ТС, подразделяются на две основные группы: признаки, общие для столкновения двух ТС в целом, и признаки, относящиеся: отдельно к каждому из них, которые могут и не совпадать.



Рис. 2.1. Классификация видов столкновения ТС

К общим признакам принадлежат следующие [78]:

I. По направлению движения ТС. Перемещение одного ТС в поперечном направлении по отношению к полосе движения другого в процессе их сближения.

Признак определяется величиной угла столкновения  $\alpha$ , которая может быть установлена:

- по следам колес обоих ТС перед столкновением;
- по расположению ТС и следов их перемещения после происшествия;
- по направлению отбрасывания отделившихся от них объектов (осколки стекол и др.);
- по полученным при столкновении деформациям.

По этому признаку столкновения подразделяются на две группы:

1. *Продольное* – столкновение без относительного смещения ТС в поперечном направлении, т.е. при движении их параллельными курсами (угол  $\alpha$  равен 0 или  $180^\circ$ ).

2. *Перекрестное* – столкновение при движении ТС непараллельными курсами, т.е. когда одно из них смещалось в поперечном направлении в сторону полосы движения другого (угол  $\alpha$  не равен  $0^\circ$ ,  $180^\circ$ ).

II. По характеру взаимного сближения ТС. Перемещение ТС в продольном направлении по отношению друг к другу. Признак также определяется величиной угла столкновения  $\alpha$ .

По этому признаку столкновения подразделяются на следующие три группы:

1. *Встречное* – столкновение, при котором проекция вектора скорости одного ТС на направление скорости другого противоположна этому направлению; ТС сближались с отклонением навстречу друг другу (угол  $\alpha > 90^\circ$ ,  $\alpha < 270^\circ$ ).

2. *Попутное* – столкновение, при котором проекция вектора скорости одного ТС на направление скорости другого совпадает с этим направлением; ТС сближались, смещаясь с отклонением в одном направлении (угол  $\alpha < 90^\circ$ ,  $\alpha > 270^\circ$ ).

3. *Поперечное* – столкновение, при котором проекция вектора скорости одного ТС на направление скорости другого равна нулю (угол  $\alpha$  равен  $90^\circ$ ,  $270^\circ$ ).

Если угол  $\alpha$  настолько мало отличается от  $0^\circ$  или от  $90^\circ$ , что применяемые методы исследования не позволяют установить этого отклонения, и если возможное отклонение не окажет существенного влияния на механизм столкновения, то последнее может быть определено соответственно как продольное или поперечное.

III. По относительному расположению продольных осей ТС. Признак определяется величиной угла взаимного расположения их продольных осей  $\alpha_0$ , который устанавливается на основании трасологических исследований следов и повреждений в местах непосредственного контакта ТС при столкновении. В некоторых случаях угол  $\alpha_0$  может быть установлен по следам колес перед местом столкновения.

По этому признаку столкновения подразделяются на три группы:

1. *Параллельное (прямое)* – столкновение при параллельном расположении продольной оси одного ТС и продольной оси другого (угол  $\alpha_0$  равен  $0^\circ$ ).

2. *Перпендикулярное (под прямым углом)* – столкновение при поперечном расположении продольной оси одного ТС и продольной оси другого (угол  $\alpha_0$  равен  $90^\circ$ ).

3. *Косое (под острым углом)* – столкновение, при котором продольные оси ТС располагались по отношению друг к другу под острым углом (угол  $\alpha_0$  не равен  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ).

IV. По характеру взаимодействия ТС при ударе. Признак определяется по деформациям и следам на участках контакта.

По этому признаку столкновения ТС подразделяются на три группы:

1. *Блокирующее* – столкновение, при котором в процессе контактирования относительная скорость ТС на участке контакта к моменту завершения деформаций снижается до нуля (поступательные скорости движения ТС на этом участке уравниваются). При таком столкновении на участках контакта помимо динамических остаются статические следы (отпечатки).

2. *Скользящее* – столкновение, при котором в процессе контактирования происходит проскальзывание между контактирующими участками вследствие того, что до момента выхода ТС из контакта друг с другом скорости движения их не уравниваются. При этом на контактировавших участках остаются лишь динамические следы.

3. *Касательное* – столкновение, при котором вследствие малой величины перекрытия контактировавших частей ТС получают лишь незначительные повреждения и продолжают движение в прежних направлениях (с незначительным отклонением и снижением скорости). При таком столкновении на участках контакта остаются горизонтальные трассы (царапины, притертости). ДТП является следствием не сил взаимодействия при ударе, а последующего наезда на другие препятствия.

К частным признакам, характеризующим механизм столкновения отдельно каждого из двух ТС, относятся следующие [78].

V. По направлению удара относительно центра тяжести. Направление вектора равнодействующей векторов ударных импульсов (направление линии столкновения) по отношению к месту расположения центра тяжести данного ТС, что определяет характер его движения после столкновения (с разворотом или без разворота). По этому признаку столкновения подразделяются на две группы:

1. *Центральное* – когда направление линии столкновения проходит через центр тяжести ТС.

2. *Эксцентричное* – когда линия столкновения проходит на некотором расстоянии от центра тяжести, справа (правоэксцентричное) или слева (левоэксцентричное) от него.

VI. По месту нанесения удара. Признак (наряду с углом взаимного расположения  $\alpha_0$ ) определяет взаимное расположение ТС в момент столкновения.

По этому признаку столкновения подразделяются на следующие группы:

1. *Переднее (лобовое)* – столкновение, при котором следы непосредственного контакта при ударе о другое ТС расположены на передних частях.

2, 8. *Переднее угловое правое и переднее угловое левое* – столкновение, при котором следы контакта расположены на передних и примыкающих к ним боковых частях ТС.

3, 7. *Боковое правое и боковое левое* – столкновение, при котором удар был нанесен в боковую сторону ТС.

4, 6. *Заднее угловое правое и заднее угловое левое* – столкновение, при котором следы непосредственного контакта расположены на задних и прилегающих к ним боковых частях ТС.

5. *Заднее* – столкновение, при котором следы контакта, возникшие при ударе, расположены на задних частях ТС.

Такая система классификации видов столкновений позволяет охватить все возможные виды столкновений двух ТС и формализовать характеристику любого столкновения [33].

В зависимости от необходимости столкновение может характеризоваться не по всем классификационным признакам, а лишь по некоторым из них. В предлагаемую систему классификации могут быть включены и другие классификационные группы (например, характеристика столкновений по степени повреждений ТС, тяжести телесных повреждений и др.) в зависимости от целей классификации.

Причинами столкновений являются обстоятельства, создавшие такую дорожную обстановку, при которой водитель своевременно не обнаружил опасности столкновения и не принял необходимых мер для его предотвращения. Основные причины столкновений можно разделить на шесть групп [78]:

1. Неисправности ТС, приводящие к внезапному изменению направления движения или лишаящие водителя возможности снизить скорость, остановиться либо объехать препятствия.

2. Неблагоприятные дорожные условия, приводящие к произвольному изменению направления движения ТС или потере управляемости (скользкая проезжая часть, разные значения коэффициента сцепления под правыми и левыми колесами).

3. Неблагоприятная дорожная обстановка, когда в полосе движения ТС возникает препятствие, вынуждающее водителя применить резкий маневр или торможение, что приводит к потере управляемости ТС и выезду в опасном направлении.

4. Действия водителей, противоречащие требованиям Правил дорожного движения и создающие помеху (например, при проезде перекрестков, обгоне, объезде).

5. Неправильные приемы управления, приводящие к потере управляемости транспортных средств (резкое торможение при совершении поворота или на скользкой дороге, крутой поворот рулевого колеса при выезде из колеи).

6. Прочие (неправильная организация движения, плохая видимость дорожных знаков или их отсутствие, что приводит к неправильной оценке водителем дорожной обстановки).

Главной задачей автотехнической экспертизы при исследовании этого вида ДТП является установление механизма столкновения. На основании исследования представленных на экспертизу материалов эксперт выявляет причинные связи между событиями, противоречия между отдельными данными и восполняет недостающие звенья в общей цепи обстоятельств на всех стадиях механизма столкновения.

Наиболее полное представление о механизме столкновения ТС можно получить в результате проведения комплексной автотехнической и транспортно-трасологической экспертизы.

## 2.2. Механизм взаимодействия ТС при столкновении

Механизм столкновения ТС – это комплекс связанных объективными закономерностями обстоятельств, определяющих процесс сближения транспортных средств перед столкновением, их взаимодействие в процессе удара и последующее движение до остановки [78]. Анализ данных об обстоятельствах происшествия позволяет эксперту установить взаимосвязь между отдельными событиями, восполнить недостающие звенья и определить техническую причину происшествия. Формальное решение экспертом вопросов по отдельным разрозненным данным, без технической оценки соответствия их друг другу и установленным объективным данным, без вскрытия и объяснения противоречий между ними может привести к неправильным выводам.

При исследовании механизма происшествия признаки, непосредственно позволяющие установить то или иное обстоятельство могут отсутствовать. Во многих случаях оно может быть установлено исходя из данных о других обстоятельствах происшествия, путем проведения экспертного исследования на основе закономерностей, связывающих все обстоятельства механизма происшествия в единую цепь.

Взаимодействие ТС при столкновении определяется возникающими в процессе контактирования силами. В зависимости от конфигурации контактировавших частей они возникают на различных участках в разные моменты времени, изменяясь по величине в процессе продвижения ТС относительно друг друга. Поэтому их действие можно учесть лишь как действие равнодействующей множества векторов импульсов этих сил за период контактирования ТС друг с другом [33].

Под воздействием этих сил происходит взаимное внедрение и общая деформация корпусов ТС, изменяются скорость поступательного движения и его направление, возникает разворот ТС относительно центров тяжести.

Силы взаимодействия определяются возникающим при ударе замедлением (ускорением при ударе в попутном направлении), которое, в свою очередь, зависит от расстояния, на которое ТС продвигаются относительно

друг друга в процессе гашения скорости этими силами (в процессе взаимного внедрения).

Чем более жесткими и прочными частями контактировали ТС при столкновении, тем меньше (при прочих равных условиях) будет глубина взаимного внедрения, тем больше замедление из-за снижения времени падения скорости в процессе взаимного контактирования.

Механизм столкновения ТС можно разделить на три стадии [78]: сближение ТС перед столкновением, их взаимодействие при ударе и отбрасывание (движение после столкновения).

**Первая стадия** – процесс сближения начинается с момента возникновения опасности для дорожного движения, когда для предотвращения происшествия (или уменьшения тяжести последствий) требуется немедленное принятие водителями необходимых мер, и заканчивается в момент первоначального контакта ТС. На этой стадии обстоятельства происшествия более всего определяются действиями его участников. На последующих стадиях события обычно развиваются под действием непреодолимых сил, возникающих в соответствии с законами механики. Поэтому для решения вопросов, связанных с оценкой действий участников происшествия, с точки зрения соответствия их требованиям безопасности движения, особое значение имеет установление обстоятельств происшествия на первой его стадии (скорость и направление движения ТС перед происшествием, их расположение по ширине проезжей части).

Некоторые обстоятельства происшествия на первой стадии не могут быть установлены непосредственно на месте или путем экспертного допроса свидетелей. Иногда их выясняют путем экспертного исследования механизма столкновения на последующих стадиях.

**Вторая стадия** – взаимодействие ТС – начинается с момента их первоначального контакта и заканчивается в момент, когда воздействие одного транспортного средства на другое прекращается и они начинают свободное движение.

Обширность и характер деформаций, а также перемещения ТС в процессе столкновения зависят в основном от трех обстоятельств [33]: вида столкновения, скорости сближения и типа столкнувшихся ТС.

В зависимости от вида столкновения определяются расположение деформаций по периметру ТС и их характер (направление под воздействием контактировавших частей, общие деформации корпуса).

Процесс столкновения ТС при *блокирующем* ударе можно разделить на две фазы [78].

В первой фазе происходит деформация контактирующих частей в результате их взаимного внедрения. Она заканчивается в момент падения относительной скорости ТС на участке контакта до нуля и продолжается доли секунды.

Во второй фазе блокирующего удара после завершения взаимного внедрения контактировавших участков ТС перемещаются относительно друг друга под действием сил упругих деформаций, а также сил взаимного отталкивания, возникающих при эксцентрическом ударе.

*Скользящее* столкновение имеет место в случаях, когда скорости на участках контакта не уравниваются и до начала отделения ТС друг от друга взаимодействие происходит последовательно между их разными частями, расположенными по линии относительно смещения контактировавших участков.

При блокирующем столкновении общее направление деформаций совпадает с направлением вектора относительной скорости, при скользющем столкновении оно может существенно отклоняться из-за возникновения поперечных составляющих сил взаимодействия. Относительное смещение центров тяжести ТС в процессе образования деформаций при скользющем столкновении может быть значительно больше, чем при блокирующем, что уменьшает силы взаимодействия благодаря большему демпфированию. Кроме того, при скользщем столкновении на образование деформаций затрачивается меньшая часть кинетической энергии ТС, что также способствует уменьшению сил взаимодействия при столкновении [33].

На общую деформацию корпуса ТС при столкновении влияет эксцентричность удара: при эксцентричном столкновении она более значительна, чем при центральном.

Большое влияние на образование деформаций оказывает скорость сближения ТС в момент столкновения, поскольку замедление в процессе образования деформаций пропорционально квадрату скорости сближения. Чем выше скорость сближения, тем существеннее как общая деформация корпуса, так и деформации частей ТС, непосредственно контактировавших при столкновении.

Скорость сближения контактировавших при столкновении участков не следует отождествлять со скоростью сближения центров тяжести ТС перед столкновением. В некоторых случаях они могут быть даже противоположными по знаку (например, при ударе легкового автомобиля в заднее колесо тяжелого грузового автомобиля, когда сближение контактировавших при столкновении участков происходило в момент увеличения расстояния между центрами тяжести ТС).

Поскольку повреждения ТС при столкновении зависят от прочности и жесткости контактировавших частей и их взаимного расположения, большое влияние на их образование оказывает тип ТС; нередко при почти полном разрушении легкового автомобиля на грузовом, с которым произошло столкновение, имеются лишь незначительные притертости без существенного повреждения его частей.

В зависимости от вида столкновения скорость ТС после столкновения может резко снизиться (при встречном столкновении), возрасти (при попутном заднем столкновении), может также измениться направление движения (при перекрестном столкновении).

Когда силы взаимодействия при столкновении действуют в горизонтальной плоскости, изменение скорости движения ТС и его направления в процессе столкновения определяется условием равенства равнодействующей количества движения двух ТС до и после столкновения (закон сохранения количества движения).

Поэтому векторы количества движения каждого из двух ТС до и после столкновения являются сторонами параллелограммов, построенных на диагоналях, по величине и направлению равных вектору количества движения обоих ТС (рис. 2.2).

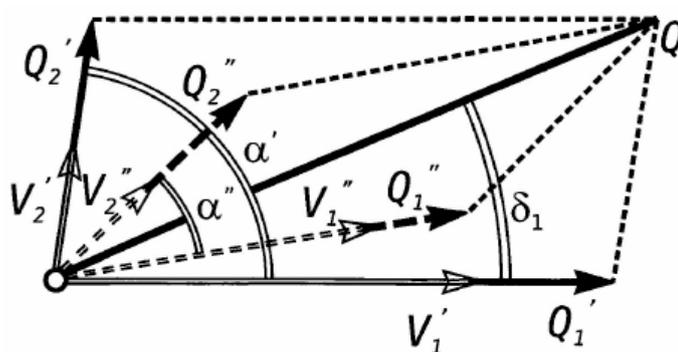


Рис. 2.2. Схема определения взаимосвязи между векторами количества движения ТС до и после столкновения

Для определения направления движения или скорости ТС до столкновения очень важно исследовать направление следов колес ТС непосредственно после удара, что позволит установить направление смещения центров тяжести каждого ТС и скорости их движения (по перемещениям и развороту вокруг центра тяжести за время перемещения) после удара.

При блокирующем эксцентричном столкновении на ТС действуют силы взаимодействия, в результате чего происходит разворот ТС в направлении возникшего инерционного момента – тем более резкий, чем больше эксцентricность удара. При этом, если столкновение продольное, центр тяжести ТС смещается от линии удара и ТС к моменту выхода из контакта приобретает новое направление движения. После столкновения ТС расходятся под некоторым углом друг к другу, если между ними не произошло сцепления, одновременно разворачиваясь в направлении действовавшего инерционного момента.

При продольном скользящем столкновении равнодействующая импульсов сил взаимодействия может существенно отклоняться от продольного направления, в результате «расклинивания» ТС, когда происходит взаимное отбрасывание контактировавших участков в поперечном направ-

лении. При этом ТС также расходятся в противоположные стороны от продольного направления, но отбрасывание контактировавших участков вызывает разворот ТС в обратном направлении, если равнодействующая векторов импульсов сил взаимодействия проходит впереди центра тяжести ТС, или в том же направлении, если она проходит сзади.

Направление и скорость сближения (относительная скорость) контактировавших при столкновении участков определяются вектором геометрической разности векторов скорости их движения в момент удара (рис. 2.3). Направление этой скорости может быть установлено и трасологическим путем по направлению трасс, возникших на контактировавших частях в первоначальный момент.

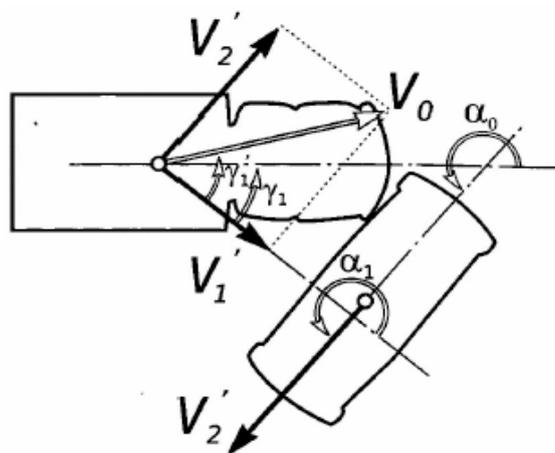


Рис. 2.3. Схема определения относительной скорости (скорости встречи) ТС при столкновении

Скорость сближения влияет не только на затраты кинетической энергии на деформации деталей ТС, но и на изменение направления и скорости движения ТС в процессе контактирования. Чем выше скорость сближения, тем в большей мере изменяются проекции векторов скорости движения обоих ТС на направление этой скорости (в соответствии с законом сохранения количества движения).

Влияние вида столкнувшихся ТС на направление и скорость их движения после удара связано с тем, что в контакт вступают части, различные по прочности, расположению по горизонтали и высоте, характеру взаимодействия (деформирующиеся или разрушающиеся, гладкие или сцепляющиеся между собой) и т.п.

Это способствует отклонению равнодействующей импульсов сил взаимодействия от направления скорости сближения и по горизонтали, и по вертикали (когда одно ТС «подлезает» под другое).

Отклонение равнодействующей в вертикальной плоскости приводит к тому, что изменяются закономерности отбрасывания ТС в процессе столкновения. ТС, которое будет прижиматься к опорной поверхности верти-

кальной составляющей силы взаимодействия, будет испытывать большее сопротивление смещению вследствие возрастания сцепления колес с поверхностью дороги и сместится на меньшее расстояние, чем при горизонтальном направлении этой силы. Другое ТС, подброшенное при ударе вертикальной составляющей силы взаимодействия, наоборот, сместится на большее расстояние. При этом условие отклонение направления движения ТС и скорости их движения после столкновения могут несколько не соответствовать закону сохранения количества движения, если не учитывать того обстоятельства, что силы сопротивления смещению в процессе их контактирования могли быть неодинаковыми.

Поэтому при трасологическом исследовании ТС после столкновения нужно обращать внимание на признаки, свидетельствующие о набегании одного ТС на другое, при котором возникают вертикальные составляющие силы взаимодействия. Такими признаками являются отпечатки или трассы, оставленные частями одного ТС на другом на высоте, большей высоты расположения этих частей в нормальном положении ТС; следы на верхних поверхностях деформированных частей одного ТС, оставленные нижними частями другого; следы наезда колесами сверху и т.п.

Разворот ТС в процессе контактирования при столкновении происходит при эксцентричных столкновениях, когда равнодействующая импульсов сил взаимодействия не совпадает с центром тяжести ТС и под действием возникающего при этом условия инерционного момента ТС успевает приобрести угловую скорость.

При блокирующих столкновениях направление удара близко совпадает с направлением относительной скорости контактировавших при столкновении участков ТС, при скользящих – возникающие поперечные составляющие сил взаимодействия отклоняют равнодействующую в сторону, противоположную месту расположения участка, которым был нанесен удар. Направление разворота после столкновения будет зависеть от того, как пройдет равнодействующая относительно центра тяжести ТС.

В экспертной практике это обстоятельство не всегда учитывается, что в некоторых случаях при отсутствии данных об оставленных ТС следах в процессе отбрасывания после столкновения может привести к ошибочному заключению о направлении разворота ТС и механизме происшествия в целом.

При трасологическом исследовании необходимо выявлять признаки характера столкновения (скользящее или блокирующее). При скользящем столкновении, когда ТС выходят из контакта друг с другом до того, как относительная скорость упадет до нуля, возникают продольные трассы, следующие основными повреждениями, происходит загиб выступающих или частично сорванных частей назад при завершении деформаций; после происшествия в продольном направлении ТС располагаются по обе стороны от места столкновения.

Признаками блокирующего столкновения являются наличие следов на контактировавших участках (отпечатков отдельных деталей одного ТС на поверхностях другого) и большая глубина взаимного внедрения на ограниченном участке.

Угол разворота за время контактирования, как правило, невелик, если незначительно относительное перемещение ТС в процессе взаимного контактирования, при низкой скорости сближения и блокирующих столкновениях, а также при незначительной эксцентricности удара.

Вторая стадия механизма столкновения является связующей между первой и третьей его стадиями, что при определенных условиях позволяет установить обстоятельства происшествия на первой стадии исходя из результатов исследования дорожной обстановки после происшествия.

Для следственных органов основное значение имеет установление того, что произошло до столкновения, т.е. на первой стадии механизма столкновения, поскольку это дает возможности оценить, действия водителя. В то же время наибольшее число следов и других признаков происшествия, как правило, остается после столкновения. Этим обстоятельством определяется значение исследования механизма столкновения во второй его стадии.

**Третья стадия** – процесс отбрасывания (движение после столкновения) – начинается с момента прекращения взаимодействия между ТС и начала их свободного движения, заканчивается в момент завершения движения под воздействием сил сопротивления [78].

Механизм столкновения на этой стадии определяют по результатам воздействия сил удара на ТС – отбрасыванию и разводу ТС, отделению и рассеиванию частей, осколков, разбрызгиванию жидкости. Поэтому наиболее полные данные, необходимые для установления механизма столкновения, могут быть получены при осмотре и исследовании места происшествия.

### 2.3. Установление угла взаимного расположения ТС в момент столкновения

Экспертное исследование следов и повреждений на ТС позволяет установить обстоятельства, определяющие вторую стадию механизма столкновения – процесс взаимодействия при контактировании [33].

Основными задачами, которые могут быть решены при экспертном исследовании следов и повреждений на ТС, являются:

- 1) установление угла взаимного расположения ТС в момент столкновения;
- 2) определение точки первоначального контакта на ТС. Решение этих двух задач выявляет взаимное расположение ТС в момент удара, что по-

звolyет установить или уточнить их расположение на дороге с учетом оставшихся на месте происшествия признаков, а также направление линии столкновения;

3) установление направления линии столкновения (направление ударного импульса – направление относительной скорости сближения). Решение этой задачи дает возможность выяснить характер и направление движения ТС после удара, направление травмирующих сил, действовавших на пассажиров, угол столкновения и др.;

4) определение угла столкновения (угла между направлениями движения ТС перед ударом). Угол столкновения позволяет установить направление движения одного ТС, если известно направление другого, и количество движения ТС в заданном направлении, что необходимо при выявлении скорости движения и смещения от места столкновения.

Кроме того, могут возникать задачи, связанные с установлением причин и времени возникновения повреждений отдельных деталей. Такие задачи решаются, как правило, после изъятия поврежденных деталей с ТС путем комплексного исследования автотехническими, трасологическими и металловедческими методами.

Определение угла взаимного расположения ТС  $\alpha_0$  по деформациям и следам на ТС с достаточной точностью возможно при блокирующих ударах, когда относительная скорость сближения ТС в местах их контакта падает до нуля, т.е. когда практически вся кинетическая энергия, соответствующая скорости сближения, расходуется на деформации.

Принимается, что за короткое время образования деформаций и гашения относительной скорости сближения продольные оси ТС не успевают заметно изменить своего направления. Поэтому при совмещении контактировавших поверхностей деформированных при столкновении парных участков продольные оси ТС будут расположены под тем же углом, что и в момент первоначального контакта.

Следовательно, для установления угла  $\alpha_0$  необходимо найти парные, контактировавшие при столкновении участки на обоих ТС (вмятины на одном ТС, соответствующие конкретным выступам на другом, отпечатки характерных деталей). Следует иметь в виду, что выбранные участки должны быть жестко связаны с ТС.

Расположение участков на частях ТС, смещенных, сорванных в процессе движения после удара, не позволяет определить угол  $\alpha_0$ , если невозможно с достаточной точностью установить их положение на ТС в момент завершения деформации при ударе.

Угол взаимного расположения  $\alpha_0$  находится несколькими способами [33].

### 2.3.1. Определение угла взаимного расположения ТС

в момент столкновения при непосредственном сопоставлении повреждений

Установив на ТС две пары контактировавших участков, расположенных по возможности на наибольшем расстоянии друг от друга, размещают ТС так, чтобы расстояния между контактировавшими участками в обоих местах были одинаковыми (рис. 2.4).

При непосредственном сопоставлении ТС легче и точнее можно определить контактировавшие точки. Однако сложность доставки в одно место обоих ТС, когда они нетранспортабельны, и трудность их размещения относительно друг друга в некоторых случаях могут сделать нецелесообразным использование этого способа [33].

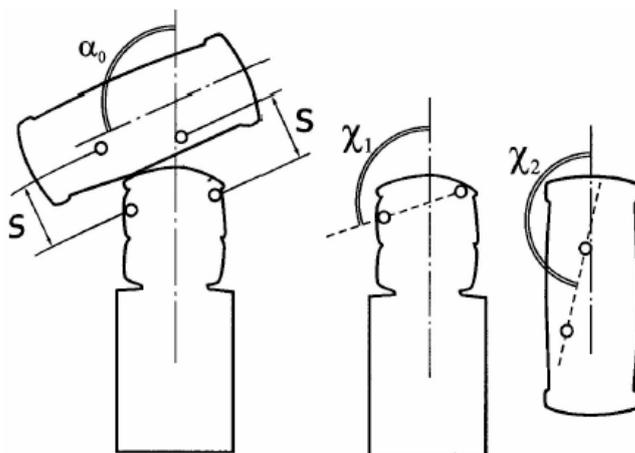


Рис. 2.4. Схема определения угла взаимного расположения ТС при столкновении по двум парам контактировавших участков

Способ измерения угла  $\alpha_0$  зависит от характера деформаций корпуса ТС. Он может быть измерен между бортами ТС, если они не повреждены и параллельны продольным осям, между осями задних колес, между специально проложенными линиями, соответствующими недеформированным частям корпуса ТС.

### 2.3.2. Определение угла взаимного расположения ТС

по углам отклонения следообразующего объекта и его отпечатка

Нередко после столкновения на одном из ТС остаются четкие отпечатки частей другого – ободков фар, бамперов, участков облицовки радиатора, передних кромок капотов, и др. [33].

Замерив углы отклонения плоскости следообразующего объекта на одном ТС и плоскости его отпечатка на другом (углы  $\chi_1$ ,  $\chi_2$ ) от направления продольных осей ТС (см. рис. 2.4), определим угол по формуле

$$\alpha_0 = 180 + \chi_1 - \chi_2, \quad (2.1)$$

где  $\alpha_0$  – угол взаимного расположения, отсчитываемый от направления продольной оси первого ТС, град.

Направление отсчета углов в расчетах принимается против часовой стрелки.

### 2.3.3. Определение угла взаимного расположения ТС по расположению двух пар контактировавших участков

В тех случаях, когда на деформированных частях ТС отсутствуют отпечатки, позволяющие измерить углы отклонения плоскости контактирования от продольной оси, необходимо найти, по крайней мере, две пары контактировавших участков, расположенных как можно дальше друг от друга [33].

Замерив углы отклонения от продольных осей прямых, соединяющих между собой эти участки на каждом ТС (углы  $\chi_1$  и  $\chi_2$ ), угол  $\alpha_0$  определяют по формуле (2.1).

Когда удар при столкновении носит резко эксцентричный характер, после удара ТС разворачивается на значительный угол, глубина взаимного внедрения велика, ТС успевает за время деформации развернуться на (некоторый угол  $\Delta\alpha$ , который может быть учтен, если требуется высокая точность определения угла  $\alpha_0$ ).

Приблизительно величина поправки угла  $\alpha$  может быть определена путем следующего расчета:

$$\Delta\alpha = \theta \cdot \frac{t_{\text{вн}}}{t_{\text{раз}}}, \quad (2.2)$$

где  $\theta$  – угол разворота ТС после столкновения до остановки, град;

$t_{\text{вн}}$  – время взаимного внедрения ТС, с:

$$t_{\text{вн}} = \frac{7,2 \cdot D}{V_{\text{сбл}}}, \quad (2.3)$$

где  $D$  – глубина взаимного внедрения, м;

$V_{\text{сбл}}$  – скорость сближения ТС при столкновении, км/ч;

$t_{\text{раз}}$  – время разворота после столкновения, с:

$$t_{\text{раз}} = 7,2 \cdot \frac{S''}{V''}, \quad (2.4)$$

где  $S''$  – перемещение центра тяжести от места столкновения до остановки, м;

$V''$  – скорость ТС после столкновения, км/ч:

$$V'' = \sqrt{26 \cdot S'' \cdot j_{\text{ср}}}. \quad (2.5)$$

Подставив значение  $V''$ ,  $t_{\text{вн}}$  и  $t_{\text{раз}}$  в приведенные выражения, получим расчетную формулу для определения  $\Delta\alpha$ :

$$\Delta\alpha = \frac{D \cdot \theta}{V_{\text{сбл}}} \cdot \sqrt{\frac{26 \cdot j_{\text{ср}}}{S''}}. \quad (2.6)$$

Эта формула приближенная; она выведена из условий равномерного снижения до нуля относительной скорости сближения центров тяжести ТС при столкновении и равномерного уменьшения до нуля угловой скорости ТС к моменту остановки. Однако эти допущения не могут дать существенной погрешности при подсчете значения угла  $\alpha_0$ .

Следует иметь в виду, что при эксцентричном столкновении ТС могут разворачиваться в разных направлениях. В этом случае углы  $\Delta\alpha$  нужно определять для обоих ТС и поправка равна сумме этих углов.

При развороте ТС одного типа (имеющих близкие по значению массы) в одном направлении поправка представляет собой разность углов и является очень незначительной, поэтому проведение расчета нецелесообразно.

При столкновении ТС, имеющего большую массу, с более легким угол  $\Delta\alpha$  определяется только для более легкого ТС.

Относительную скорость (скорость встречи  $V_0$ ) проще всего определить графоаналитическим путем, построив треугольник по двум сторонам и углу между ними (см. рис. 2.3). Можно определить ее и с помощью расчетов:

$$V_0 = V_1 \cdot \cos \gamma_0^1 - V_2 \cdot \cos(\alpha_1 - \gamma_0^1), \quad (2.7)$$

где  $V_1, V_2$  – скорости ТС в момент столкновения, км/ч;

$\gamma_0^1$  – угол отклонения скорости встречи первого ТС от направления его движения, град;

$$\text{tg} \gamma_0^1 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{V_1}{V_2}}, \quad (2.8)$$

где  $\alpha_1$  – угол столкновения, град.

#### 2.3.4. Определение угла столкновения ТС

Угол столкновения – это угол между направлениями движения ТС в момент удара, отсчитываемый от направления движения данного (первого) ТС против часовой стрелки (условно) [33].

Если ТС двигалось без заноса, угол столкновения равен углу взаимного расположения ТС в момент удара ( $\alpha_1 = \alpha_0$ ).

При движении ТС с заносом угол столкновения по отношению к первому ТС определяется по формуле (рис. 2.5):

$$\alpha_1 = \alpha_0 + \gamma_1 - \gamma_2, \quad (2.9)$$

где  $\gamma_1, \gamma_2$  – углы заноса, соответственно, первого и второго ТС.

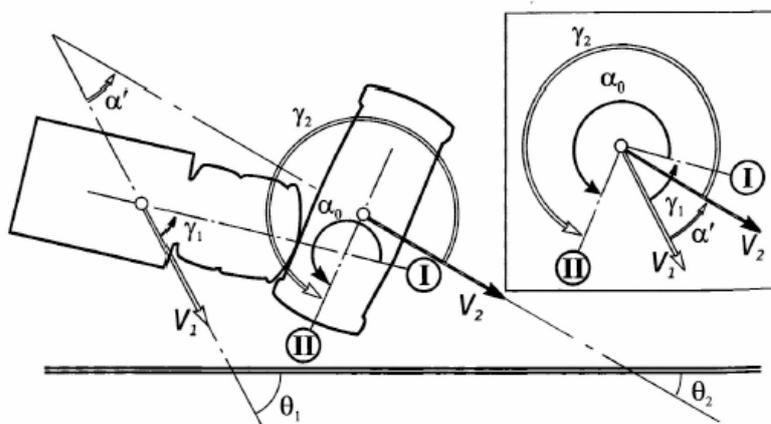


Рис. 2.5. Схема определения угла встречи двигавшихся с заносом ТС при столкновении

Если установлен угол отклонения относительной скорости  $\gamma_0$  от направления движения ТС, то угол столкновения может быть определен по формуле

$$\sin \alpha_1 = 180 + \gamma_0 + \arcsin \frac{V_1^1}{V_2^1} \cdot \sin \gamma_0. \quad (2.10)$$

Удар при столкновении ТС – сложный кратковременный процесс, длящийся сотые доли секунды, когда кинетическая энергия движущихся ТС затрачивается на деформацию их частей. В процесс образования деформаций при взаимном внедрении ТС в контакт входят различные части, проскальзывая, деформируясь, разрушаясь в разные моменты времени. При этом между ними возникают силы взаимодействия переменной величины, действующие в разных направлениях [33].

Поэтому под силой взаимодействия между ТС при столкновении (силой удара) следует понимать равнодействующую импульсов всех элементарных сил взаимодействия между контактировавшими частями с момента первоначального контакта при столкновении до момента завершения деформации.

Прямая, проходящая по линии действия равнодействующей импульсов сил взаимодействия, называется линией удара. Очевидно, линия удара проходит не через точку первоначального контакта ТС при столкновении, а где-то вблизи от места удара по наиболее прочному и жесткому его участку (колесу, раме, двигателю), в направлении которого распространялись деформации. Установить точку, через которую проходит линия удара, расчетным путем практически не представляется возможным, поскольку не-

возможно определить величину и направление импульсов сил, возникающих при деформации и разрушении множества различных деталей в процессе столкновения.

Направление линии удара на данном ТС определяется углом  $\gamma_0$  измеряемым от направления его продольной оси против часовой стрелки. Величина этого угла зависит от направления относительной скорости ТС в момент первичного контакта при столкновении и от характера взаимодействия между контактировавшими при столкновении участками.

При блокирующих столкновениях, когда между контактировавшими участками не происходит проскальзывания и относительная скорость их сближения гасится в процессе деформации, направление удара совпадает с направлением относительной скорости ТС (скорости сближения контактировавших участков) и общим направлением смещения деформированных частей.

При скользящих столкновениях, когда между контактировавшими участками происходит проскальзывание и возникают значительные поперечные составляющие сил взаимодействия (силы трения), направление линии удара отклоняется от направления относительной скорости в сторону действия поперечных составляющих сил взаимодействия, что способствует взаимному отбрасыванию ТС от места столкновения в поперечном направлении.

При касательных столкновениях, когда поперечные составляющие сил взаимодействия могут значительно превышать продольные, направление линии удара может резко отклоняться в поперечном направлении, в еще большей степени способствуя взаимному отбрасыванию ТС в поперечном направлении.

Установить расчетным путем отклонение линии удара от направления относительной скорости при скользящих и касательных столкновениях практически невозможно, поскольку нельзя учесть, сопротивление относительному проскальзыванию контактировавших участков в поперечном направлении в процессе взаимного внедрения ТС при столкновении.

Приблизительно направление линии удара в таких случаях определяется общим направлением смещения деформированных частей: ТС, направлением деформации на другом ТС с учетом угла столкновения, направлением разворота ТС после удара с учетом расположения мест нанесения удара по отношению к центру тяжести.

Направление относительной скорости данного ТС определяется углом  $\gamma_0$ , измеряемым от направления его продольной оси против часовой стрелки.

Относительная скорость ТС равна относительной скорости сближения контактировавших при столкновении участков, но не скорости сближения центров тяжести ТС, которая является проекцией относительной скорости ТС на прямую, проходящую через их центры тяжести. Скорость сближения

центров тяжести ТС в момент столкновения может быть равна нулю или даже иметь отрицательное значение в зависимости от их взаимного расположения и направления движения.

Угол  $\gamma_0$  между продольной осью ТС и направлением его относительной скорости может быть определен несколькими способами в зависимости от тех данных, которыми располагает эксперт.

Определение угла  $\gamma_0$  по первичным трассам возможно в тех случаях, когда в начальный момент процесса взаимодействия ТС при столкновении на горизонтальных или близких к горизонтальным поверхностям остаются трассы, направление которых совпадает с направлением относительной скорости, если они возникли до момента смещения ударом следовоспринимающей поверхности. Такие трассы обычно остаются на верхней части крыльев, капоте, крышке багажника, краях нижней плоскости грузовых платформ, брызговиках бамперов легковых автомобилей и др. Они могут оставаться также на поверхностях, принимающих горизонтальное направление в момент первичного контакта ТС при столкновении [33].

Первичные трассы позволяют установить угол  $\gamma_0$  и в тех случаях, когда участок, на котором они остались, был деформирован или сорван последующим ударом при столкновении. Но тогда их обнаружение и определение угла  $\gamma_0$  может быть затруднено из-за деформации следовоспринимающей поверхности и наложения других следов.

Определение угла  $\gamma_0$  по последовательно оставленным следам непосредственного контакта возможно в тех случаях, когда жесткая часть одного ТС оставляет следы на участках другого, расположенных на разных расстояниях от его продольной оси. Угол  $\gamma_0$  определяется направлением прямой, соединяющей точки касания [33].

Так, если автобус передней левой стойкой зацепил зеркало заднего вида грузового автомобиля и затем нанес удар этой стойкой в заднюю часть кабины, то угол  $\gamma_0$  определяется направлением прямой, соединяющей следы контакта стойки автобуса на зеркале заднего вида и кабине грузового автомобиля.

Если бы на зеркале заднего вида следов касания не осталось, то направление прямой от него к месту удара на кабине соответствовало бы предельно возможному значению угла  $\gamma_0$ .

Таким способом определяется угол  $\gamma_0$  по следам контакта, оставленным при столкновении на передних крыльях грузовых автомобилей, и по перекрытию при ударе в заднее колесо, по следам контакта на переднем углу грузовой платформы, кабине или крыле грузового автомобиля и др.

Внедрение жесткой части одного ТС (например, бампера грузового автомобиля) в менее жесткую и прочную часть другого (например, в облицовку радиатора, радиатор, обшивку автобуса и др.) происходит в направлении относительной скорости, пока не возникнут существенные дефор-

магии воздействующей части и смещение следовоспринимающего участка. При определении угла  $\gamma_0$  в таких случаях следует учитывать смещение и деформации следовоспринимающего участка в процессе последующего взаимодействия ТС при столкновении [33].

Определение угла  $\gamma_0$  расчетным путем возможно в тех случаях когда установлены скорости движения обоих ТС в момент столкновения  $V_1$  и  $V_2$  и угол столкновения  $\alpha_1$ . Угол  $\gamma_0$  определяется по формуле (2.8). При расчете следует учитывать знаки тригонометрических функций. Поскольку отсчет углов производится от направления движения ТС в одном направлении (против часовой стрелки), их величины могут выражаться числами до  $360^\circ$  [33].

Из двух возможных значений угла  $\gamma_0$ , соответствующих  $\text{tg}\gamma_0$ , нужное определяется исходя из конкретного механизма происшествия.

Если при блокирующем столкновении часть одного ТС при внедрении в другое подверглась деформации, но при завершении деформации оставила статический след (отпечаток какого-либо ее участка), угол  $\gamma_0$  может быть определен, если будут установлены углы столкновения  $\alpha_1$ , смещения отпечатка и оставившего его участка от их первоначальных положений на ТС [33].

В таких случаях угол  $\gamma_0$  определяется по формуле

$$\text{tg}\gamma_0 = \frac{l_1 \cdot \sin \chi_1 - l_2 \cdot \sin(\chi_2 + \alpha_1)}{l_1 \cdot \cos \chi_1 - l_2 \cdot \cos(\chi_2 + \alpha_1)}, \quad (2.11)$$

где  $l_1, l_2$  – смещения контактировавших участков от их первоначального положения, м;

$\chi_1, \chi_2$  – отклонения направления смещения контактировавших участков от продольных осей ТС, град.

Если благодаря большой прочности и жесткости контактировавшего участка одного из ТС он не сместился от первоначального положения, то, подставив в приведенную формулу соответственно  $l_1 = 0$  или  $l_2 = 0$ , получим:

$$\text{tg}\gamma_0 = \text{tg}\chi_1; \gamma_0 = \chi_1; \quad (2.12)$$

$$\text{tg}\gamma_0 = \text{tg}(\chi_2 + \alpha_1); \gamma_0 = \chi_2 + \alpha_1 \pm 180^\circ.$$

## 2.4. Определение места столкновения ТС

Установление места столкновения во многих случаях имеет решающее значение для оценки действий водителей, причастных к ДТП. Поэтому когда установить место столкновения следственным путем не представляется

возможным, данный вопрос ставится на разрешение транспортно-трассологической экспертизы [33].

Возможность решения вопроса о месте столкновения ТС экспертным путем и точность, с которой может быть установлено расположение каждого ТС на дороге в момент столкновения, зависят от того, какими исходными данными об обстоятельствах происшествия располагает эксперт и насколько точно они установлены.

Для установления или уточнения расположения ТС в момент их столкновения эксперту необходимы такие объективные данные [78]:

- о следах, оставленных ТС на месте происшествия, об их характере, расположении, протяженности;

- о следах (трассах), оставленных отбрасываемыми при столкновении объектами: частями ТС, отделившимися при ударе, выпавшим грузом и др.;

- о расположении участков скопления отделившихся от ТС мелких частиц: опавшей земли, грязи, осколков стекол, участков разбрызгивания жидкостей;

- о расположении после столкновения ТС и объектов, отброшенных при столкновении;

- о повреждениях ТС.

В большинстве случаев эксперт располагает лишь некоторыми из перечисленных данных.

Следует отметить, что, как бы добросовестно ни фиксировалась обстановка на месте происшествия лицами, не имеющими опыта производства автотехнических экспертиз (или незнакомыми с методикой экспертного исследования), все же неизбежны упущения, которые нередко являются причиной невозможности установления места столкновения. Поэтому очень важно, чтобы осмотр места происшествия проводился с участием специалиста.

При осмотре и исследовании места происшествия в первую очередь надо фиксировать те признаки происшествия, которые за время осмотра могут измениться, например, следы торможения или заноса на мокром покрытии, следы перемещения мелких объектов, следы шин, оставшиеся при пересечении луж или выезде с обочин, участки опавшей земли во время дождя. Следует зафиксировать также расположение ТС, если необходимо переместить их для оказания помощи пострадавшим или для освобождения проезжей части.

Основными признаками, по которым можно определить место столкновения, являются [78]:

- резкое отклонение следа колеса от первоначального направления, возникающее при эксцентрическом ударе по транспортному средству или при ударе по его переднему колесу;

– поперечное смещение следа, возникающее при центральном ударе и неизменном положении передних колес. При незначительном поперечном смещении следа или незначительном его отклонении эти признаки можно обнаружить, рассматривая след в продольном направлении с малой высоты;

– следы бокового сдвига незаблокированного колеса, возникающие в момент столкновения в результате поперечного смещения ТС или резкого поворота его передних колес. Как правило, такие следы малозаметны;

– прекращение или разрыв следа юза. Происходит в момент столкновения в результате резкого нарастания нагрузки и нарушения блокировки колеса или отрыва от поверхности дороги;

– след юза одного колеса, по которому был нанесен удар, заклинивший его (иногда лишь на короткий промежуток времени). При этом необходимо учитывать, в каком направлении образовался след, исходя из расположения ТС после происшествия;

– следы трения деталей ТС о покрытие при разрушении его ходовой части (при отрыве колеса, разрушении подвески). Начинаются обычно у места столкновения;

– следы перемещения обоих ТС. Место столкновения определяется по месту пересечения направлений этих следов с учетом взаимного расположения ТС в момент столкновения и расположения на них деталей, оставивших следы на дороге.

В большинстве случаев перечисленные признаки малозаметны, и при осмотре места происшествия зачастую их не фиксируют (или фиксируют недостаточно точно). Поэтому в тех случаях, когда точное установление расположения места столкновения имеет существенное значение для дела, необходимо провести экспертное исследование места происшествия.

В некоторых случаях место столкновения может быть определено по направлению трасс, оставленных на дороге объектами, отброшенными при столкновении. Такими трассами могут быть царапины и последовательно расположенные выбоины на дороге, оставленные частями ТС, упавшими мотоциклами, велосипедами или грузом, а также следы волочения тел водителей или пассажиров, выпавших из ТС в момент удара. Помимо этого на месте происшествия остаются следы перемещения мелких объектов, заметные на снегу, грунте, грязи, пыли [78].

Вначале отбрасываемые объекты движутся прямолинейно от места их отделения от ТС. Затем в зависимости от конфигурации объекта и характера его перемещения по поверхности дороги может происходить отклонение от первоначального направления движения. При чистом скольжении по ровному участку движение объектов остается практически прямолинейным до остановки. При перекачивании в процессе перемещения направление движения по мере снижения скорости может изменяться. Поэтому место столкновения ТС может быть установлено по следам отброшенных

объектов в случаях, когда имеются признаки того, что эти объекты двигались прямолинейно или траектория их движения просматривается на всем протяжении.

Для определения места расположения ТС в момент столкновения по следам отброшенных объектов в сторону предполагаемого места столкновения следует провести линии, являющиеся продолжением направления этих следов. Место пересечения данных линий соответствует месту удара (место отделения от ТС объектов, оставивших следы).

Чем больше зафиксировано следов, оставленных отброшенными объектами, тем точнее можно указать место столкновения, поскольку появляется возможность выбрать наиболее информативные следы, исключив те из них, которые могли отклоняться от направления на место столкновения (например, при перекачивании оставивших их объектов, движении объектов через неровности, расположении начала следа на большом расстоянии от места столкновения).

Выяснить место столкновения ТС по расположению каких-то частей не представляется возможным, поскольку их перемещение после отделения от ТС зависит от многих не поддающихся учету факторов. Участок расположения наибольшего числа отброшенных при столкновении частей может лишь приблизительно указывать на место столкновения. Причем, если место столкновения определяется по ширине дороги, должны быть учтены все обстоятельства, способствовавшие одностороннему смещению отброшенных частей в поперечном направлении.

Достаточно точно место столкновения определяется по расположению земли, осыпавшейся с нижних частей ТС в момент удара. При столкновении частицы земли отбрасываются с большой скоростью и падают на дорогу практически в том месте, где произошел удар [78].

Наибольшее количество земли отделяется от деформируемых частей (поверхностей крыльев, брызговиков, днища кузова), но при сильном загрязнении автомобиля земля может осыпаться и с других участков. Поэтому важно установить не только с какого ТС осыпалась земля, но и с каких именно его частей. Это позволит более точно указать место столкновения. При этом следует учитывать границы участков осадения наиболее мелких частиц земли и пыли, так как крупные могут смещаться дальше по инерции.

Место столкновения может быть также определено по расположению участков рассеивания осколков. В момент удара осколки стекол и пластмассовых деталей разлетаются в разных направлениях. Определить с достаточной точностью влияние всех факторов на передвижение осколков трудно, поэтому указать место удара только по расположению участка рассеивания (в особенности при значительных его размерах) можно приблизительно.

При определении места столкновения по расположению осколков в продольном направлении следует учитывать, что осколки по направлению движения ТС рассеиваются в виде эллипса, ближайшая граница которого проходит от места удара на расстоянии, близком к величине перемещения их в продольном направлении за время свободного падения.

Как правило, ближе всего к месту удара лежат самые мелкие осколки, крупные могут перемещаться значительно дальше, продвигаясь по поверхности дороги после падения по инерции.

По расположению мелких осколков место столкновения более точно определяется на мокрой, грязной, грунтовой дороге или на дороге с щебеночным покрытием, когда проскальзывание мелких осколков по поверхности дороги затруднено.

При встречных столкновениях место удара в продольном направлении можно приблизительно определить исходя из расположения дальних границ участков рассеивания осколков стекол, отброшенных от каждого из столкнувшихся ТС в направлении его движения. При аналогичном характере разрушения однотипных стекол максимальная дальность отброса осколков при их перемещении по поверхности дороги прямо пропорциональна квадрату скоростей движения ТС в момент столкновения.

Отмечая дальние границы участков рассеивания осколков стекол, следует исключить возможность ошибки, т.е. принимать за отброшенные те осколки, которые вынесены ТС при продвижении его после столкновения.

По ширине дороги место столкновения может быть указано приблизительно в тех случаях, когда участок рассеивания имеет небольшую ширину и можно установить направление продольной оси эллипса рассеивания. Следует иметь в виду возможную погрешность в тех случаях, когда рассеивание осколков вправо и влево от направления движения ТС было неодинаковым (например, в результате рикошета осколков от поверхности другого ТС).

Направление движения и расстояние, на которое перемещаются ТС от места столкновения, зависят от многих обстоятельств: скорости и направления движения ТС, их масс, характера взаимодействия контактирующих частей, сопротивления перемещению и других. Поэтому аналитическая зависимость координат места столкновения ТС от величин, определяющих эти обстоятельства, в общем случае весьма сложна. Подстановка в расчетные формулы величин даже с небольшими погрешностями может привести эксперта к ошибочным выводам. Установить же значения этих величин с необходимой точностью практически невозможно. Отсюда следует, что на основании данных о расположении ТС после происшествия место столкновения может быть указано лишь в некоторых случаях [78].

При проведении экспертиз по делам о дорожно-транспортных происшествиях нередко ставится вопрос о том, на какой стороне проезжей части

произошло столкновение ТС, двигавшихся параллельными курсами. Для решения этого вопроса необходимо точно определить поперечное смещение ТС от места столкновения, что при отсутствии данных о следах на дороге может быть установлено по расположению ТС после происшествия.

Наиболее точно место столкновения определяется в случаях, когда после удара ТС продолжают контактировать (или расходятся на незначительное расстояние). Поперечное смещение ТС от места столкновения происходит тогда в результате их поворота относительно центра тяжести. Величины перемещения ТС примерно обратно пропорциональны величинам массы (или силы тяжести).

Исследование повреждений, полученных ТС при столкновении, часто позволяет установить взаимное расположение их в момент столкновения и направление удара. Так, если определено направление движения и место расположения одного из столкнувшихся ТС в момент удара, то по повреждениям устанавливается место расположения другого ТС и точка, в которой произошел их первичный контакт. Во многих случаях это позволяет определить, на какой стороне проезжей части дороги произошло столкновение [78].

Если известно лишь расположение ТС после происшествия, то по повреждениям можно установить направление удара и вероятное смещение ТС после столкновения. Наиболее точно место столкновения можно определить, когда расстояния, на которые сместились ТС после удара незначительны.

При столкновениях, явившихся результатом внезапного поворота влево одного из ТС, может быть определено крайнее правое положение этого ТС в момент удара, исходя из возможности совершения маневра по условиям сцепления. В ряде случаев это позволяет выяснить, на какой стороне произошло столкновение, если по деформациям установлено, под каким углом нанесен удар.

При установлении механизма столкновения изучаются повреждения на автомобилях (при проведении транспортно-трассологических экспертиз), а основополагающими при этом становятся следы, зафиксированные в схеме ДТП. Все следы, подлежащие экспертному анализу, можно условно разделить на **две группы**: следы в виде повреждений на ТС и следы, оставленные транспортными средствами на других объектах (проезжей части, на элементах дороги и т.п.).

Все следы в трассологии классифицируются как:

- объемные, имеющие три измерения (длина, глубина, ширина);
- поверхностные, имеющие два измерения;
- видимые невооруженным глазом;
- невидимые;
- локальные;

- периферийные, находящиеся за зоной воздействия и образованные остаточной деформацией;
- точечные и линейные;
- позитивные и негативные;
- наслоения и отслоения.

В транспортной трасологии следы столкновения транспортных средств, классификация которых приведена выше, имеют **девять названий**, принятых для описания повреждений при производстве транспортно-трасологических экспертиз [78]:

1) **вмятина** – это повреждение различной формы и размеров, которое характеризуется вдавленностью следовоспринимающей поверхности, появляются вследствие ее остаточной деформации;

2) **задиры** – это следы скольжения с приподнятостью кусочков, частиц следовоспринимающей поверхности, которые образуются при контакте жесткой поверхности частиц одного ТС с менее жесткой поверхностью другого ТС;

3) **пробой** – сквозное повреждение размером более 10 мм (используется как при исследовании шин, так и описании повреждений на частях транспортного средства);

4) **прокол** – сквозное повреждение до 10 мм (используется лишь при исследовании шин);

5) **царапина** – неглубокое, поверхностное повреждение, длина которого больше ширины, без снятия поверхностного слоя материала (не считая лакокрасочного покрытия);

6) **наслоение** – связанное с процессом слеодообразования и перенесением материала одного объекта на другой;

7) **отслоение** – отделение частиц, кусочков металла, других веществ с поверхности объекта;

8) **соскоб** – отсутствие кусочков верхнего слоя следовоспринимающего материала, вызванное воздействием остро режущей кромки другого объекта;

9) **прижатие** – придавливание потерпевшего ТС к другому объекту либо между частями самого ТС (используется при производстве комплексных автотехнических и судебно-медицинских экспертиз).

К наиболее информативным признакам, указывающим на расположение места столкновения, относятся следы перемещения транспортных средств до столкновения. Данные следы могут быть следами торможения, качения, бокового сдвига, пробуксовки и т.п. При этом установление места столкновения по следам перемещения автомобилей требует исследований как характера их расположения, так и принадлежности конкретному автомобилю и даже колесу. Так, если на схеме, на проезжей части отображен след торможения, который вначале имел прямолинейную направленность,

а затем резкое отклонение в сторону, то место отклонения следов указывает на то, что в процессе движения автомобиля на него воздействовала ударная нагрузка, которая и привела к отклонению движения автомобиля. Возникновение ударной нагрузки является фактом взаимодействия автомобилей при столкновении. Поэтому при определении места столкновения учитывается как место изменения направления следов торможения, так и расположение места первичного контакта на самом автомобиле, что устанавливается при определении механизма столкновения.

Следы бокового сдвига также указывают на то, что их образование вызвано столкновением автомобилей, и при установлении принадлежности данных следов конкретным колесам при исследовании механизма столкновения, определяется место столкновения ТС.

В экспертной практике определение механизма столкновения по повреждениям на автомобилях состоит из следующих этапов: раздельное; сравнительное; натурное сопоставление транспортных средств. При этом, если первые два этапа обязательны, без них установление механизма столкновения невозможно, то третий этап не всегда осуществим, и невозможность его проведения не зависит от эксперта. В этом случае эксперт должен провести мысленное моделирование, основанное на первых двух этапах исследования. Необходимо указать на еще один вид следовой информации, изучаемый экспертами при производстве комплексных автотехнических и судебно-медицинских экспертиз. Это следы на одежде потерпевшего, а также следы в виде телесных повреждений на теле потерпевшего. Исследование данных следов в совокупности со следами на транспортном средстве позволяет установить, например, механизм наезда автомобиля на пешехода.

К наиболее сложному исследованию следует отнести определение лица, управлявшего автомобилем на момент ДТП. В данном случае подвергаются исследованию следы на дороге, следы на транспортном средстве, а также следы на теле людей, находившихся в салоне автомобиля на момент происшествия.

Анализируя вышеизложенное, следует указать, что оценка следовой информации в каждом конкретном случае индивидуальна и не может быть неизменной методикой, а требует от эксперта абстрактного мышления, охватывавшего всю гамму следов, а также учета описанных ранее оценочных признаков в следах.

## 2.5. Установление факта движения или неподвижного состояния ТС при столкновении

Необходимость решения вопроса о том, двигалось ли ТС в момент удара при столкновении, возникает в тех случаях, когда имеются основания

предполагать, что водитель этого ТС, не пропустив другое, водитель которого пользовался преимущественным правом на движение, успел своевременно остановиться, давая другому возможность принять необходимые меры для предотвращения происшествия [33].

Если установлено, что в момент столкновения водитель, который должен был уступить дорогу, остановиться не успел, то время, которым располагал другой водитель, определяется путем расчетов, позволяя решить вопрос о наличии технической возможности у него предотвратить происшествие.

Если же определено, что к моменту столкновения водитель который должен был уступить дорогу, успел остановиться, то решить вопрос о наличии технической возможности предотвратить происшествие у водителя, пользовавшегося преимущественным правом на движение, невозможно, если время, которым он располагал для принятия необходимых мер, не будет выявлено следственным путем.

Необходимость в решении этого вопроса возникает также в тех случаях, когда требуется установить, в какой момент произошло столкновение со стоящим ТС – до или после начала движения от места остановки.

Возможность решения вопроса о том, находилось ли в движении ТС в момент удара при столкновении, зависит от конкретных обстоятельств происшествия, точности фиксации признаков, определяющих их, результатов экспертных исследований непосредственно на месте происшествия и причастных к происшествию ТС. Устанавливая комплекс признаков, соответствующих движению ТС в момент удара или его неподвижному состоянию, эксперт, как правило, может прийти к категорическому выводу о том, что ТС либо двигалось с относительно высокой скоростью, либо было неподвижно (или двигалось с малой скоростью).

Результаты основанных на законах динамики исследований, свидетельствующие о неподвижном состоянии ТС, не позволяют исключить возможности движения с малой скоростью, значение которой выходит за пределы точности исследований. Поэтому вывод о том, что ТС было неподвижным, может быть сформулирован в категорической форме лишь при наличии соответствующей совокупности установленных признаков.

В общем случае признаки, соответствующие движению или неподвижному состоянию ТС в момент удара, определяются на основании исследования:

- следов на месте происшествия;
- следов и повреждений на ТС;
- расположения ТС и отброшенных при ударе объектов после происшествия;
- положения органов управления ТС.

Следы колес ТС на месте происшествия содержат основные признаки, позволяющие решить вопрос о движении или неподвижном состоянии его в момент столкновения. Однако, как правило, к моменту производства экспертизы эти следы не сохраняются, и эксперт проводит исследование по материалам, полученным при первичном осмотре места происшествия, когда малозаметные, но крайне важные для решения данного вопроса признаки редко фиксируются с необходимой точностью [33].

Поэтому в тех случаях, когда может быть выдвинута версия о том, что одно из ТС в момент удара находилось в неподвижном состоянии, осмотр места происшествия следует проводить с привлечением высококвалифицированного специалиста.

Содержащимися в следах колес признаками того, что данное ТС в момент удара находилось в движении, являются:

- сдвиг следов колес ТС от направления удара (с учетом его разворота при эксцентричном столкновении);

- сдвиг следов колес ТС, которое нанесло удар, от направления его движения перед столкновением. Оба признака легко обнаруживаются, если ТС двигались по грунтовой дороге, песку, обледенелой дороге и т.п. На асфальте они легко обнаруживаются, если ТС двигались в заторможенном состоянии с заблокированными колесами;

- смазанный отпечаток рисунка протектора в конце следов юза колес ТС, по которому был нанесен удар. Данный признак может свидетельствовать о том, что возникшее при ударе растормаживание происходило в процессе движения ТС. При этом след юза постепенно переходит в смазанный рисунок протектора в отличие от следа, возникающего при смещении заторможенного колеса от места его остановки;

- несоответствие длины тормозного следа ТС, по которому был нанесен удар, до места удара установленной скорости его движения. Этот признак имеет существенное значение, когда длина тормозного следа до места удара намного меньше длины тормозного следа, который должен был бы остаться при торможении ТС, двигавшегося с установленной скоростью;

- отклонение следов ТС, которое нанесло удар, перед местом столкновения от первоначального направления движения в сторону, где произошло столкновение, при отсутствии помех для движения в прежнем направлении. Это может свидетельствовать о попытке водителя избежать столкновения с двигающимся наперерез ТС, но не соответствует версии о том, что оно было неподвижным. Признаки того, что ТС в момент удара могло быть неподвижным, следующие:

- более четкие отпечатки колес в местах их контакта с поверхностью дороги там, где ТС находилось в момент удара. Этот признак особенно хорошо обнаруживается на мягкой, вязкой поверхности, влажном грунте, снегу, размягченном асфальте и др.;

– резкое окончание следов юза в том месте, где ТС остановилось при экстренном торможении перед ударом;

– смещение следов колес остановившегося ТС в соответствии с направлением удара. Этот признак не исключает того, что более легкое ТС могло находиться в движении с относительно небольшой скоростью.

Другие следы на месте происшествия также могут содержать признаки, позволяющие решить вопрос о движении или неподвижном состоянии ТС в момент столкновения. К ним относятся [33]:

– наличие на месте удара незначительного подтекания жидкости (лужицы, потеки, несколько расположенных рядом капель). Этот признак свидетельствует о неподвижном состоянии ТС в момент столкновения. Его не следует путать со следами разбрызгивания жидкостей, выбрасываемых из поврежденных емкостей при ударе; наличие на месте удара пятна от выхлопных газов. Признак также свидетельствует о неподвижном состоянии ТС в момент удара. Оба признака позволяют решить вопрос о движении или неподвижном состоянии ТС в момент столкновения при условии, что место ДТП определяется с достаточной точностью;

– отсутствие осадков (снега, дождя) на участке, где непосредственно перед ударом находилось ТС. Если этот участок совпадает с местом расположения ТС в момент столкновения с достаточной точностью, то это свидетельствует о неподвижном его состоянии в момент столкновения, и наоборот.

Следы и повреждения на ТС, возникшие при столкновении, имеют большое значение для решения вопроса о движении или неподвижном состоянии их в момент ДТП благодаря тому, что они длительное время сохраняются в неизменном состоянии, а также по своей информативности [33].

Для решения этого вопроса необходимо выяснить, совпадает ли направление взаимного внедрения ТС при ударе с направлением движения ТС, нанесшего удар. Если оно совпадает, то очевидно, что ТС, по которому был нанесен удар, было неподвижно (или двигалось с очень малой скоростью), если не совпадает – значит, оно двигалось с относительно высокой скоростью.

Величина отклонения направления взаимного внедрения ТС, направления движения ТС, нанесшего удар, позволяет определить и соотношение скоростей их движения.

Признаками, свидетельствующими о том, что данное ТС в момент столкновения находилось в движении, являются:

– основное направление первичных трасс и деформаций частей ТС, которым был нанесен удар, не совпадает с направлением его движения;

– основное направление первичных трасс и деформаций частей ТС, по которому был нанесен удар, не совпадает с направлением движения другого ТС;

– отсутствуют отпечатки частей одного ТС на частях другого в местах их первичного контакта при перекрестных столкновениях и имеются горизонтальные трассы, оставленные контактировавшими частями. При малых скоростях относительного смещения и блокирующем ударе отпечатки контактировавших частей могут оставаться в конце трасс, образованных этими частями;

– на боковинах покрышек и дисках колес располагаются по окружности различные следы и повреждения (притертости, трассы, порезы, разрывы), причиненные в первоначальный момент при столкновении (до того, как ТС приобрело движение в плоскости вращения колес);

– следы шин в виде наслоения резины или стертости грязи в боковых частях ТС, по которому был нанесен удар при продольном столкновении, на высоте радиуса нанесшего удар колеса имеют наклон под углом, существенно отличающимся от  $45^\circ$ . В зависимости от угла наклона таких следов может быть установлено соотношение скоростей движения ТС при столкновении;

– следы шин на боковых поверхностях ТС, которым был нанесен удар при продольном столкновении, отклоняются от горизонтали.

Основными признаками того, что данное ТС в момент столкновения было неподвижным или двигалось с малой скоростью, могут быть следующие:

– совпадение направления первоначальных трасс и деформаций при перекрестном столкновении на ТС, которым был нанесен удар, с направлениями его движения и продольной оси, если оно двигалось без заноса;

– совпадение направления первоначальных трасс и деформаций на ТС, по которому был нанесен удар при перекрестном столкновении, с направлением движения другого ТС;

– наличие четких отпечатков частей одного ТС на другом в местах их первичного контакта при отсутствии трасс в местах образования отпечатков или при наличии трасс, возникших после образования отпечатков;

– расположение по хорде трасс на боковых поверхностях колес ТС, по которому был нанесен удар;

– расположение следов шин на боковой поверхности ТС, по которому был нанесен удар, под углом, близким к  $45^\circ$ , на высоте радиуса колеса, которым они были оставлены;

– расположение следов шин на боковой поверхности ТС, которым был нанесен удар, в горизонтальном направлении.

Расположение ТС после происшествия определяется многими факторами, учесть суммарное влияние которых с достаточной точностью не представляется возможным, особенно в тех случаях, когда перемещения ТС от места удара до остановки достаточно велики (десятки метров). На перемещение ТС от места удара влияют направление и скорость их движе-

ния, массы, взаимное расположение в момент столкновения, характер движения после удара характеристика дороги и др. Поэтому расположение ТС после происшествия во многих случаях может рассматриваться как дополнительный признак к совокупности других, свидетельствующих о движении или неподвижном состоянии ТС, по которому был нанесен удар [33].

Признаки того, что ТС находилось в движении, следующие.

При перекрестном столкновении:

– расположение обоих ТС по одну сторону от направления движения ТС, которое нанесло удар. При этом следует учитывать возможность поперечного отклонения от направления их движения непосредственно после удара под воздействием иных причин (поворота рулевого колеса, смещения в направлении плоскости вращения колес, под воздействием профиля дороги и др.;

– разворот ТС в направлении момента, который мог возникнуть при столкновении только в случае движения ТС, по которому был нанесен удар.

При продольном столкновении:

– расположение ТС, которым был нанесен удар, до места столкновения, что свидетельствует о смещении его в обратном направлении ударом ТС, двигавшегося во встречном направлении;

– расположение ТС, которым был нанесен удар, на расстоянии от места столкновения, не соответствующем скорости его движения после столкновения (если оно двигалось в заторможенном состоянии).

Признаками того, что ТС или было неподвижно, или двигалось с небольшой скоростью, являются:

– расположение ТС по обе стороны от направления движения того ТС, которое нанесло удар при перекрестном столкновении. При большой разнице масс столкнувшихся ТС этот признак учитывать не следует;

– разворот ТС при перекрестном столкновении, соответствующий направлению момента, который мог возникнуть лишь при ударе в неподвижное ТС;

– расположение ТС после продольного столкновения на расстояниях от места удара, соответствующих наезду с установленной скоростью на неподвижное ТС.

Расположение на месте происшествия отброшенных объектов, отделившихся от ТС (или находившихся внутри него), по которому был нанесен удар, позволяет в некоторых случаях установить, что оно находилось в движении. Основными признаками этого являются [33]:

– смещение участка падения осколков стекол при перекрестном столкновении в направлении передней части ТС, по которому был нанесен удар. Признак свидетельствует об их отбрасывании по инерции в направлении движения этого ТС;

– отбрасывание в том же направлении отделившихся от ТС при ударе частей, выпавшего груза, других объектов при отсутствии иных обстоятельств, которые могли способствовать смещению этих объектов к месту их расположения после происшествия;

– смещение груза, пассажиров, других объектов в ТС с отклонением в направлении его передней части.

По положению органов управления можно определить, двигалось или стояло ТС в момент столкновения, однако оно не позволяет решить данный вопрос в категорической форме. Так, если рычаг переключения передач находился в нейтральном положении, то это соответствует неподвижному состоянию ТС, но не исключено, что рычаг мог быть поставлен в такое положение после происшествия или перед ударом и ТС двигалось по инерции. Если рычаг находился в положении включенной передачи, то это соответствует движению ТС, но не исключает и его неподвижного состояния, если водитель успел остановиться, применив торможение при включенной передаче [33].

Признаками того, что ТС в момент столкновения могло находиться в движении, являются включенная передача, соответствующая условиям движения перед столкновением, включенное зажигание, выключенное положение ручного тормоза.

Признаками того, что ТС в момент столкновения могло быть неподвижным, служат нейтральное положение рычага переключения передач, выключенное зажигание, отсутствие ключа в замке зажигания, включенный ручной тормоз при условии: удар был настолько сильным, что находившиеся в ТС лица не могли изменить положение органов управления.

Большое число определяющих механизм столкновения факторов, влияние которых не поддается четкому учету из-за сложности процесса взаимодействия между ТС при столкновении, отсутствие необходимых установленных с достаточной точностью данных об обстоятельствах происшествия, а также в большинстве случаев отсутствие возможности проведения экспертного исследования ТС непосредственно на месте происшествия затрудняют решение вопроса о движении или неподвижном состоянии ТС в момент столкновения. Поэтому категорический вывод при решении данного вопроса и особенно вывод о том, что ТС в момент столкновения было неподвижным, может быть основан на результатах исследования всего комплекса признаков, подтверждающих вывод.

Подводя итог вышесказанному можно сделать выводы:

1. Различают шесть классификационных признаков, определяющих механизм столкновения ТС, которые можно разделить на две основные группы: признаки, общие для столкновения двух ТС в целом, и признаки, относящиеся: отдельно к каждому из них, которые могут и не совпадать.

2. Механизм столкновения ТС можно разделить на три стадии: сближение ТС перед столкновением, их взаимодействие при ударе и отбрасывание (движение после столкновения). Вторая стадия механизма столкновения является связующей между первой и третьей его стадиями, что при определенных условиях позволяет установить обстоятельства происшествия на первой стадии исходя из результатов исследования дорожной обстановки после происшествия.

3. Экспертное исследование следов и повреждений на ТС позволяет установить обстоятельства, определяющие вторую стадию механизма столкновения – процесс взаимодействия при контактировании.

4. Возможность решения вопроса о месте столкновения ТС экспертным путем и точность, с которой может быть установлено расположение каждого ТС на дороге в момент столкновения, зависят от того, какими исходными данными об обстоятельствах происшествия располагает эксперт и насколько точно они установлены. Оценка следовой информации в каждом конкретном случае индивидуальна и не может быть неизменной методикой, а требует от эксперта абстрактного мышления, охватывавшего всю гамму следов, а также учета описанных ранее оценочных признаков в следах.

5. Ввиду наличия большого числа факторов, оказывающих влияние на ТС в процессе столкновения, а также сложности процесса взаимодействия автомобилей, вывод о неподвижном состоянии того или иного ТС может быть основан на результатах всестороннего исследования всех имеющихся у эксперта материалов.

## 3. МЕТОДИКИ РАССЛЕДОВАНИЯ СТОЛКНОВЕНИЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

### 3.1. Основные положения теории удара

Происшествия, связанные со столкновением автомобилей и их наездом на неподвижное препятствие, имеют много общего. В процессе столкновений и наездов автомобили, пассажиры и водители подвергаются воздействию ударных нагрузок, действующих в течение короткого промежутка времени, но весьма значительных. В теоретической механике ударом называют процесс взаимодействия тел, при котором за бесконечно малый промежуток времени скорости изменяются до конечного значения. Силы, действующие на соприкасающиеся тела при ударе, настолько велики, что остальными силами можно пренебречь. Ударные нагрузки могут разрушить самые прочные и массивные детали автомобиля: лонжероны рамы, каркас кузова, картера и балки мостов, блок цилиндров.

Человек может выдержать без вреда кратковременную перегрузку (в течение 0,05...0,10 с) около 40...50g.

Некоторые водители считают, что смогут уменьшить силу удара при встречном столкновении, опираясь на рулевое колесо. Ошибочность такого мнения станет ясной, если сравнить силу инерции, действующую на водителя при лобовом ударе (8...10 кН), с мускульными усилиями рук (0,6–0,8 кН) и ног (1,0...1,5 кН). Передний пассажир не имеет опоры для рук, к тому же он менее внимательно следит за дорогой, чем водитель и, как правило, не может своевременно подготовиться к удару. Поэтому столкновения и наезды на препятствия заканчиваются для пассажира тяжелыми травмами, часто со смертельным исходом.

Процесс удара принято разделять на две фазы. Первая фаза продолжается от момента соприкосновения тел до момента их наибольшего сближения. Вторая фаза продолжается от конца первой фазы до момента разъединения тел. Во время первой фазы кинетическая энергия тел переходит в механическую энергию разрушения и деформаций деталей, а также в потенциальную энергию и тепло. Во второй фазе удара потенциальная энергия упругих частей, деформированных в процессе сближения тел, вновь переходит в кинетическую энергию, способствуя разъединению тел. При столкновении автомобилей и их наезде на неподвижное препятствие длительность первой фазы составляет 0,05...0,10 с, а второй – 0,02...0,04 с.

Потерю энергии при ударе оценивают с помощью коэффициента восстановления  $K_{уд}$ , представляющего собой отношение относительных скоростей тел перед ударом и после него:

$$K_{уд} = \frac{(v'_2 - v'_1)}{(v_1 - v_2)}, \quad (3.1)$$

где  $v_1$  и  $v_2$  – скорости тел I и II до удара, м/с (рис. 3.1, а);

$v'_1$  и  $v'_2$  – скорости тех же тел после удара, м/с (рис. 3.1, б).

При  $K_{уд} = 0$  удар абсолютно неупругий, при  $K_{уд} = 1$  – абсолютно упругий. Как абсолютно упругих, так и абсолютно неупругих тел в природе не существует, поэтому всегда  $0 < K_{уд} < 1$ . Коэффициент  $K_{уд}$  определяют экспериментально. Примерные его значения при ударах некоторых материалов приведены в табл. 3.1.

При изучении удара формулу (3.1) обычно применяют совместно с уравнением количества движения системы:

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = m_1 v'_1 + m_2 v'_2, \quad (3.2)$$

где  $m_1$  и  $m_2$  – массы тел I и II соответственно, кг (рис. 3.1).

Если коэффициенты восстановления соударяющихся тел I и II равны ( $K_{уд1} = K_{уд2} = K_{уд}$ ), то, зная скорости  $v'_1$  и  $v'_2$  после удара, можно найти начальные значения скоростей:

$$v_1 = \left[ (m_1 v'_1 + m_2 v'_2) K_{уд} - m_2 (v'_2 - v'_1) \right] / \left[ (m_1 + m_2) K_{уд} \right]; \quad (3.3)$$

$$v_2 = \left[ (m_1 v'_1 + m_2 v'_2) K_{уд} - m_1 (v'_2 - v'_1) \right] / \left[ (m_1 + m_2) K_{уд} \right]. \quad (3.4)$$

Т а б л и ц а 3 . 1

Значения коэффициента  $K_{уд}$  для некоторых материалов

Виды материалов	$K_{уд}$
Алюминий об алюминий	0,23
Сталь о сталь	0,70
Полистирол о сталь	0,95
Бронза о бронзу	0,40
Чугун о чугун	0,60

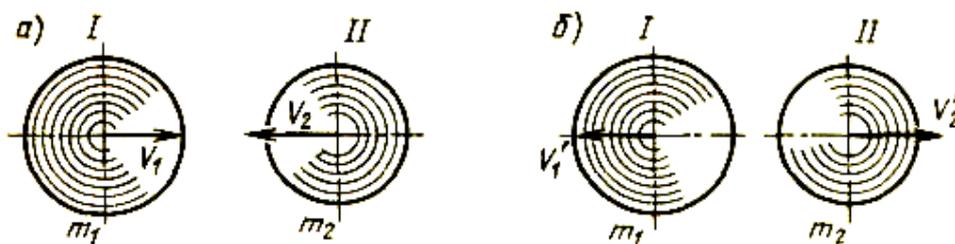


Рис. 3.1. Схема движения тел:

а – до удара; б – после удара;  $m_1$  и  $m_2$  – массы тел I и II соответственно, кг;  
 $v_1$  и  $v_2$  – скорости тел I и II до удара, м/с;  
 $v'_1$  и  $v'_2$  – скорости тех же тел после удара, м/с

Однако достоверных данных о значениях  $K_{уд}$  для автомобилей, к сожалению, немного, и в этом направлении предстоит еще большая работа. Информация, содержащаяся в различных источниках, часто противоречива. Так, по данным американского Общества инженеров-автомобилистов (SAE), значение  $K_{уд}$  при встречных столкновениях легковых автомобилей

находится в пределах  $0 \dots 0,089$ , что позволяет расценивать такие столкновения как абсолютно неупругие. Немецкий исследователь Р. Эберан считает, что  $K_{уд}$  зависит от относительной скорости  $\Delta v$  соударяющихся автомобилей, составляя при  $\Delta v \leq 8,3$  м/с примерно  $0,7$ , а при  $\Delta v \geq 15$  м/с – около  $0,1$ . В нашей стране исследование для автомобилей проведено А.В. Арутюняном. Экспериментальные наезды автомобилей ГАЗ-21 «Волга» на неподвижное жесткое препятствие (железобетонный куб) дали значения  $K_{уд} = 0,11 \dots 0,17$ .

Непосредственное применение теории удара в экспертизе ДТП затрудняется рядом обстоятельств. В теории рассматривается столкновение тел простой формы (шарообразных, плоских) и однородных (изотропных), упругие и прочностные свойства которых в каждой точке тела одинаковы. Автомобили же представляют собой сложные механические системы с различными внешними очертаниями и разной внутренней структурой. Механические свойства такой системы в отдельных ее местах могут быть резко различными. Так, жесткость и прочность облицовки радиатора или переднего крыла незначительны, а жесткость и прочность рамы или балки переднего моста достаточно велики. При этом в процессе столкновения автомобилей они контактируют не в одной точке, как это рассматривается в теории удара, а на обширных участках со сложной конфигурацией. В идеальном случае считают, что поверхности соударяющихся тел гладкие, а трение и механическое зацепление отсутствуют. Поэтому силы взаимодействия соударяющихся тел направлены по нормали к касательной, проведенной через точку первоначального контакта обоих тел. В действительности контактировать могут одновременно несколько деталей, и на автомобиль действуют несколько сил, различных по значению, направлению, продолжительности и точкам приложения. В итоге действительные последствия столкновения, в частности, скорости и перемещения автомобилей, вычисленные на основании теории удара, могут не совпадать с параметрами конкретного ДТП [30].

### 3.2. Наезд на неподвижное препятствие

Наезд автомобиля на неподвижное абсолютно жесткое препятствие может сопровождаться центральным или внецентренным ударом. При центральном ударе нормаль  $NN$  к поверхностям препятствия и автомобиля в точке их первоначального контакта проходит через центр тяжести  $C$  автомобиля (рис. 3.2).

Если масса и жесткость неподвижного препятствия достаточно велики, а разрушение его вследствие наезда незначительно (стена дома, опора моста, мачта линии высоковольтной электропередачи), то можно считать

$v_2=v'_2=0$ . Тогда из формулы (3.1)  $v_1 = -v'_1/K_{уд}$ . Знак «минус» указывает на изменение направления скорости при отскоке тела от препятствия.

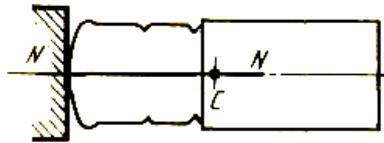


Рис. 3.2. Центральный удар:  
 $NN$  – нормаль к поверхностям препятствия и автомобиля в точке их первоначального контакта;  $C$  – центр тяжести автомобиля

На рис. 3.3 показано изменение параметров движения автомобиля при наезде его на неподвижное твердое препятствие в соответствии с теорией удара. Перед наездом автомобиль движется с постоянной скоростью  $v_1$ . В момент контакта с препятствием скорость автомобиля мгновенно падает от  $v_1$  до  $v'_1$ , меняя знак на обратный. Со скоростью  $v'_1$  автомобиль откатывается от препятствия и останавливается под действием сил сопротивления. Таким образом, к двум фазам удара, рассмотренным выше, добавляется третья фаза – откатывание или «отскок» от препятствия.

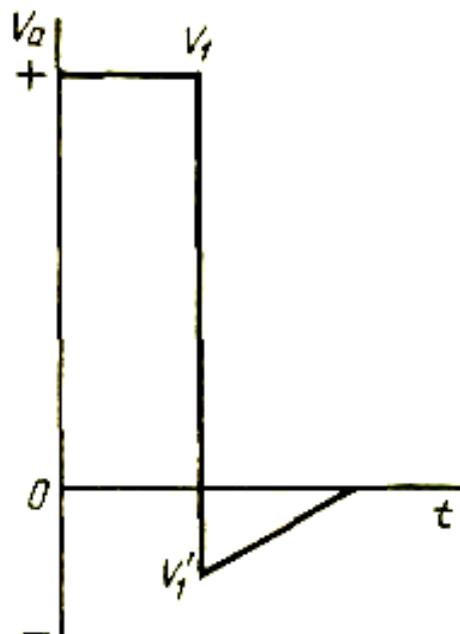


Рис. 3.3. Изменение скорости автомобиля при наезде на неподвижное препятствие:  
 $v_1$  – скорость автомобиля перед наездом на препятствие, м/с;  
 $v'_1$  – скорость откатывания автомобиля от препятствия, м/с

Процесс наезда на неподвижное препятствие иллюстрирует рис. 3.4. В начальный момент контакта с препятствием (рис. 3.4, а) общая длина автомобиля  $L_a$ . В результате смятия передней части автомобиль сближается с препятствием, двигаясь замедленно.

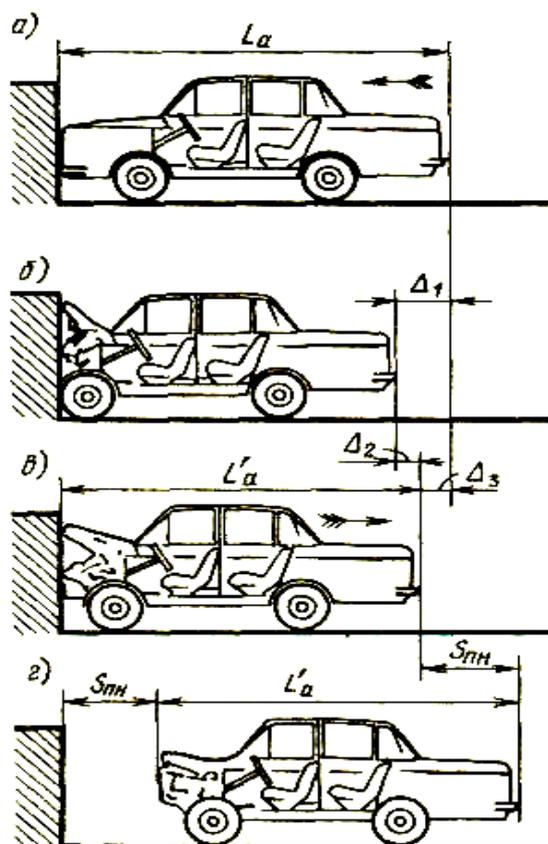


Рис. 3.4. Схема наезда автомобиля на препятствие:  
 а – начальный момент контакта автомобиля с препятствием; б – момент остановки автомобиля; в – момент отделения автомобиля от препятствия;  
 г – «отскок» автомобиля от препятствия;  
 $L_a$  – общая длина автомобиля, м;  $\Delta_1$  – деформация в момент остановки автомобиля;  $\Delta_2$  – упругая деформация;  $\Delta_3$  – остаточная деформация;  
 $L'_a$  – длина автомобиля в момент отделения от препятствия, м;  
 $S_{пн}$  – «отскок» автомобиля от препятствия, м

В момент остановки деформация достигает максимума и составляет  $\Delta_1$  (рис. 3.4, б). Затем детали, сжатые при ударе, частично распрямляются под действием сил упругости, и автомобиль начинает двигаться ускоренно в обратном направлении. В момент отделения от препятствия длина автомобиля  $L'_a$  (рис. 3.4, в). После отделения от препятствия автомобиль, двигаясь замедленно, откатывается на расстояние  $S_{пн}$  (рис. 3.4, г).

Разность размеров  $L_a - L'_a$  характеризует остаточную деформацию  $\Delta_3$ , а разность  $\Delta_1 - \Delta_3$  представляет собой упругую деформацию  $\Delta_2$ .

Коэффициентом упругости автомобиля называют отношение максимальной деформации и остаточной:  $K_{упр} = \Delta_1 / \Delta_3$ .

Найти начальную скорость автомобиля можно, если на месте ДТП измерено расстояние  $S_{пн}$  между автомобилем и препятствием после отката.

На экспериментальном графике (рис. 3.5) точка С соответствует остановке автомобиля после его отката от препятствия. Разность абсцисс точек С и В определяет продолжительность третьей фазы  $\tau_3$ , а разность их ординат – перемещение  $S_{пн}$  автомобиля в процессе отката. Сумма  $\tau_1 + \tau_2 + \tau_3$  да-

ет общую продолжительность наезда  $\tau_n$ . Учитывая кратковременность процесса отката (продолжающегося менее 1 с), можно приближенно считать все силы, действующие при этом на автомобиль, постоянными, и движение его – равнозамедленным.

Тогда перемещение автомобиля в третьей фазе

$$S_{\text{пн}} = (v'_a)^2 / (2 \cdot j_{\text{от}}), \quad (3.5)$$

где  $j_{\text{от}}$  – замедление автомобиля при откатывании от препятствия,  $\text{м/с}^2$ .

Скорость автомобиля в момент его отделения от препятствия

$$v'_a = \sqrt{2 \cdot S_{\text{пн}} \cdot j_{\text{от}}}. \quad (3.6)$$

Начальная скорость автомобиля, если водитель перед наездом не тормозил

$$v_a = v'_a / K_{\text{уд}}. \quad (3.7)$$

Если водитель применил торможение и на покрытии оставлены следы длиной  $S_{\text{ю}}$ , то

$$v_a = \sqrt{2 \cdot S_{\text{ю}} \cdot j_{\text{от}} + (v'_a / K_{\text{уд}})^2}. \quad (3.8)$$

Замедление зависит от степени разрушения автомобиля при ударе. На сухом асфальтобетоне в среднем  $j_{\text{от}} = 4,5 \dots 5,5 \text{ м/с}^2$ .

Если же скорость автомобиля перед ударом была большой и поломки деталей велики, то возможны механическое зацепление деформированных частей с покрытием дороги и образование на нем глубоких царапин и выбоин. В этом случае, как показывают наблюдения, замедление может быть значительным и в некоторых случаях превышает  $g$ .

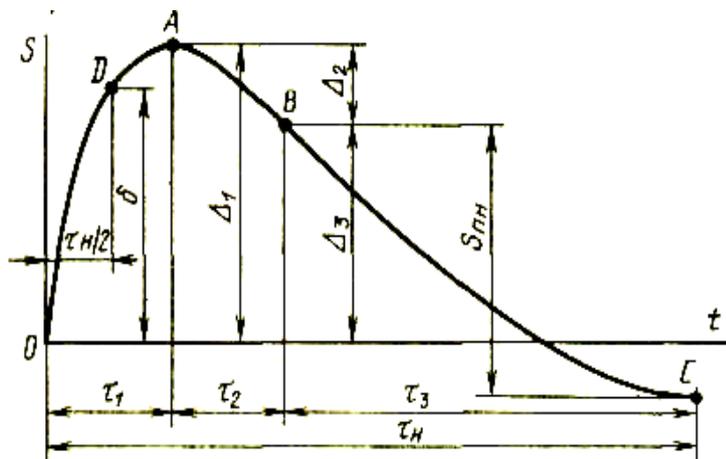


Рис. 3.5. Экспериментальный график «время – перемещение»

при наезде автомобиля на неподвижное препятствие:

$\tau_1$  – продолжительность первой фазы, с;  $\tau_2$  – продолжительность второй фазы, с;  $\tau_3$  – продолжительность третьей фазы, с;  $\tau_n$  – общая продолжительность наезда, с

При наезде автомобиля на сосредоточенное препятствие (столб, дерево) с ним контактируют только некоторые детали, и повреждения приобретают другой характер. Жесткость и прочность автомобиля по ширине различны: по сторонам его расположены лонжероны рамы или другие несущие детали кузова, хорошо выдерживающие перегрузки, в средней же части находятся обычно легко деформируемые детали. Поэтому, например, удар с одной и той же скоростью о железобетонную мачту передним углом автомобиля или его серединой имеет различные последствия [30].

### 3.3. Классическая методика анализа столкновений ТС

Определить начальную скорость автомобиля на основании данных, содержащихся в материалах уголовного дела, обычно довольно трудно, а иногда и невозможно. Причинами этого является отсутствие универсальной методики расчета, пригодной для всех вариантов столкновений, и недостаток исходных данных. Попытки использовать коэффициент восстановления в этих случаях не приводят к положительным результатам, так как достоверных значений этого коэффициента при столкновении не опубликовано. При исследовании столкновений транспортных средств нельзя применять экспериментальное значение  $K_{уд}$ , действительное для наезда автомобиля на жесткое препятствие. Процессы деформирования деталей в обоих случаях принципиально различны, соответственно различными должны быть и коэффициенты восстановления.

В Японии исследователями Такеда, Сато и другими предложена эмпирическая формула для коэффициента восстановления

$$K_{уд} = 0,574 \cdot e^{-0,0396 \cdot v_a^*}, \quad (3.9)$$

где  $v_a^*$  – скорость автомобиля, км/ч.

Однако экспериментальные точки на графике, послужившем основой для этой формулы, расположены с большим разбросом относительно аппроксимирующей кривой, и расчетные значения  $K_{уд}$  могут отличаться от действительных в несколько раз. Поэтому формулу можно рекомендовать лишь для сугубо ориентировочных подсчетов, а не для применения в экспертной практике тем более, что она описывает ДТП с иностранными автомобилями.

Отсутствие надежной информации о коэффициенте восстановления часто вынуждает экспертов рассматривать предельный случай, считая удар абсолютно неупругим ( $K_{уд}=0$ ).

Определить параметры прямого столкновения можно лишь в том случае, если один из автомобилей до удара был неподвижным, и скорость его  $v_2 = 0$ . После удара оба автомобиля перемещаются как одно целое со скоростью  $v'_1$  (рис. 3.6).

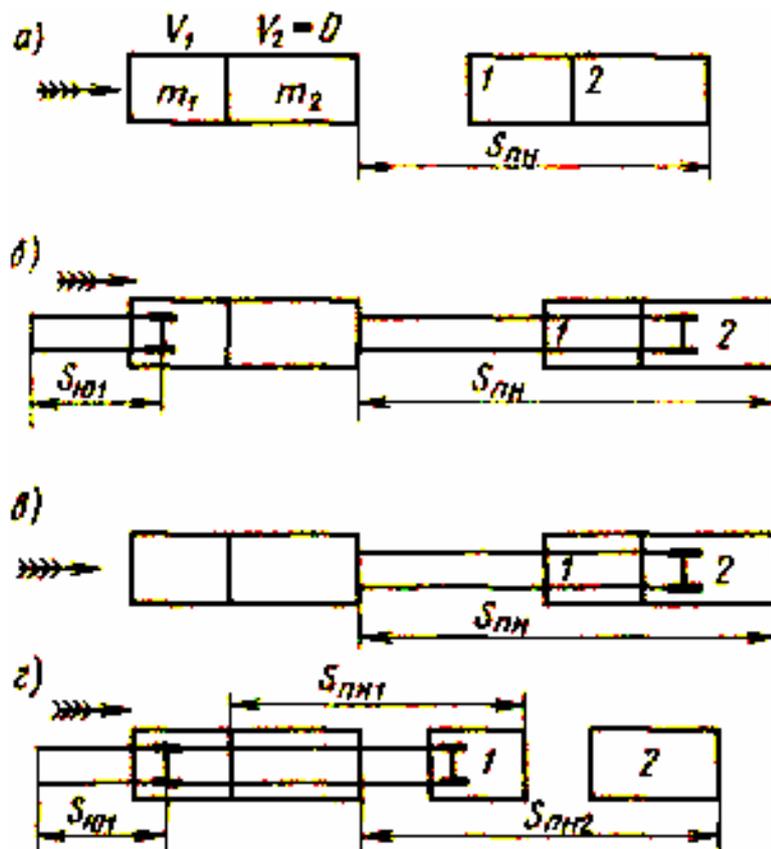


Рис. 3.6. Схемы наезда автомобиля на стоящий автомобиль:  
 а – оба автомобиля не заторможены; б – оба автомобиля заторможены;  
 в – заторможён передний автомобиль; г – заторможён задний автомобиль;  
 $m_1$  и  $m_2$  – массы автомобилей 1 и 2 соответственно, кг;  $v_1$  и  $v_2$  – скорости автомобилей 1 и 2 до удара, м/с;  $S_{пн}$  – перемещение автомобилей после удара, м;  
 $S_{ю1}$  – длина следа юза автомобиля 1 перед ударом, м;  $S_{пн1}$  – перемещение автомобиля 1 после удара, м;  $S_{пн2}$  – перемещение автомобиля 2 после удара, м

При этом возможны различные варианты.

I. Не заторможены оба автомобиля, и после удара они катятся свободно (рис. 3.6, а) с начальной скоростью  $v'_1$ .

Уравнение кинетической энергии при этом

$$(m_1 + m_2) \cdot (v'_1)^2 / 2 = (m_1 + m_2) \cdot g \cdot \psi_{дв} \cdot S_{пн}, \quad (3.10)$$

где  $S_{пн}$  – перемещение автомобилей после удара, м;

$\psi_{дв}$  – коэффициент суммарного сопротивления движению.

Следовательно,

$$v'_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot \psi_{дв} \cdot S_{пн}}. \quad (3.11)$$

Кроме того, согласно формуле (3.2) при  $v_2=0$  и  $v'_1=v'_2$  скорость автомобиля 1 перед ударом:

$$v_1 = (m_1 + m_2) \cdot v'_1 / m_1. \quad (3.12)$$

II. Оба автомобиля заторможены, после удара перемещаются совместно на расстояние  $S_{\text{пн}}$  (рис. 3.6, б) с начальной скоростью  $v'_1$ .

Скорость автомобилей после удара

$$v'_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot \phi_x \cdot S_{\text{пн}}}, \quad (3.13)$$

где  $\phi_x$  – коэффициент сцепления колёс с дорогой.

Скорость автомобиля 1 в момент удара – формула (3.12).

Скорость автомобиля 1 в начале тормозного пути:

$$v_{a1} = \sqrt{2 \cdot g \cdot \phi_x \cdot S_{\text{ю1}} + (v'_1)^2}, \quad (3.14)$$

где  $S_{\text{ю1}}$  – длина следа юза автомобиля 1 перед ударом, м.

Скорость автомобиля 1 перед началом торможения:

$$v_a = 0,5 \cdot t_3 \cdot g \cdot \phi_x + v_{a1}, \quad (3.15)$$

где  $t_3$  – время нарастания замедления автомобиля, с.

III. Заторможён стоящий автомобиль 2, автомобиль 1 не заторможён (рис. 3.6, в).

Оба автомобиля после удара перемещаются на одно и то же расстояние  $S_{\text{пн}}$  с начальной скоростью  $v'_1$ . Уравнение кинетической энергии в этом случае:

$$(m_1 + m_2) \cdot (v'_1)^2 / 2 = (m_1 \cdot \psi_{\text{дв}} + m_2 \cdot \phi_x) \cdot g \cdot S_{\text{пн}}, \quad (3.16)$$

откуда

$$v'_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot (m_1 \cdot \phi_x \cdot S_{\text{пн}} + m_2 \cdot \psi_{\text{дв}} \cdot S_{\text{пн}}) / (m_1 + m_2)}. \quad (3.17)$$

IV. Стоящий автомобиль 2 не заторможён. Задний автомобиль 1 перед ударом в заторможённом состоянии переместился на расстояние  $S_{\text{ю1}}$ . После удара перемещение автомобиля 1 равно  $S_{\text{пн1}}$ , а перемещение автомобиля 2 –  $S_{\text{пн2}}$ .

Аналогично предыдущим случаям

$$v'_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot (m_1 \cdot \phi_x \cdot S_{\text{пн1}} + m_2 \cdot \psi_{\text{дв}} \cdot S_{\text{пн2}}) / (m_1 + m_2)}. \quad (3.18)$$

Скорости  $v_l$ ,  $v_{a1}$  и  $v_a$  определяют соответственно по формулам (3.12), (3.14), (3.15).

Применить эту методику для анализа встречного или попутного столкновения, при котором двигались оба автомобиля, возможно только, если следствием или судом установлена скорость одного из автомобилей [30].

При исследовании перекрестных столкновений, когда оба автомобиля обычно совершают сложное движение, в экспертных методиках учитыва-

ют работу трения шин как при поступательном движении, так и при вращательном.

Иногда используют так называемую «приведенную» скорость автомобиля, т.е. такую скорость, при которой автомобиль, наехав на неподвижное препятствие, получает те же разрушения и деформации, что и при столкновении.

### 3.4. Методика проведения экспертизы ДТП по разлёту осколков

Математическая модель формирования на полотне дороги эллипса осколков разбившегося при столкновении стекла основана на уточнении действительной траектории движения отдельного осколка стекла до его полной остановки, которую можно представить для горизонтального участка дороги в виде схемы, представленной на рис. 3.7 [9].

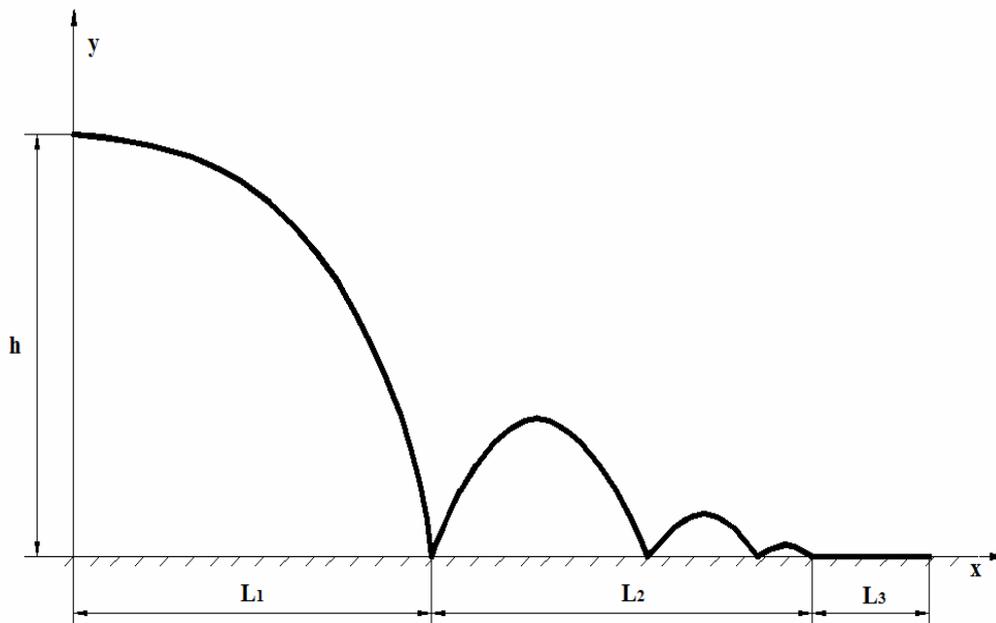


Рис. 3.7. Схема движения отдельного осколка стекла:  
 $L_1$  – участок свободного падения, м;  $L_2$  – участок движения с отскоком, м;  
 $L_3$  – участок скольжения с трением по полотну дороги, м;  
 $h$  – высота места отделения частицы, м

Траектория имеет три характерных участка:

- участок свободного падения с длиной по горизонтали  $L_1$ ;
- участок движения с отскоком длиной  $L_2$ ;
- участок скольжения с трением по полотну дороги длиной  $L_3$ .

Рассмотрим каждый участок по отдельности. Расчётная схема первого участка представлена на рис. 3.8.

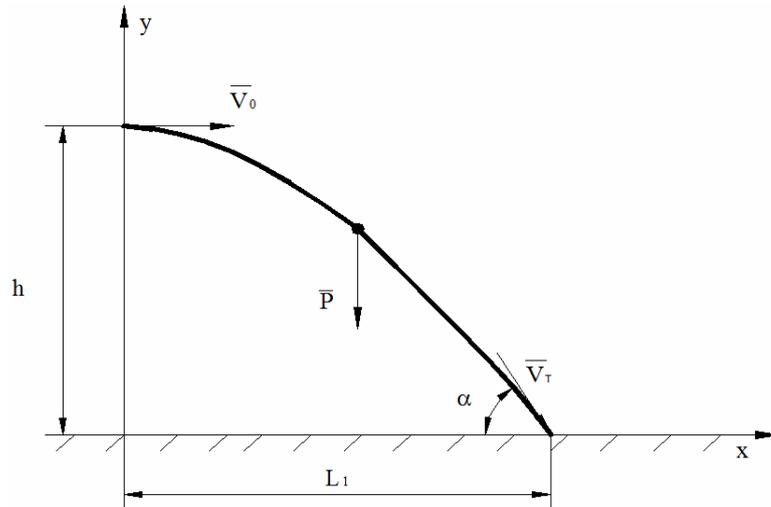


Рис. 3.8. Схема движения осколка стекла на первом участке его движения:  $L_1$  – участок свободного падения, м;  $h$  – высота места отделения частицы, м;  $\bar{V}_0$  – начальная скорость движения частицы, м/с;  $\bar{V}_T$  – конечная скорость движения частицы, м/с;  $\bar{P}$  – сила тяжести, Н;  $\alpha$  – угол между вектором скорости и горизонтом в точке встречи осколка с полотном дороги, °

В соответствии с законами механики, пренебрегая в первом приближении аэродинамическими эффектами будем иметь:

$$y = h - (gt^2)/2; \quad (3.19)$$

$$x = v_0 t, \quad (3.20)$$

где  $h$  – высота места отделения частицы, м;  
 $x$  – расстояние пролёта осколков, измеренное по горизонтали, м;  
 $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  
 $v_0$  – начальная скорость движения осколка, м/с;  
 $t$  – время движения осколка, с.

Исключив из (3.19) и (3.20) время, получим уравнение траектории движения осколка стекла:

$$y = h - \left[ (g)/(2v_0^2) \right] x^2. \quad (3.21)$$

Длина  $L_1$  первого участка траектории тогда будет равна:

$$L_1 = v_0 \sqrt{(2h)/(g)}. \quad (3.22)$$

Угол между вектором скорости и горизонтом в точке встречи осколка с полотном дороги будет равен:

$$\cos(x \wedge v_T) = x/v_T = v_0 / \left( \sqrt{v_0^2 + 2gh} \right). \quad (3.23)$$

Для второго участка движения отдельного стеклянного осколка для простоты будем считать, что осколок стекла с отскоками движется по одно-

родной поверхности с коэффициентом восстановления скорости, равным  $R$ . Тогда расчётная схема этого участка имеет вид, изображённый на рис. 3.9.

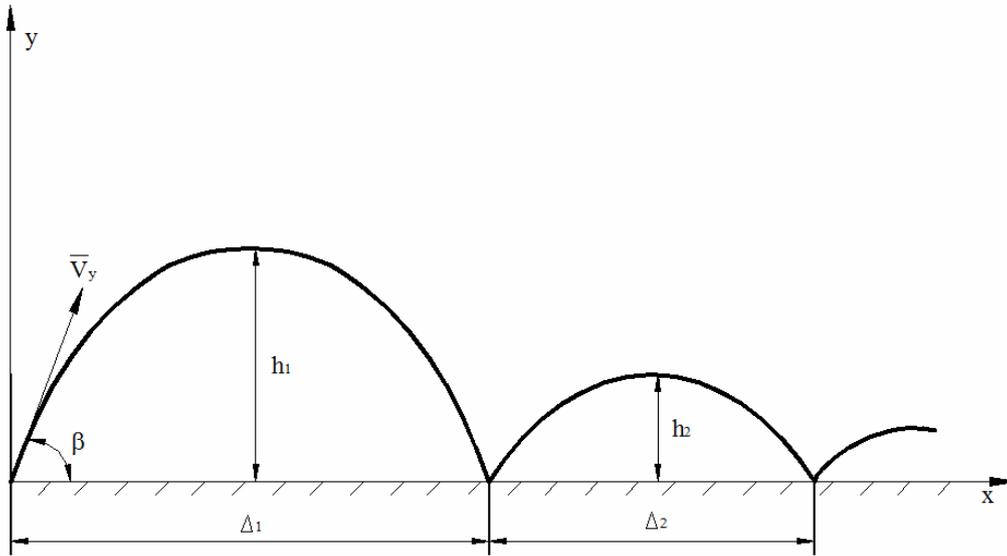


Рис. 3.9. Схема движения отдельного осколка стекла на участке с отскоками:  $\Delta_1$  – длина первого «отскока», м;  $\Delta_2$  – длина второго «отскока», м;  $h_1$  – высота первого «отскока», м;  $h_2$  – высота второго «отскока», м;  $\bar{V}_y$  – начальная скорость движения частицы, м/с;  $\beta$  – угол между вектором скорости и горизонтом,  $^\circ$

Будем считать, что ударное трение отсутствует, т.е.:

$$v_T \cos \alpha = v_y \cos \beta. \quad (3.24)$$

Тогда, считая, что удар осколка о поверхность (полотно дороги) является частично упругим с коэффициентом восстановления  $R$ , согласно схемам из рис. 3.8 и рис. 3.9 будем иметь:

$$Rv_T \sin \alpha = v_y \sin \beta, \quad (3.25)$$

где  $0 \leq R \leq 1$ .

Согласно схеме из рис. 3.8 получаем:

$$v_T \sin \alpha = g \sqrt{(2h)/g} = \sqrt{2gh}. \quad (3.26)$$

С учётом (3.23–3.26) определим параметр  $\Delta_1$  для рис. 3.9. Но предварительно определим параметр  $h_1$ , который получим (определим) из следующей системы уравнений:

$$\begin{cases} R\sqrt{2gh} = gt^* ; \\ h_1 = R\sqrt{2ght^*} - \left[ g(t^*)^2 / 2 \right]. \end{cases} \quad (3.27)$$

Откуда получим:

$$h_1 = R^2 h; \quad t^* = R \sqrt{(2h)/g}. \quad (3.28)$$

Тогда для параметра  $\Delta_1$  будем иметь:

$$\Delta_1 = v_0 2t^* = 2v_0 R \sqrt{(2h)/g}. \quad (3.29)$$

Для второго «отскока», соответственно, получим:

$$h_2 = R^4 h; \quad \Delta_2 = 2v_0 R^2 \sqrt{(2h)/g}. \quad (3.30)$$

Поскольку длина  $i$ -ого участка движения тела с отскоком будет равна:

$$\Delta_i = 2v_0 R^i \sqrt{(2h)/g}, \quad (3.31)$$

то общая длина  $L_2$  траектории движения осколка с отскоками будет равна сумме геометрической прогрессии:

$$L_2 = \sum_{i=1}^{\infty} 2v_0 R^i \sqrt{(2h)/g} = 2v_0 \sqrt{(2h)/g} R \left[ \frac{R^n - 1}{R - 1} \right]. \quad (3.32)$$

Перейдя к пределу и учитывая, что  $R < 1$ , получим из (3.32):

$$L_2 = 2v_0 \sqrt{(2h)/g} \cdot \left[ \frac{R}{1 - R} \right]. \quad (3.33)$$

Длину участка  $L_3$  из рис. 3.7 определим, исходя из теоремы об изменении кинетической энергии движущегося тела:

$$v_0^2 / 2 = fgL_3, \quad (3.34)$$

где  $f$  – коэффициент трения скольжения осколка стекла по дорожному полотну.

Тогда горизонтальная проекция общей длины траектории движения отделившейся относительно дорожного полотна на высоте  $h$  осколка стекла, определяется выражением:

$$L_1 + L_2 + L_3 = a = \left[ v_0 \left( \sqrt{2H} - \sqrt{2h} \right) / \sqrt{g} \right] \cdot \left[ (1 + R) / (1 - R) \right], \quad (3.35)$$

где  $h, H$  – соответственно расстояния от полотна дороги до нижней и верхней кромки разбитого стекла, м.

Скорость автомобиля в момент столкновения, при котором разбилось стекло, тогда будет равна:

$$v_0 = a \sqrt{g} (1 - R) / \left[ \left( \sqrt{2H} - \sqrt{2h} \right) \cdot (1 + R) \right]. \quad (3.36)$$

При столкновении автомобилей стёкла разбиваются на множество осколков, поэтому зона расположения осколков разбитого стекла, например фары, будет представлять собой эллипс, одна из осей которого коллинеар-

на вектору скорости автомобиля в момент столкновения, а её длина может быть определена по формуле (3.35). Величина параметра «а» легко определяется (измеряется) при проведении экспертизы на месте аварии.

Формула (3.36) получена без учёта потерь энергии, а, соответственно, и скорости столкновения автомобиля, на деформацию элементов машины в результате столкновения, и фактически определяет начальную скорость движения осколков стекла. Тем не менее, формула (3.36) позволяет определять скорость автомобиля в момент столкновения без изменения коэффициентов скольжения колёс автомобиля, разбившего стекло, с дорогой [9].

Вычислим потери на сопротивление воздуха с учётом рода отделяющихся материалов и реальных размеров частиц [79].

В основу расчётов положен известные из элементарной физики принцип о том, что при полёте частицы в воздушной среде сумма силы инерции частицы  $F_{ин}$  и силы сопротивления движению  $F_{сопр}$  равна нулю:

$$F_{ин} + F_{сопр} = 0, \quad (3.37)$$

при этом

$$F_{ин} = m(dv/dt), \quad (3.38)$$

$$F_{сопр} = kA\rho v^2/2, \quad (3.39)$$

где  $m$  – масса частицы, кг;

$v$  – скорость её движения, м/с;

$t$  – время, с;

$k$  – коэффициент аэродинамического сопротивления;

$A$  – лобовая площадь поверхности частицы, м<sup>2</sup>;

$\rho$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Подставив соотношения (3.38) и (3.39) в (3.37), имеем:

$$m(dv/dt) = -kA\rho v^2/2. \quad (3.40)$$

В случае если в качестве индикатора скорости используется осколок стекла толщиной  $\delta$  и средней лобовой поверхностью  $A$ , с учётом того, что

$$m = A\delta \rho_{ст}, \quad (3.41)$$

( $\rho_{ст}$  – плотность стекла), выражение (3.40) может быть преобразовано в следующее:

$$dv/dt = -k\rho v^2/2\delta \rho_{ст}, \quad (3.42)$$

откуда

$$dv/v^2 = -k\rho dt/(2\delta \rho_{ст}). \quad (3.43)$$

Последнее соотношение можно интегрировать:

$$\int_{v_0}^v dv/v^2 = -\left(k\rho/(2\delta\rho_{ст})\right) \int_0^t dt, \quad (3.44)$$

причём, после интегрирования и ряда несложных преобразований имеем текущее значение скорости полёта частицы:

$$v = 2v_0\delta\rho_{ст}/(2\delta\rho_{ст} + v_0k\rho t). \quad (3.45)$$

Используем последнее соотношение с учётом того, что  $v = dx/dt$ , и для упрощения дальнейших записей введём обозначение

$$B = k\rho/(2\delta\rho_{ст}), \quad (3.46)$$

тогда

$$dx = dt/(1/v_0 + Bt). \quad (3.47)$$

Последнее уравнение можно интегрировать по частям:

$$\int_0^x dx = \int_0^t (1/(v_0 + Bt)) dt, \quad (3.48)$$

что приводит к следующему результату

$$x = (1/B)\ln(1 + Btv_0). \quad (3.49)$$

Определим общую длину траектории движения отделившейся относительно дорожного полотна на высоте  $h$  части автомобиля, в качестве которой может быть и осколок стекла, с учётом выражений (3.22), (3.33) и (3.49), получим:

$$L = (1/B)\ln(1 + Bv_0t_1) + (1/B)\ln(1 + Bv_0t_2) = (1/B)\ln((1 + Bv_0t_1)(1 + Bv_0t_2)), \quad (3.50)$$

где  $t_1$  – время движения частицы по первому участку, с;

$t_2$  – время движения частицы по второму участку, с.

С учётом того, что

$$t_1 = \sqrt{2h/g}, \quad (3.51)$$

$$t_2 = (2R/(1-R))\sqrt{2h/g} = K\sqrt{2h/g} = Kt_1, \quad (3.52)$$

где  $K = 2R/(1-R)$ ,

выражение (3.50) примет вид:

$$\begin{aligned} L &= (1/B)\ln(1 + Bv_0Kt_1 + Bv_0t_1 + B^2v_0^2Kt_1^2) = \\ &= (1/B)\ln(1 + Bv_0t_1(K+1) + B^2v_0^2Kt_1^2). \end{aligned} \quad (3.53)$$

Обозначив  $K' = K + 1$ , из формулы (3.53) получим:

$$L = (1/B) \ln(1 + Bv_0 t_1 K' + B^2 v_0^2 t_1^2 K). \quad (3.54)$$

Преобразуем выражение (3.54):

$$B^2 v_0^2 t_1^2 K + Bv_0 t_1 K' + 1 = e^{LB}, \quad (3.55)$$

получим квадратное уравнение:

$$B^2 v_0^2 t_1^2 K + Bv_0 t_1 K' + 1 - e^{LB} = 0. \quad (3.56)$$

Для упрощения дальнейших записей введём следующие обозначения:

$$z = B^2 t_1^2 K; \quad b = Bv_0 t_1 K'; \quad c = 1 - e^{LB}, \quad (3.57)$$

тогда формула (3.56) примет вид

$$zv_0^2 + bv_0 + c = 0. \quad (3.58)$$

Корнем уравнения (3.58), а следовательно, и скорость автомобиля в момент столкновения, при котором разбилось стекло, будет выражение:

$$v_0 = \left( -b + \sqrt{b^2 - 4zc} \right) / 2z. \quad (3.59)$$

Полученное выражение имеет теоретический интерес для анализа влияния действующих параметров ( $\rho$ ,  $\rho_{ст}$ ,  $k$ ,  $\delta$ ,  $t_1$  и  $t_2$ ) на скорость движения частицы. Кроме того, данное выражение учитывает потери на сопротивление воздуха с учётом рода отделяющихся материалов и реальных размеров частиц, что позволяет уточнить значение скорости автомобиля в момент, предшествующий ДТП (столкновение, наезд на неподвижное препятствие и др.).

### 3.5. Модели определения скорости транспортных средств

Авторами [51] рассмотрена возможность установления механизма ДТП, а именно:

- 1) с определением скоростей двух столкнувшихся транспортных средств до удара, в момент удара и в процессе отбрасывания после удара;
- 2) с определением потерь кинетической энергии при ударе;
- 3) с определением ударного импульса и ударной силы.

В современной практике проведения судебных автотехнических экспертиз используются различные способы определения скоростей движения транспортных средств в момент столкновения.

Существует метод определения скорости движения автомобиля в момент столкновения при некоторых ограничениях, накладываемых на усло-

вия ДТП, таких, например, когда известны скорость движения автомобиля до торможения и длина следа скольжения до момента наезда [36], а также разновидность этого метода, когда к двум упомянутым ограничениям добавляется третье, а именно известное установившееся замедление автомобиля при его торможении [96]. Применение этих методов весьма ограничено, поскольку на практике эксперт довольно часто имеет дело со случаями, когда указанные условия не выполняются.

Кроме того, эти методы обладают существенным недостатком: они игнорируют факт ударного взаимодействия двух столкнувшихся автомобилей, в результате которого они повреждаются и отбрасываются друг от друга, совершая при этом сложные движения.

Чтобы количественно оценить результаты повреждений, а по ним и скорость автомобиля при наездах различного вида, иногда определяют объем деформированной части автомобиля. Можно вычислить энергию, необходимую для такого деформирования и разрушения каким-либо способом, основанным на применении методов теории пластичности и механики деформируемого твердого тела [4, 5]. Далее ее можно сравнить с энергией, определенной при наезде автомобиля на плоскую жесткую поверхность в условиях полигонных испытаний, при которых фиксировалась скорость наезда, по которой производилась оценка скорости движения автомобиля при реальном столкновении [6]. Такой метод оценки скорости движения автомобиля связан с существенными материальными затратами, так как предполагает наличие спектра экспериментальных данных полигонных испытаний автомобилей при различных скоростях наезда. Кроме того, в принципе некорректно сравнивать работу деформаций при реальном столкновении двух автомобилей с энергией фронтального наезда автомобиля на абсолютно жесткую плоскость, что приводит к большим ошибкам в оценке реальной скорости движения автомобиля.

До настоящего времени отсутствует концепция, на основе которой могла бы быть разработана методика определения скоростей движения двух и более транспортных средств при их столкновении под произвольным углом с учетом основных факторов, влияющих на их величины.

Одним из основных этапов создания такой методики является математическое моделирование процесса перекрестного столкновения двух транспортных средств на основании применения элементарной теории удара и общих теорем динамики.

Пусть автомобили 1 и 2 движутся прямолинейно со скоростями  $V_{01}$  и  $V_{02}$  соответственно (рис. 3.10, положение автомобилей I). Перед столкновением они начинают тормозить, снижая величины скоростей до значений  $V_1$  и  $V_2$ , и на этих скоростях входят в непосредственный контакт в точке  $A$ . То есть между движущимися автомобилями происходит удар (рис. 3.10, положение автомобилей II).

Процесс удара принято разделять на две фазы [6, 10]. Первая фаза продолжается от момента соприкосновения тел до момента их наибольшего сближения. Вторая фаза продолжается от конца первой фазы до момента разделения тел.

При расчете ударов принимают следующие основные допущения [10]:

1. Во время удара обычными силами можно пренебречь, учитывая импульсы только ударных сил.

2. Перемещениями точек во время удара можно пренебречь, то есть в момент начала удара (начала первой фазы,  $t_1 = 0$ ) и в момент окончания удара (конец второй фазы,  $t_2 = \tau$ ) точки соударяющихся тел занимают одно и то же положение,  $\tau$  – длительность удара.

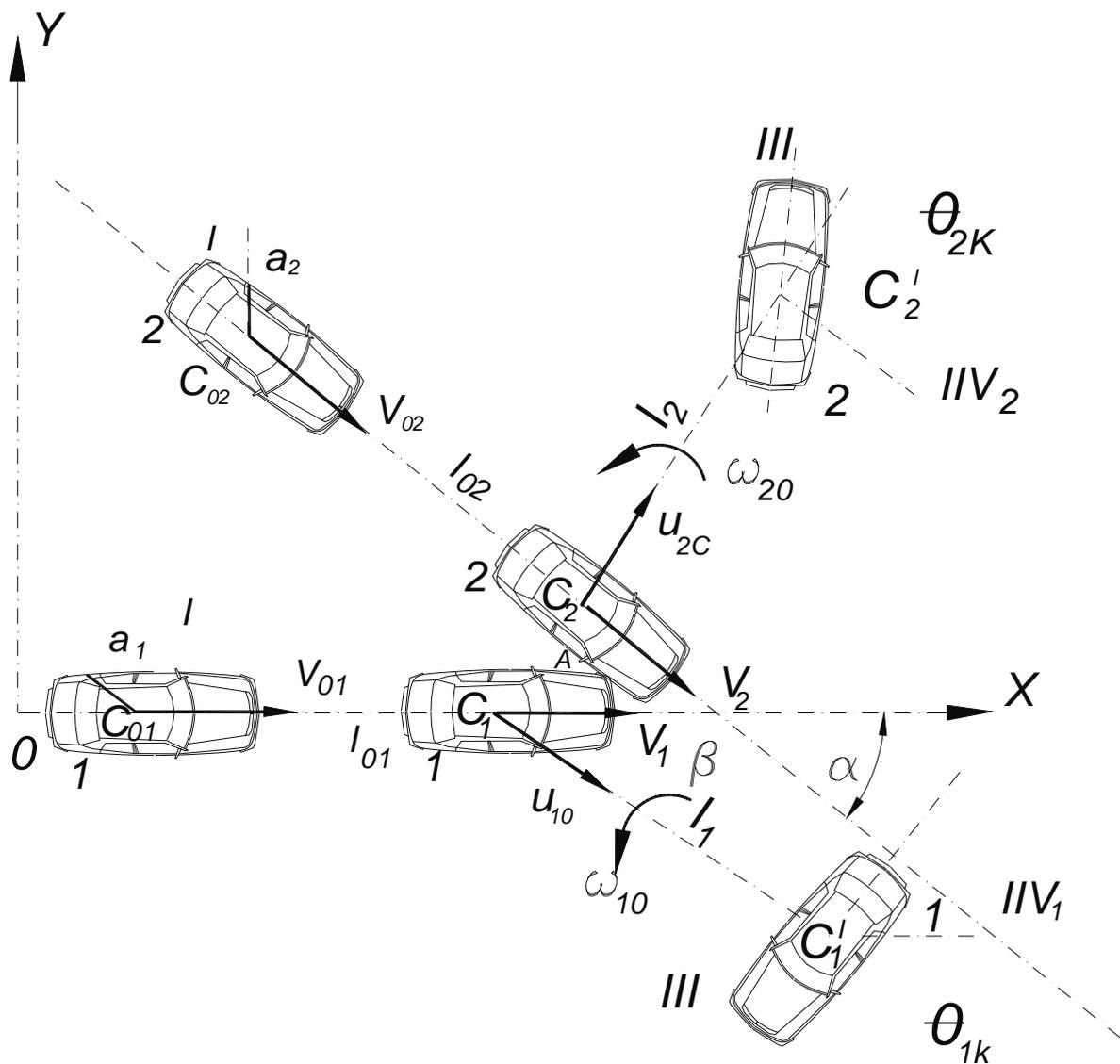


Рис. 3.10. Схема расположения автомобилей при анализе механической системы «Автомобиль 1 – автомобиль 2»

3. Изменения скорости точки за время удара определяется уравнением

$$\Delta \vec{V} = \frac{1}{m} \vec{S}, \quad (3.60)$$

которое называют основным уравнением динамики точки при ударе.

Это уравнение в расчете ударов играет ту же роль, что и уравнение

$$\mathbf{W} = \frac{1}{m} \mathbf{F} \quad (3.61)$$

в расчете движений точки под действием обычных сил. В уравнениях (3.60) и (3.61) введены следующие обозначения:

$\Delta \mathbf{V}$  – изменение скорости точки;

$m$  – масса точки;

$\mathbf{S}$  – ударный импульс;

$\mathbf{W}$  – ускорение точки;

$\mathbf{F}$  – обычная сила.

Формула (3.61) может быть представлена в виде:

$$\Delta m \mathbf{V} = \mathbf{S}. \quad (3.62)$$

То есть полученное за время удара количество движения равно ударному импульсу. Это уравнение соответствует второму закону Ньютона, только вместо ускорения необходимо подставить скорость, а вместо силы – ударный импульс. Таким образом, если сила сообщает массе ускорение, то ударный импульс – скорость.

Сформулированные допущения сохраняются и при расчете ударов механических систем и твердых деформируемых тел, в частности, двух рассматриваемых автомобилей.

В случае перекрестного столкновения между направлениями векторов  $\mathbf{V}_1$  и  $\mathbf{V}_2$  в первой фазе удара образуется угол  $\alpha$ .

Задаются системой координат  $XOY$  таким образом, чтобы ось  $OX$  совпала с направлением вектора  $\mathbf{V}_1$  (рис. 3.10).

В результате соударения во второй фазе удара автомобили в общем случае резко меняют характер движения, а также величины и направления своих скоростей. Их поступательные движения переходят в плоские, которые представляют собой совокупности двух поступательных движений с начальными линейными скоростями  $\mathbf{U}_{10}$  и  $\mathbf{U}_{20}$ . С такими скоростями они разъединяются и отбрасываются в разные направления на расстояния  $l_1$  и  $l_2$ , и вращательных с начальными угловыми скоростями  $\omega_{10}$  и  $\omega_{20}$ , с которыми они разворачиваются относительно осей, проходящих перпендикулярно плоскости движения через их центры масс  $C_1$  и  $C_2$ , на углы  $\theta_{1K}$  и  $\theta_{2K}$  со-

ответственно до своих полных остановок (рис. 3.10, положение автомобилей III).

В основу решения задачи положена энергетическая концепция, согласно которой подавляющая часть запаса кинетических энергий автомобилей в момент начала удара расходуется на работу по их перемещению при отбрасывании после удара и на работу по деформированию и разрушению их частей при ударе.

Рассматривается механическая система «автомобиль 1 – автомобиль 2» в процессе первой и второй фаз удара. Соотношение кинетических энергий объектов этой системы при ударе может быть записано на основании теоремы Остроградского-Карно [55]:

$$T_0 - T = T^*, \quad (3.63)$$

где

$$T_0 = \frac{1}{2}(m_1 V_1^2 + m_2 V_2^2) \quad (3.64)$$

кинетическая энергия системы в момент начала удара (первая фаза):

$$T = \frac{1}{2}(m_1 U_{10}^2 + J_{Z1} \omega_{10}^2 + m_2 U_{20}^2 + J_{Z2} \omega_{20}^2) \quad (3.65)$$

кинетическая энергия системы в момент конца удара (вторая фаза):

$$T^* = \frac{1-k}{2(1+k)} [m_1 (\vec{U}_{10} - \vec{V}_1)^2 + J_{Z1} \omega_{10}^2 + m_2 (\vec{U}_{20} - \vec{V}_2)^2 + J_{Z2} \omega_{20}^2] \quad (3.66)$$

потеря кинетической энергии системы при ударе, которая переходит в другие виды энергии, в частности в энергию деформирования и разрушения деталей и элементов конструкций соударяющихся автомобилей.

В формулах (3.63–3.66) введены следующие обозначения:

$m_1$  и  $m_2$  – массы соударяющихся автомобилей;

$J_{Z1}$  и  $J_{Z2}$  – моменты инерции автомобилей относительно осей, проходящих перпендикулярно плоскости движения автомобилей через их центры масс;

$k$  – коэффициент восстановления.

После подстановки выражений (3.64) и (3.66) в (3.63), с учетом (3.65) и соответствующих математических преобразований, получают:

$$(1-k)m_1 V_1 U_{10} \cos \beta_1 + (1-k)m_2 V_2 U_{20} \cos(\alpha + \beta_2) = 2T - km_1 V_1^2 - km_2 V_2^2, \quad (3.67)$$

где  $\beta_1$  и  $\beta_2$  – углы между осью  $OX$  и направлениями векторов скоростей  $\vec{U}_{10}$  и  $\vec{U}_{20}$  (рис. 3.10).

Таким образом, уравнение (3.67) связывает геометрические (углы  $\alpha$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ), кинематические (скорости  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $U_{10}$ ,  $U_{20}$ ), энергетические

(кинетическая энергия  $T$ ) и деформационные (коэффициент восстановления  $k$ ) параметры удара.

Как правило, при проведении экспертизы геометрические параметры известны, а кинематические требуется определить. Поскольку одного уравнения для этого недостаточно, используют теорему об изменении кинетической энергии при ударе, согласно которой [35]

$$\mathbf{Q} - \mathbf{Q}_0 = \sum \mathbf{S}^e, \quad (3.68)$$

где  $\mathbf{Q}$  и  $\mathbf{Q}_0$  – количества движения системы в моменты окончания и начала удара соответственно;

$\sum \mathbf{S}^e$  – сумма внешних ударных импульсов. Поскольку внешние (по отношению к системе «автомобиль 1 – автомобиль 2») импульсы отсутствуют, то  $\sum \mathbf{S}^e = 0$ , откуда

$$\mathbf{Q} = \mathbf{Q}_0, \quad (3.69)$$

где

$$\mathbf{Q} = m_1 \mathbf{U}_{10} + m_2 \mathbf{U}_{20}, \quad (3.70)$$

$$\mathbf{Q}_0 = m_1 \mathbf{V}_1 + m_2 \mathbf{V}_2. \quad (3.71)$$

Подстановка двух последних формул в выражение (3.69) дает векторное уравнение сохранения количества движения при ударе:

$$m_1 \mathbf{U}_{10} + m_2 \mathbf{U}_{20} = m_1 \mathbf{V}_1 + m_2 \mathbf{V}_2, \quad (3.72)$$

которое широко применяется в автотехнической экспертизе [30, 96].

Проекция этого уравнения на оси координат системы  $XOY$  для условий задачи примера 1 (рис. 3.10) имеют вид:

$OX$ :

$$m_1 U_{10} \cos \beta_1 + m_2 U_{20} \cos \beta_2 = m_1 V_1 + m_2 V_2 \cos \alpha; \quad (3.73)$$

$OY$ :

$$-m_1 U_{10} \sin \beta_1 + m_2 U_{20} \sin \beta_2 = -m_2 V_2 \sin \alpha. \quad (3.74)$$

Вид векторного уравнения (3.72) для всех случаев столкновений сохраняется, то есть остается инвариантным, а его проекции на оси координат (3.73) и (3.74) в каждом конкретном случае столкновения могут иметь свои особенности.

Таким образом, имеем систему из трех уравнений (3.67), (3.73) и (3.74) с пятью неизвестными:  $V_1, V_2, U_{10}, U_{20}$  и  $k$ .

Из уравнения (3.73) выражают скорость  $U_{20}$ :

$$U_{20} = \frac{1}{m_2 \cos \beta_2} (m_1 V_1 + m_2 V_2 \cos \alpha - m_1 U_{10} \cos \beta_1). \quad (3.75)$$

Полученное выражение подставляют в уравнение (3.74), откуда определяют скорость  $U_{10}$ :

$$U_{10} = \frac{1}{m_1 \sin(\beta_1 + \beta_2)} [m_1 V_1 \sin \beta_2 + m_2 V_2 \sin(\beta_2 + \alpha)]. \quad (3.76)$$

После подстановки (3.76) в (3.75) имеем:

$$U_{20} = \frac{1}{m_2 \sin(\beta_1 + \beta_2)} [m_1 V_1 \sin \beta_1 + m_2 V_2 \sin(\beta_1 - \alpha)]. \quad (3.77)$$

Вводятся обозначения:

$$B_1 = \frac{\sin \beta_2}{\sin(\beta_1 + \beta_2)}; B_2 = \frac{\sin(\beta_2 + \alpha)}{\sin(\beta_1 + \beta_2)}; C_1 = \frac{\sin \beta_1}{\sin(\beta_1 + \beta_2)}; C_2 = \frac{\sin(\beta_1 - \alpha)}{\sin(\beta_1 + \beta_2)}. \quad (3.78)$$

Тогда формулы (3.76) и (3.77) примут вид:

$$U_{10} = B_1 V_1 + \frac{m_2}{m_1} B_2 V_2, \quad (3.79)$$

$$U_{20} = \frac{m_1}{m_2} C_1 V_1 + C_2 V_2. \quad (3.80)$$

Полученные формулы подставляют в уравнение (3.67), которое преобразуется в выражение:

$$m_1 [k + (1 - k) B_1 \cos \beta_1] V_1^2 + (1 - k) [m_1 C_1 \cos(\beta_2 + \alpha) + m_2 B_2 \cos \beta_1] V_1 V_2 + m_2 [k + (1 - k) C_2 \cos(\beta_2 + \alpha)] V_2^2 = 2T. \quad (3.81)$$

Это уравнение является основным, связывающим скорости автомобилей при соударении  $V_1$  и  $V_2$  и кинетическую энергию системы  $T$  в конце удара. Оно может быть представлено в виде:

$$D_1 V_1^2 + D_0 V_1 V_2 + D_2 V_2^2 = 2T, \quad (3.82)$$

где

$$D_1 = m_1 [k + (1 - k) B_1 \cos \beta_1];$$

$$D_0 = (1 - k) [m_1 C_1 \cos(\beta_2 + \alpha) + m_2 B_2 \cos \beta_1]; \quad (3.83)$$

$$D_2 = m_2 [k + (1 - k) C_2 \cos(\beta_2 + \alpha)].$$

При определении значений  $D_0$ ,  $D_1$  и  $D_2$  необходимо задаться величиной коэффициента восстановления  $k$ . Величина  $k$  лежит в интервале от 0 (абсолютно неупругий удар) до 1 (абсолютно упругий удар) [55], в который

вписываются все случаи столкновения реальных физических объектов, к каковым относятся автомобили. Однако для конкретных расчетов необходимо задаваться и более конкретными величинами  $k$ . Надежной информации по этому поводу нет, что вынуждает экспертов в ряде случаев рассматривать абсолютно неупругий удар, то есть принимать  $k$  равным 0. Это справедливо лишь для тех случаев, когда транспортные средства после удара не отбрасываются друг от друга, а остаются в состоянии тесного контакта. В большинстве ДТП транспортные средства отбрасываются друг от друга, поэтому  $k > 0$ .

В некоторых литературных источниках по автотехнической экспертизе [30, 96] можно найти сведения о величинах  $k$  для практических расчетов. Так, по данным американского Общества инженеров-автомобилистов (SAE) значения  $k$  при встречных столкновениях легковых автомобилей находятся в пределах 0...0,089.

Немецкий исследователь Р. Эберан считает, что  $k$  зависит от относительной скорости  $\Delta V$  соударяющихся автомобилей, составляя при  $\Delta V \leq 8,3$  м/с  $\sim 0,7$ , а при  $\Delta V > 15$  м/с  $\sim$  около 0,1.

Исследование А.В. Арутюняна, посвященное экспериментальным наездам автомобилей ГАЗ-21 «Волга» на неподвижное жесткое препятствие (железобетонный куб), дали значения  $k$ , равные 0,11...0,17.

В Японии исследователями Такеда, Сато и другими предложена эмпирическая формула:

$$k = 0,574 \exp(-0,0396V_a),$$

где  $V_a$  – скорость автомобиля, км/ч.

Однако эту формулу можно рекомендовать для сугубо ориентировочных подсчетов.

По данным некоторых американских фирм, полученным в результате статистической обработки экспериментальных данных по столкновениям легковых автомобилей, двигавшихся на средних скоростях, величина  $k$  составляет 0,2...0,5 [96].

Чтобы определить величину кинетической энергии  $T$  необходимо рассмотреть движение каждого автомобиля в отдельности после удара.

Рассматриваем движение автомобиля 1. Применяем теорему об изменении кинетической энергии [55]. Для плоского движения автомобиля 1 при его отбрасывании можно записать:

$$\frac{1}{2}(m_1 U_{10}^2 + J_{Z1} \omega_{10}^2) = W_{res1}, \quad (3.84)$$

где  $W_{res1}$  – работа внешних сил, действующих на автомобиль 1 при его перемещении после удара до полной остановки.

Таковыми силами являются силы сопротивления, главным образом, силы трения колес автомобиля о поверхность дороги. Для плоского движения эта работа состоит из двух составляющих:

$$W_{res1} = W_{res.for1} + W_{res.rot1}, \quad (3.85)$$

где  $W_{res.for1}$  – составляющая работы внешних сил, действующих при поступательном перемещении автомобиля 1 на расстояние  $l_1$  в процессе его отбрасывания после удара, равная

$$W_{res.for1} = m_1 g f_1' l_1, \quad (3.86)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения;

$f_1'$  – коэффициент сопротивления поступательному перемещению, равный коэффициенту трения скольжения или качения, или какой-либо их комбинации, учитывающей качение с проскальзыванием.

При плоском движении, когда наблюдается существенная вращательная составляющая, величину  $f_1'$  следует принимать как для коэффициентов трения при боковом скольжении, то есть  $f_1' = f_1$ ,

где  $f_1$  – коэффициент трения при прямом скольжении колес [30, 55].

Если поступательное перемещение в направлении скорости  $U_{10}$  сопровождается некоторым подъемом или спуском, то

$$W_{res.for1} = m_1 g (f_1' \pm \sin \lambda_1) l_1, \quad (3.87)$$

где  $\lambda_1$  – угол подъема (+) или спуска (-) поверхности проезжей части дороги в указанном направлении.

Поскольку автомобиль 1 в своем плоском движении разворачивается относительно оси, перпендикулярной плоскости его движения и проходящей через центр масс  $C_1$ , на угол  $\theta_{1K}$ , то составляющая работы внешних сил, действующих на автомобиль 1 при вращательном движении, равна:

$$W_{res.rot1} = m_1 g (f_1' \pm \sin \lambda_1) [a_1 (n_1 2\pi + \theta_{1K})], \quad (3.88)$$

где  $a_1$  – расстояние от проекции центра масс автомобиля 1 на поверхность проезжей части дороги до точек контакта его колес с этой поверхностью (см. рис.3.10);

$n_1 = 0, 1, 2, \dots$  – целое число, учитывающее количество полных оборотов автомобиля 1 при его развороте, что на практике может иметь место.

Причем формула (3.88) выведена для случая, когда масса автомобиля распределена равномерно на все его колеса.

Подставив формулы (3.87) и (3.88) в выражение (3.85), получают:

$$W_{res1} = m_1 g (f_1' \pm \sin \lambda_1) [l_1 + a_1 (n_1 2\pi + \theta_{1K})] \quad (3.89)$$

Рассматривают движение автомобиля 2, применяя теорему об изменении кинетической энергии [86].

Аналогично (3.84) имеем:

$$\frac{1}{2} (m_2 U_{20}^2 + J_{Z2} \omega_{20}^2) = W_{res2}, \quad (3.90)$$

где  $W_{res2}$  – работа внешних сил, действующих на автомобиль 2 при его перемещении после удара при отбрасывании до полной остановки.

Как и для движения автомобиля 1, работа  $W_{res2}$  выражается формулой, аналогичной формуле (3.89):

$$W_{res2} = m_2 g (f_2' \pm \sin \lambda_2) [l_2 + a_2 (n_2 2\pi + \theta_{2K})], \quad (3.91)$$

где параметры формулы с индексом «2» имеют тот же физический смысл, что и аналогичные параметры формулы (3.89).

Складывая почленно левые и правые части уравнений (3.84) и (3.90), получают:

$$\frac{1}{2} (m_1 U_{10}^2 + J_1 \omega_{10}^2 + m_2 U_{20}^2 + J_2 \omega_{20}^2) = W_{res1} + W_{res2}, \quad (3.92)$$

где левая часть уравнения представляет собой выражение для кинетической энергии  $T$  (см. формулу (3.65)).

Тогда

$$T = W_{res1} + W_{res2} = g \{ m_1 (f_1' \pm \sin \lambda_1) [l_1 + a_1 (n_1 2\pi + \theta_{1K})] + m_2 (f_2' \pm \sin \lambda_2) [l_2 + a_2 (n_2 2\pi + \theta_{2K})] \}. \quad (3.93)$$

Таким образом, квадратное уравнение (3.82) содержит лишь две неизвестные величины:  $V_1$  и  $V_2$ . Если задаться скоростью  $V_1$ , то уравнение (3.82) можно решить относительно скорости  $V_2$

$$V_2 = \frac{-D_0 V_1 + \sqrt{D_0^2 V_1^2 + 4D_2 (2T - D_1 V_1^2)}}{2D_2}. \quad (3.94)$$

При известных значениях  $V_1$  и  $V_2$  по формулам (3.79) и (3.80) можно определить величины скоростей  $U_{10}$  и  $U_{20}$ .

Общий алгоритм определения скоростей двух автомобилей при их столкновении может быть представлен последовательностью следующих операций:

1. По формулам (3.78) определяют коэффициенты  $B_1, B_2, C_1, C_2$ .

2. Задаваясь конкретными значениями коэффициента восстановления  $k$  в пределах от 0,2 до 0,5, по формулам (3.83) определяют величины  $D_0$ ,  $D_1$  и  $D_2$ .

3. По формуле (3.93) определяют значение кинетической энергии  $T$ .

4. Задаваясь конкретными значениями скорости  $V_1$ , начиная с  $V_1 = 0$ , по формуле (3.94) определяют величину скорости  $V_2$ .

5. По формулам (3.79) и (3.80) определяют величины скоростей  $U_{10}$  и  $U_{20}$ .

6. По формуле (3.64) или (3.66) определяют потерю кинетической энергии  $T^*$ .

7. Строят графики следующих зависимостей:  $V_2(V_1)$ ,  $U_{10}(V_1)$ ,  $U_{20}(V_1)$  и  $T^*(V_1)$  для различных значений коэффициента восстановления  $k$  и выбираем наиболее подходящий для данных условий вариант.

Приведенный алгоритм предполагает существование множества решений, на которые, однако, могут быть наложены ограничения, исходя из физического смысла параметров, входящих в расчетные зависимости:

1. Величины всех скоростей должны быть положительными или в крайнем случае равными нулю.

2. Величина потери кинетической энергии также должна быть положительной, что свидетельствует о деформировании и разрушении элементов конструкций автомобилей при их столкновении. Чем больше потеря, тем выше степень повреждения автомобилей. Практически эти повреждения тесно коррелируют с величиной  $T^*$ .

3. Рассмотрение поступательных составляющих плоских движений автомобилей после соударения показывает, что минимальные величины скоростей  $U_{10}$  и  $U_{20}$  должны быть не меньше, чем

$$U_{10\min} = \sqrt{2gf_1'l_1} \text{ и } U_{20\min} = \sqrt{2gf_2'l_2} \quad (3.95)$$

чтобы обеспечить преодоление автомобилями расстояний  $l_1$  и  $l_2$  при их отбрасывании.

В качестве примера 1 с использованием изложенного алгоритма и ограничений авторами [51] была решена модельная задача по определению скоростей двух соударяемых автомобилей и потери кинетической энергии при ударе по следующим данным:

$\beta_1 = 50^\circ$ ;  $\beta_2 = 30^\circ$ ;  $\alpha = 70^\circ$ ;  $\theta_{1K} = 120^\circ = 2,09$  рад;  $\theta_{2K} = 140^\circ = 2,44$  рад;  
 $l_1 = 8$  м;  $l_2 = 12$  м;  $a_1 = a_2 = 1,57$  м (см. рис. 3.10);  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;  
 $f_1' = f_2' = 0,64$ ;  $m_1 = 1000$  кг;  $m_2 = 800$  кг;  $n_1 = n_2 = \lambda_1 = \lambda_2 = 0$ .

Результаты расчетов получены путем совместного решения зависимостей  $V_2(V_1)$ ;  $U_{10}(V_1)$ ;  $U_{20}(V_1)$  и  $T^*(V_1)$  для  $k = 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$ .

Анализ полученных результатов показывает, что в общем случае скорости  $V_1$  и соответствующие им скорости  $V_2$  имеют довольно широкий разброс значений:  $V_1 = (18...27)$  м/с = (65...97) км/ч;  $V_2 = (17...0)$  м/с = (61...0) км/ч, что

позволяет при проведении экспертизы судить лишь об области возможных реализаций данных параметров и некоторых качественных тенденциях. Чем меньше величина  $k$  (удар менее упругий), тем большие значения имеют величины скоростей  $V_2$  и  $U_{10}$  и потеря кинетической энергии  $T^*$ . И наоборот, чем больше величина  $k$  (удар более упругий), тем меньшие значения имеют выше упомянутые параметры.

Для того, чтобы определить конкретные величины искомых скоростей, необходимо оценить затраты энергии  $E_{def}$  на деформирование и разрушение отдельных элементов конструкций столкнувшихся автомобилей и приравнять их потере кинетической энергии  $T^*$ , то есть:

$$E_{def} \cong T^* . \quad (3.96)$$

Допускают, что в рассматриваемом примере 1  $E_{def} = 1,23 \cdot 10^5$  Дж, тогда искомые величины скоростей  $U_{10} = U_{10}' = 15,5$  м/с и  $U_{20} = U_{20}' = 21,4$  м/с соответственно.

Таким образом, все интересующие параметры определены, поставленная задача решена.

Если известны пути торможения  $l_{01}$  и  $l_{02}$  автомобилей перед столкновением (рис. 3.10), то по найденным выше скоростям  $V_1$  и  $V_2$  можно определить скорости движения автомобилей  $V_{01}$  и  $V_{02}$  на момент начала их торможения перед столкновением, что также является важным для оценки правильности действия водителей.

На основании теоремы об изменении кинетической энергии автомобиля 1, совершающего поступательное движение по перемещению на расстояние  $l_{01}$ , можно записать [55]:

$$\frac{1}{2} m_1 (V_{01}^2 - V_1^2) = W_{01}, \quad (3.97)$$

где  $W_{01}$  – работа внешних сил, действующих на автомобиль 1 при его перемещении на расстояние  $l_{01}$ .

По аналогии с (3.87) имеем:

$$W_{01} = m_1 g (f_{01} \pm \sin \lambda_{01}) l_{01}, \quad (3.98)$$

где параметры с индексом «01» имеют тот же физический смысл, что и параметры формулы (3.87), и относятся к характеристикам поверхности дороги в направлении  $l_{01}$ .

Подстановка (3.98) в (3.97) и решение полученного уравнения относительно  $V_{01}$  дает:

$$V_{01} = \sqrt{V_1^2 + 2g(f_{01} \pm \sin \lambda_{01})l_{01}}. \quad (3.99)$$

Для определения скорости  $V_{02}$  используется формула, аналогичная (3.99):

$$V_{02} = \sqrt{V_2^2 + 2g(f_{02} \pm \sin \lambda_{02})l_{02}}, \quad (3.100)$$

где параметры с индексом «02» имеют тот же физический смысл, что и параметры формулы (3.99), и относятся к характеристикам поверхности дороги в направлении  $l_{02}$ .

Пусть в рассматриваемом примере 1 ( $V_1 = 23,7$  м/с;  $V_2 = 4,35$  м/с)  $f_{01} = f_{02} = 0,7$ ;  $\lambda_{01} = \lambda_{02} = 0$ ;  $l_{01} = 20$  м;  $l_{02} = 15$  м. Тогда в соответствии с выражениями (3.99) и (3.100) величины  $V_{01}$  и  $V_{02}$  составляют 28,9 м/с и 15 м/с.

По известным массам автомобилей и скоростям  $V_1$  и  $U_{10}$ ,  $V_2$  и  $U_{20}$  можно определить ударный импульс, возникающий в момент удара в точке контакта  $A$  (см. рис. 3.10) по известным формулам [55]:

$$S_1 = m_1(U_{10} - V_1); \quad S_2 = m_2(U_{20} - V_2). \quad (3.101)$$

Геометрическая интерпретация этих равенств, представляет собой два замкнутых векторных треугольника, у которых векторы  $S_1$  и  $S_2$  равны по модулю, то есть  $|S_1| = |S_2|$ , и направлены в противоположные стороны (рис. 3.11). Тогда величина импульса может быть определена из одного или другого треугольника по теореме косинусов:

$$\begin{aligned} S = |S_1| = |S_2| &= m_1 \sqrt{V_1^2 + U_{10}^2 - 2V_1U_{10} \cos \beta_1} = \\ &= m_2 \sqrt{V_2^2 + U_{20}^2 - 2V_2U_{20} \cos(\beta_2 + \alpha)}. \end{aligned} \quad (3.102)$$

Для исходных данных по геометрическим и динамическим параметрам и вычисленным значениям скоростей примера 1 величина импульса, определенная по формуле (3.102), составляет  $S = 18100$  Н·с = 18,1 кН·с.

Тогда по известным импульсу  $S$  и длительности удара  $\tau$  определяется сила ударного взаимодействия двух столкнувшихся автомобилей:

$$F = \frac{S}{\tau} \quad (3.103)$$

Поскольку длительность удара при столкновении автомобилей принимается в пределах 0,07...0,14 с [30], то для примера 1  $F \approx (260 - 130)$  кН.

В соответствии с формулой (3.87) сила сопротивления движению автомобиля 1 в момент удара составляет:

$$F_1 = m_1 g f_1 \quad (3.104)$$

Подстановка численных значений параметров, входящих в эту формулу, дает  $F_1 \approx 7$  кН. Сопоставление величин  $F$  и  $F_1$  показывает, что сила ударного взаимодействия при столкновении автомобилей на один-два порядка превышает обычные силы, действующие в этот момент на автомобили. Это подтверждает правильность принятых допущений в теории удара и правомочность применения закона сохранения количества движения при ударе (см. формулу (3.72)).

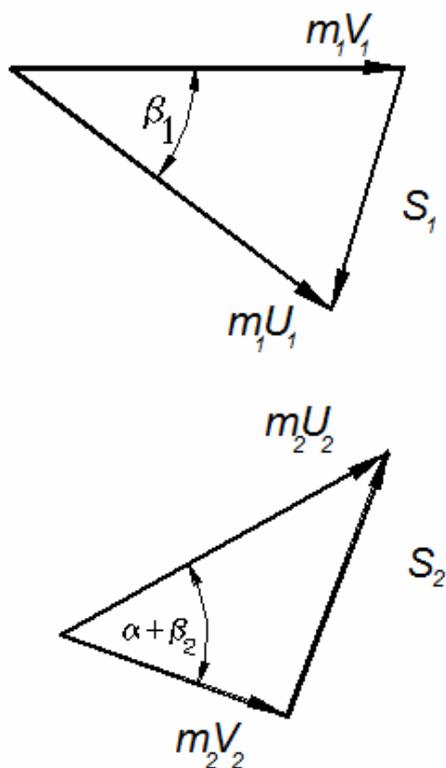


Рис. 3.11. Геометрическое представление равенства (3.101) для определения ударного импульса

Разработанная авторами [51] математическая модель была применена при проведении экспертизы столкновения двух легковых автомобилей марок: «Форд» (автомобиль 1) и ГАЗ-31029 (автомобиль 2) (рис. 3.12, пример 2).

Одним из основных вопросов, поставленных перед экспертами, был такой: «Какова была скорость автомобилей в момент столкновения?».

Как следует из схемы происшествия, столкновение было перекрестным, но в отличие от примера 1, попутным: автомобиль 1 догнал автомобиль 2 и своей передней частью врезался в его заднюю часть. В соответствии с выбранной системой координат  $XOY$ , расположением автомобилей в момент удара и в момент их окончательной остановки после удара и отбрасывания на расстояния  $l_1$  и  $l_2$ , геометрические параметры имеют следующие величины:  $\beta_1 = 9^\circ$ ;  $\beta_2 = 9^\circ$ ;  $\alpha = 41^\circ$ ;  $\theta_{1к} = 0^\circ$ ;  $\theta_{2к} = 234^\circ = 4,08$  рад;  $l_1 = 11,5$  м;  $l_2 = 9,8$  м;  $a_2 = 1,58$  м. Массы автомобилей:  $m_1 = 1400$  кг;  $m_2 = 1900$  кг.

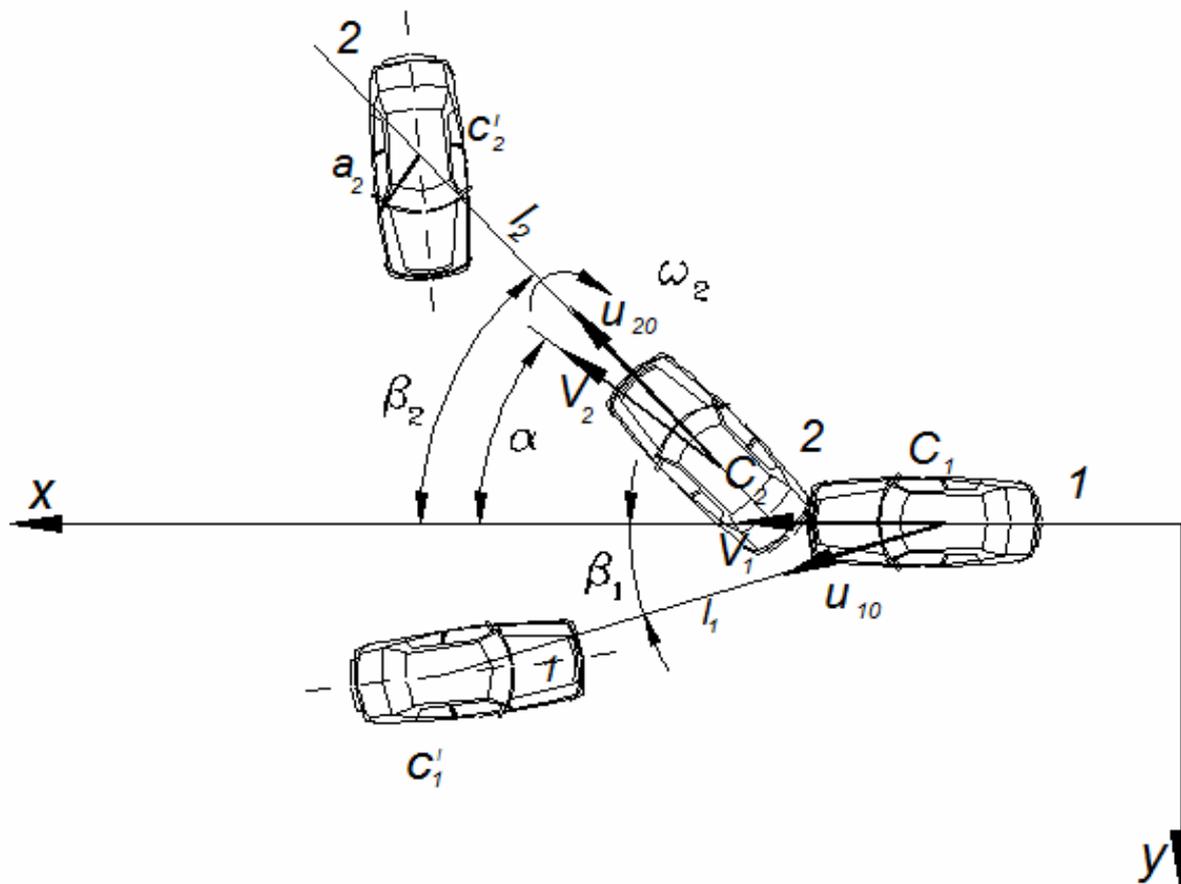


Рис. 3.12. Схема расположения автомобилей при анализе ДТП автомобилей 1 и 2

Поскольку углы  $\alpha$  и  $\beta_2$  откладываются в одну сторону относительно оси  $OX$ , и величина  $\alpha$  меньше величины  $\beta_2$  (см. рис. 3.12), в уравнение (3.67) вместо  $\alpha$  следует подставить величину « $-\alpha$ ». Уравнение (3.73) полностью сохраняет свой вид, а в уравнении (3.74) необходимо поменять знаки на противоположный у членов в левой части. С учетом этих замечаний в соответствии с изложенным алгоритмом и принятыми ограничениями произведены расчеты по приведенным исходным данным, результаты которых представлены далее в виде графиков следующих зависимостей:  $V_2(V_1)$ ;  $U_{10}(V_1)$ ;  $U_{20}(V_1)$  и  $T^*(V_1)$  для  $k = 0, 1 \dots 0, 9$ .

Анализ полученных результатов показывает, что области существования возможных скоростей движения автомобилей и потери кинетической энергии достаточно узкие:  $V_1 = 17,5 \dots 19$  м/с = 63...68 км/ч;  $V_2 = 9,7 \dots 7,5$  м/с = 35...27 км/ч;  $U_{10} = 16,2 \dots 17,3$  м/с;  $U_{20} = 11,6 \dots 10,4$  м/с;  $T^* = (0 \dots 7) \cdot 10^3$  Дж для  $k = 0, 1 \dots 0, 9$ . Отсюда следует, что точность найденных значений скоростей  $V_1$  и  $V_2$  вполне удовлетворительна, и эти значения можно принять в качестве ответа на вопрос, поставленный перед экспертами.

Сопоставление результатов определения скоростей автомобилей при их столкновении (см. примеры 1 и 2) позволяют сделать следующие выводы [4]:

1. При перекрестном блокирующем столкновении (пример 1) разброс искомых параметров весьма велик, поэтому для окончательного выбора приемлемого варианта решения необходимо производить подсчет энергии, затраченной на деформирование и разрушение элементов конструкций соударяющихся автомобилей, эквивалентной потере кинетической энергии при ударе.

2. При перекрестном попутном столкновении (пример 2) разброс искомых параметров незначителен, поэтому полученные решения являются окончательными.

Анализ предложенной математической модели столкновения двух транспортных средств показывает, что для определения скоростей движения этих транспортных средств в момент столкновения можно максимально использовать информацию об их отбрасывании после соударения, тем более, что при известных координатах места столкновения и конечных пунктов их положений после отбрасывания эта информация обладает достаточно высокой степенью достоверности.

### 3.6. Существующие зарубежные методы оценки энергии, затраченной на пластическое деформирование конструкций ТС

Существуют различные методы оценки энергии, затраченной на пластическое деформирование частей автомобилей, которые можно использовать в расследовании ДТП. Наиболее распространенная группа методов основана на использовании величины энергетически эквивалентной скорости. В литературе эта величина обозначается аббревиатурой *EES* – *Energy Equivalent Speed*. Она вводится по аналогии со скоростью и имеет ту же физическую размерность. Если обычное выражение кинетической энергии, приобретенной телом, имеет вид:

$$W = 0,5mV^2, \quad (3.105)$$

то теперь принимают:

$$W = 0,5m (EES)^2, \quad (3.106)$$

так что проблема состоит теперь в определении этой величины. Помимо обозначения *EES* в литературе имеются и другие аббревиатуры, например, *EEV* – *Energy Equivalent Velocity*, *EBS* – *Energy Barrier Speed* и другие обозначения.

В различных методиках расчета пластического деформирования и соответствующего рассеивания энергии получили распространения следующие

щие способы определения величины  $EES$  энергетически эквивалентной скорости.

1. Сравнительный метод [50] нуждается в заранее составленном общедоступном каталоге, в который внесены реальные случаи деформирования автомобилей. В этом подходе задача эксперта состоит в том, чтобы, ориентируясь на тип и модель автомобиля, выбрать наиболее близкий пример из каталога, в котором указана величина  $EES$ . Метод исключительно прост, дает сравнительно точные результаты, требует небольших затрат времени. Он использован в компьютерных программах, предназначенных для задач автотехнической экспертизы.

2. Еще один метод – аналитический [50] предполагает формульные вычисления величины  $EES$ . В формуле участвуют две переменные  $ETD$  и  $EOD$ , смысл которых поясняется ниже, и три параметра. Переменные  $ETD$  (*Equivalent Test Deformation*) и  $EOD$  (*Equivalent Overlap Degree*) определяют геометрию поврежденного участка (рис. 3.13). Смысл величины  $ETD$  понятен из рисунка, она измеряется в метрах.

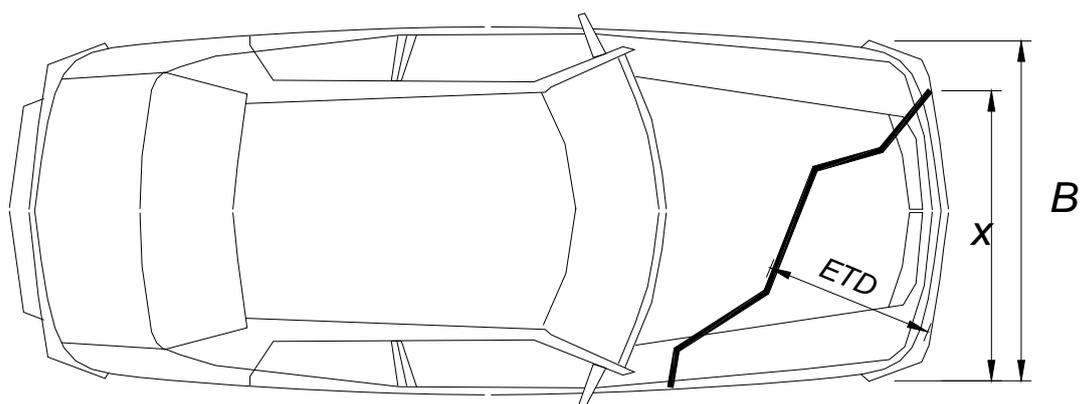


Рис. 3.13. Геометрия поврежденного участка автомобиля

Переменная  $EOD$  определяется соотношением:

$$EOD = xB^{-1} \cdot 100 \%, \quad (3.107)$$

где  $x$  – ширина вмятины, м;

$B$  – ширина автомобиля, м.

Если известны обе эти величины, то энергетически эквивалентная скорость  $EES$  определяется из соотношения:

$$EES = a \cdot ETD^b \cdot EOD^c, \quad (3.108)$$

причем параметры принимают определенные значения в зависимости от типа и модели автомобиля.

Автостроительная фирма *Mercedes-Benz*, проявляя заботу об экспертах, регулярно публикует эти данные, обновляя их по мере необходимости. Некоторые данные для примера представлены ниже в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Значения параметров  $a$ ,  $b$  и  $c$ 

Тип кузова	Модель	Параметры		
		$a$	$b$	$c$
201	190 D/E	16,08	0,758	0,369
126	280SE-500SEL	11,42	0,973	0,423
123	200–280E	3,26	1,004	0,707
116	280E-450SEL	3,215	1,015	0,73

Другие производители автомобилей такие данные не публикуют, поэтому были сделаны попытки создания формулы, пригодной для всех подобных задач автотехнической экспертизы. Исходными предпосылками при этом являются:

- линейная зависимость между мгновенной величиной силы удара  $F$  и соответствующим ей прогибом (глубиной вмятины) корпуса автомобиля;
- пренебрежение упругой частью деформации по сравнению с пластической частью.

Из первого допущения следует  $F = cf$ , где  $c$  – жесткость,  $\text{Н}\cdot\text{м}^{-1}$ ; второе допущение позволяет работу, затраченную на пластическое деформирование, представить соотношением:

$$W_{def} = 0,5cf^2, \quad (3.109)$$

где  $f$  – величина вмятины, м.

Показатель жесткости определяется как произведение:

$$c = bhk, \quad (3.110)$$

где  $b$  – средняя ширина вмятины, измеренная в направлении касательной в точке удара, м;

$h$  – средняя высота вмятины, м;

$k$  – единичная жесткость,  $\text{Н}\cdot\text{м}^{-3}$ .

Окончательно работа пластического деформирования может быть представлена соотношением:

$$W = 0,5bkhf^2. \quad (3.111)$$

Как ясно из вышеизложенного, существо проблемы заключается в установлении величины  $k$ . Она зависит от типа и модели автомобиля и от того, какая именно часть автомобиля повреждена. Например, для автомобилей, выпущенных позже середины 70-х годов прошлого столетия:

– при ударе по передней либо по задней части легкового автомобиля и при глубине вмятины не менее 0,4...0,5 м:

$$k = (9...11) 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}^{-3};$$



4. В начале 70-х годов прошлого столетия *R.P. Mason* и *D.W. Whitcomb* представили первый доклад об определении скорости автомобиля при ударе. В 1974 году Кемпбелл (*K.L. Campbell*) впервые применил для этих целей энергетический подход и продемонстрировал его на примере оценки пластических деформаций большого легкового автомобиля с рамой (*full size, full frame*) *Chevrolet Vegas* фирмы *GMC*. Он предложил гипотезу о том, что поглощение энергии при пластическом деформировании можно соотнести с массой экипажа. Было принято, что между скоростью при ударе и глубиной остаточной деформации существует линейная зависимость:

$$v = b_0 + b_1 c, \quad (3.112)$$

где  $v$  – скорость,  $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$ ;

$b_0$  – наименьшая скорость, при которой уже возникают пластические деформации;

$b_1$  – угловой коэффициент,  $\text{с}^{-1}$ ;

$c$  – глубина вмятины,  $\text{м}$ .

Энергия пластического деформирования может быть представлена соотношением:

$$E = W g^{-1} w_0^{-1} \int_0^{w_0} (b_0 b c + 0,5 b_1^2 c^2) dw + 0,5 w b_0^2 g^{-1} \quad (3.113)$$

Далее Кемпбелл также ввел энергетический эквивалент *EBS (Equivalent Barrier Speed)*, так что

$$E = 0,5 W g^{-1} (EBS)^2. \quad (3.114)$$

Эта величина, в свою очередь, позволяет определить  $\Delta V$  – изменение скорости при ударе как скорости, при которой кинетическая энергия автомобиля равна энергии, рассеянной пластическим деформированием. При этом Кемпбелл учитывал, что часть энергии расходуется на упругое деформирование и для этого ввел константу интегрирования:

$$E = \int_0^{w_0} \int_0^c F dc dw + \text{const}, \quad (3.115)$$

где  $F$  – сила, действующая на деформирующуюся часть автомобиля и отнесенная к ширине передней части. Эта сила может быть представлена линейной зависимостью:

$$F = a_0 + a_1 c. \quad (3.116)$$

После преобразований можно найти зависимости между параметрами и константу интегрирования:

$$a_0 = Wb_0b_1/(dw_0); a_1 = Wb_1/(gw_0); \text{const} = 0,5 Wb_0^2/g, \quad (3.117)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;

$w_0$  – ширина автомобиля,  $\text{м}$ .

Окончательное выражение для силы имеет вид:

$$F = W(b_0b_1 + b_1^2c)/(gw_0). \quad (3.118)$$

Впоследствии Макгенри (*R.R. MacHenry*) обобщил подход Кемпбелла и использовал его в компьютерной программе *CRASH*. Величину силы удара он представил также линейной функцией:

$$F = A + BC; \quad (3.119)$$

где  $A$  – сила, при которой возникают первые пластические деформации;

$B$  – жесткость корпуса.

Величины  $A, B, F$  отнесены к единице ширины деформированного участка автомобиля.

В 1981 году Сегал (*D. Segal*) предложил в качестве аналогии соотношению Макгенри упругопластический элемент, содержащий упругую и пластическую части, при этом предполагалось, что  $A$  – начальное напряжение пружины,  $B$  – энергия, рассеянная при пластическом деформировании,  $G$  – энергия упругого деформирования. Тогда

$$G = 0,5 A^2 / B, \quad (3.120)$$

и энергия, поглощенная при пластическом деформировании частей автомобиля, может быть представлена выражением:

$$E = \int_0^{w_0} (AC + 0,5BC^2 + G)dW. \quad (3.121)$$

Впоследствии Штротер (*C.E. Strother*) подверг сомнению линейные зависимости, использованные Кемпбеллом и Макгенри. Преобразовав уравнение Кемпбелла, он получил соотношение для углового коэффициента:

$$b_1 = (v - 5)/C \quad (3.122)$$

и предложил такие соотношения между параметрами  $A, B, G$  Макгенри и  $b_0, b_1$  Кемпбелла:

$$F = mb_0 b_1 L^{-1}; B = mb_1^2 L^{-1}; G = 0,5A^2 B^{-1}; \quad (3.123)$$

$$b_0 = A(LB^{-1} m^{-1})^{0,5}; b_1 = (BLm^{-1})^{0,5}.$$

Прасад (*A.K. Prasad*), обрабатывая результаты ударных испытаний автомобилей, установил линейную зависимость параметра  $(2E/W)^{0,5}$  от величины вмятины:

$$(2E/W)^{0,5} = d_0 + d_1 c. \quad (3.124)$$

Здесь введены два новых параметра  $d_0$  и  $d_1$ , а  $W$  по-прежнему обозначает ширину вмятины. Такой подход позволил построить еще одну модель пластического деформирования автомобиля при ударе. Рассеивание энергии может быть представлено соотношением:

$$E = \int_0^w 0,5(d_0 + d_1 C)^2 dW. \quad (3.125)$$

Если проводится численное интегрирование этого выражения, то оказывается, что по ширине вмятины достаточно ограничиться 5–6 ординатами – то есть глубинами деформированной части  $C_1$ – $C_6$  (рис. 3.15).

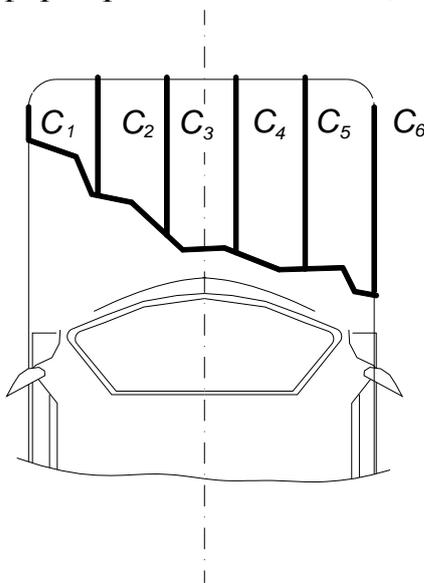


Рис. 3.15. Глубины деформированной части автомобиля

Таким образом, анализ существующих зарубежных методов оценки энергии, затраченной на пластическое деформирование частей автомобилей, которые можно использовать при расследовании ДТП, позволяет сделать выводы:

- наиболее распространенная группа методов основана на использовании величины энергетически эквивалентной скорости *EES* (*Energy Equivalent Speed*), которая вводится по аналогии со скоростью и имеет ту же физическую размерность;
- сравнительный метод нуждается в заранее составленном общедоступном каталоге, в который внесены реальные случаи деформирования автомобилей. Он использован в компьютерных программах, предназначенных для задач автотехнической экспертизы;

– аналитический метод предполагает формульные вычисления величины  $EES$ , причем параметры, входящие в выражение для определения этой величины, принимают определенные значения в зависимости от типа и модели автомобиля. Однако не все производители автомобилей публикуют такие данные. Дальнейшие исследования выявили необходимость определения единичной жесткости, которая зависит как от величины нагрузки и направления ее действия, так и от модели автомобиля и года его выпуска;

– графический метод требует составления сеток для различных частей разных типов и моделей автомобилей;

– оценка энергии пластического деформирования может быть определена в зависимости от использования той или иной гипотезы о линейной взаимосвязи между скоростью при ударе и глубиной остаточной деформации.

Подводя итог вышесказанному можно сделать выводы:

1. Непосредственное применение теории удара в экспертизе ДТП затрудняется рядом обстоятельств. В теории рассматривается столкновение тел простой формы (шарообразных, плоских) и однородных (изотропных), упругие и прочностные свойства которых в каждой точке тела одинаковы. Автомобили же представляют собой сложные механические системы с различными внешними очертаниями и разной внутренней структурой. Механические свойства такой системы в отдельных ее местах могут быть резко различными. В итоге действительные последствия столкновения, в частности, скорости и перемещения автомобилей, вычисленные на основании теории удара, могут не совпадать с параметрами конкретного ДТП.

2. При наезде автомобиля на сосредоточенное препятствие (столб, дерево) с ним контактируют только некоторые детали, и повреждения приобретают другой характер. Жесткость и прочность автомобиля по ширине различны: по сторонам его расположены лонжероны рамы или другие несущие детали кузова, хорошо выдерживающие перегрузки, в средней же части находятся обычно легко деформируемые детали. Поэтому, например, удар с одной и той же скоростью о железобетонную мачту передним углом автомобиля или его серединой имеет различные последствия.

3. Выражение (3.59) имеет теоретический и практический интерес для анализа влияния действующих параметров ( $\rho$ ,  $\rho_{ст}$ ,  $k$ ,  $\delta$ ,  $t_1$  и  $t_2$ ) на скорость движения частицы. Кроме того, данное выражение учитывает потери на сопротивление воздуха с учётом рода отделяющихся материалов и реальных размеров частиц, что позволяет уточнить значение скорости автомобиля в момент, предшествующий ДТП (столкновение, наезд на неподвижное препятствие и др.).

4. Анализ предложенной авторами [51] математической модели столкновения двух транспортных средств показывает, что для определения скоростей движения этих транспортных средств в момент столкновения можно максимально использовать информацию об их отбрасывании после со-

ударения, тем более, что при известных координатах места столкновения и конечных пунктов их положений после отбрасывания эта информация обладает достаточно высокой степенью достоверности.

5. Анализ существующих зарубежных методов оценки энергии, затраченной на пластическое деформирование частей автомобилей, показал, что наиболее распространенная группа методов основана на использовании величины энергетически эквивалентной скорости *EES (Energy Equivalent Speed)*, которая вводится по аналогии со скоростью и имеет ту же физическую размерность. Рассмотренные методы нуждаются в заранее составленном общедоступном каталоге, в который внесены реальные случаи деформирования автомобилей; в определении единичной жесткости, которая зависит как от величины нагрузки и направления ее действия, так и от модели автомобиля и года его выпуска; либо сеток для различных частей разных типов и моделей автомобилей.

## ГЛАВА 4. КРИТЕРИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ БАМПЕРА АВТОМОБИЛЯ

### 4.1. Особенности совершенствования конструкций упругого элемента бампера

Практически с момента своего создания автомобили стали представлять потенциальную опасность для окружающих и участников движения. Поскольку полностью избежать дорожно-транспортных происшествий пока не представляется возможным, автомобиль совершенствуется в направлении снижения вероятности аварии и минимизации ее последствий [22].

В процессе ДТП должна быть обеспечена сохранность, как самого автомобиля, так и окружающих предметов или других участников ДТП. Например, у некоторых автомобилей определенным образом деформируемая структура передней части и (или) рамы обеспечивают поглощение части энергии движения второго участника столкновения [12].

Из комплекса средств, которыми оборудован современный автомобиль, большой интерес представляют средства пассивной безопасности. Пассивная безопасность автомобиля должна обеспечивать выживание и сведение к минимуму количества травм у пассажиров автомобиля, попавшего в дорожно-транспортное происшествие.

Пассивная безопасность – свойство автомобиля уменьшать тяжесть последствий ДТП. Пассивную безопасность автомобилей принято подразделять на внешнюю и внутреннюю. Внешняя пассивная безопасность уменьшает возможность нанесения повреждений другим участникам движения, внутренняя – снижает травматизм водителя, пассажиров и обеспечивает сохранность перевозимых грузов. Внешняя пассивная безопасность определяется конструктивными возможностями транспортного средства по снижению тяжести последствий ДТП для других участников движения, внутренняя – конструктивными возможностями по сохранению жизни и повышению травмобезопасности водителей и пассажиров, находящихся в транспортном средстве в момент ДТП. Основным требованием внешней пассивной безопасности является обеспечение такого конструктивного выполнения наружных поверхностей и элементов автомобиля (путем оптимизации ударно-прочностных свойств объектов соударения), при котором вероятность повреждений человека этими элементами при ДТП была бы минимальной [45].

Конструкторы современных автомобилей добились хороших результатов в обеспечении внутренней безопасности автомобиля. Однако в обеспечении внешней безопасности остается множество проблем.

Анализ статистики дорожно-транспортных происшествий, в которых пострадали или погибли люди, показал, что наиболее вероятным местом,

которым сталкивается автомобиль, является передняя левая (точнее водительская) сторона – 32 % (рис. 4.1).

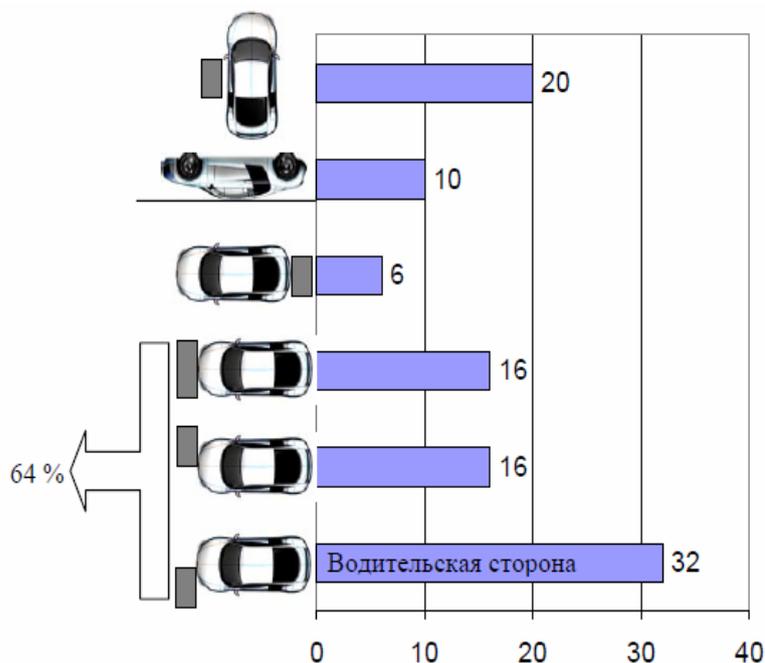


Рис. 4.1. Распределение ДТП, в которых были пострадавшие или погибшие, по виду столкновения, % [1]

А если учесть ДТП средней и правой передней частями автомобиля – то это все 64 %. Таким образом, лобовое столкновение является наиболее вероятным. Опрокидывание случается лишь в 10 % ДТП, хотя вероятность гибели людей при этом во много раз больше. Высока вероятность тяжелых последствий и при ударе сбоку.

Наезд сзади наименее вероятное событие (всего 6 %) с точки зрения тяжелых последствий. Однако в эту статистику не вошли случаи, когда пострадавшие обратились с травмами через несколько часов после ДТП. Дело в том, что при наезде сзади возникает так называемая «хлыстовая травма» шейного отдела позвоночника, которая в первое время на фоне стресса не вызывает беспокойства. Однако затем оказывается, что эта травма плохо лечится, а иногда остается пожизненно. Поэтому в 2008 году принято Глобальное правило №7, касающееся требований к подголовникам (все Глобальные правила обязательны к применению в РФ).

На тяжесть последствий влияет не только конструкция автомобиля, но и его масса. Причем в некоторых случаях масса участвующих в ДТП автомобилей будет определять тяжесть последствий. Ведь ни у кого не возникнет сомнений в результатах лобового столкновения легкового автомобиля (пусть даже самого безопасного в мире) и тяжелого грузовика. Только в этом случае скорости автомобилей складываются и оказываются критическими для легкого автомобиля (закон импульсов). При столкновении авто-

мобилей одинаковой массы скорости не складываются. Именно поэтому большинство краш-тестов производится для одного автомобиля (имитируется столкновение двух одинаковых автомобилей).

В условиях современного движения на городских и загородных дорогах высока вероятность столкновения с наиболее часто встречающимся автомобилем – массой около 1200...1500 кг. Поэтому для автомобилей массой более 2500 кг сертификационные требования по пассивной безопасности резко упрощены: вероятность пострадать, а тем более погибнуть, в таком автомобиле сравнительно низкая.

Статистический анализ ДТП показал, что в большинстве случаев водители предпринимают экстренное торможение, но полностью загасить скорость не успевают. Поэтому краш-тесты проводят на скорости 56...64 км/ч – это та скорость, до которой успевают замедлиться автомобили.

Пассивная безопасность автомобиля реализуется по нескольким направлениям:

- снижение уровня нагрузок, действующих на людей, гашение энергии удара за счет формирования энергопоглощающих зон деформации кузова автомобиля;

- применение удерживающих систем;

- снижения длительности запредельных нагрузок путем создания систем перераспределения энергии удара.

Для снижения уровня перегрузок создаются такие конструкции автомобилей, которые бы обеспечивали равнозамедленное движение автомобиля в процессе столкновения. Ведь если конструкция автомобиля обеспечивает эту равнозамедленность, то при длине зоны энергопоглощения в 1 м (длина капота) остаются шансы на выживание даже на скорости 40 м/с (144 км/ч) – перегрузка около 80g при смертельно опасных 100g. Но таких автомобилей пока нет.

На «городской» скорости 15 м/с при равнозамедленном движении автомобиля перегрузки вовсе не травмоопасны – около 12g. Летчики спортивных самолетов выдерживают перегрузки до 15g и при этом управляют самолетом. Однако следует заметить, что для нетренированного на перегрузки человека уже 3g приводит к кратковременному ухудшению зрения, а 4g – к потере сознания.

При «безобидных» 12g вес человека превысит тонну.

К тому же длительность столкновения 60...120 мс меньше длительности фазы закрытия глаза при обычном моргании (150 мс).

Для создания зон кузова с программируемым деформированием используют разные материалы: например, предел прочности листовой стали разных элементов конструкции кузова колеблется в пределах от 140 до 1200 МПа, изменяется толщина элементов, сечение, конфигурация. Некоторые зоны специально ослабляются, некоторые усиливаются.

Однако проблему можно решить только комплексно: создается зона распределения и перераспределения нагрузки от бампера на оба лонжерона автомобиля, усилители крыльев, поперечины и т.д. Зона размещения людей, напротив, должна выдержать все удары без существенных деформаций, обеспечивая жизненное пространство внутри автомобиля. Удерживающие системы – ремни безопасности, преднатяжители ремней – должны обеспечить синхронное замедление автомобиля и пассажиров. Лучших результатов можно добиться за счет применения многоточечных ремней безопасности, устанавливаемых на спортивных автомобилях.

Перераспределение энергии удара обеспечивают такие системы, как ограничители усилия на ремни, подушки безопасности (одно и/или двух уровневые, фронтальные и боковые, «шторки» и поясничные, коленные и т.д.).

Из четырех основных типов ДТП (фронтальное столкновение, боковое столкновение, удар сзади, опрокидывание) наиболее частыми и опасными, являются фронтальные (60 % всех ДТП) и боковые столкновения [44]. Поэтому неудивительно, что в первые периоды работ по повышению пассивной безопасности автомобилей отмечались широким внедрением мероприятий по обеспечению безопасности водителей и пассажиров именно при фронтальных столкновениях (оптимизация ударно-прочностных характеристик передней части автомобиля, внедрение ремней безопасности, безопасных рулевых управлений и т.д.). В результате, фронтальные столкновения, несмотря на то, что их относительное число не уменьшилось, постепенно становятся не самыми травмоопасными (к сожалению, на дорогах России, при крайне низком числе водителей и пассажиров, использующих ремни безопасности, фронтальные столкновения по-прежнему приносят наибольшее число погибших и травмированных при ДТП).

В случае столкновения автомобилей особенно важным является предохранение как водителя и пассажиров, так и самих автомобилей от повреждений при помощи внешних элементов конструкции. Это обеспечивается применением бампера, поглощающего часть энергии удара при столкновении [40, 42].

Бампер – энергопоглощающее устройство автомобиля в виде бруса, расположенного спереди (часто и сзади), которое гарантирует определенную безопасность водителю и пассажирам. Традиционно бамперы бывают металлическими и пластиковыми. Современным автомобилям они кроме защитной функции дают ещё и элемент эстетики, так как делают формы кузова автомобиля плавными и изящными [14].

Развитие автомобилестроения в мире протекает по трем ключевым категориям: дизайн, комфорт и безопасность. Именно по этим направлениям развивается автопромышленность. Поэтому производители идут на любые

ухищрения и новые разработки, чтобы придать бамперу автомобиля персональный вид.

В настоящее время на смену металлическим бамперам пришли пластиковые. Этому есть несколько причин. Во-первых, дурые пластмассовые бамперы смотрятся более эстетично. Во-вторых, они менее травмоопасны, чем металлические и позволяют при ДТП нанести меньший вред здоровью пешеходов и других людей, находящихся вне автомобиля (велосипедисты, мотоциклисты).

На современных российских автомобилях также устанавливают пластиковые бамперы [72]. Отечественные автопроизводители пошли по пути зарубежных коллег и уже более 15 лет ставят на свои машины именно пластиковые бамперы.

Испытания показали ряд преимуществ пластиковых бамперов над металлическими [23]. Во-первых, пластиковые бамперы дешевле металлических и удешевляют стоимость машины. Во-вторых, пластиковые бамперы легче металлических, что делает легче сам автомобиль и позволяет экономить горючее. Но главное, что пластиковые бамперы для автомобилей хоть и более хрупкие, но являются более предпочтительными с точки зрения безопасности. Если бампер металлический, то он передает инерцию удара на кузов автомобиля и на водителя. В отличие от металлического, пластмассовый бампер выступает в роли буфера безопасности. При ударе он не оказывает сопротивление, а складывается, гася энергию удара. Такой бампер при ДТП серьезно повреждается, в отличие от металлического, но он реально спасает жизни водителя, пассажиров и пешеходов, а также защищает остальные детали машины. К тому же, современные пластмассовые бамперы имеют дурую форму, что увеличивает «зону безопасности» и площадь контакта с препятствием.

Первые пластмассовые бамперы для автомобилей были только черного цвета. Ведь они воспринимались и производителями автомобилей и автовладельцами как расходный материал. Но у большинства современных автомобилей бамперы окрашены в цвет кузова.

Технологичность окраски бампера имеет свою специфику. Вначале окраски бампер покрывают специальным грунтом для пластика. Если пластмассу не загрунтовать, а просто покрасить краской поверх пластика, то краска быстро облезет. Это происходит оттого, что при изменениях температуры воздуха, пластмасса расширяется или сужается. Для предотвращения растрескивания краски и применяют грунтовку.

Хоть пластиковый бампер значительно более хрупок, чем металлический, но часто он выдерживает удар и не ломается, а лишь вминается внутрь. Вмятину на бампере легко отремонтировать даже в обычных гаражных условиях.

И хотя уже все современные серийные легковые автомобили имеют пластмассовые бамперы, производители автомобилей не прекращают исследований в области производства бамперов из других материалов.

Первым шагом на пути создания безопасной конструкции кузова автомобиля явилась разработка «безопасного» бампера, призванного поглощать энергию удара и, тем самым, защитить кузов от повреждений в случае столкновения автомобиля с препятствием. В них содержится энергопоглощающий элемент, в котором энергия удара преобразуется в работу деформации или тепловую.

По типу упругого элемента бамперы могут быть:

- механические;
- гидравлические;
- пневматические;
- комбинированные.

В механических амортизаторах упругий элемент может работать как на сдвиг, так и на сжатие, растяжение. В качестве упругого элемента могут использоваться пружины или резина.

Близкий по конструкции безопасный бампер разрабатывался компанией *Volkswagen*. Конструкция представляла собой вынесенный вперед бампер и опоясывающий брус, которые были закреплены подвижно. При ударе бампер перемещался назад, сжимая эластичный наполнитель в цилиндре, который в свою очередь закреплен неподвижно на прочном щите передней части кузова (рис. 4.2).

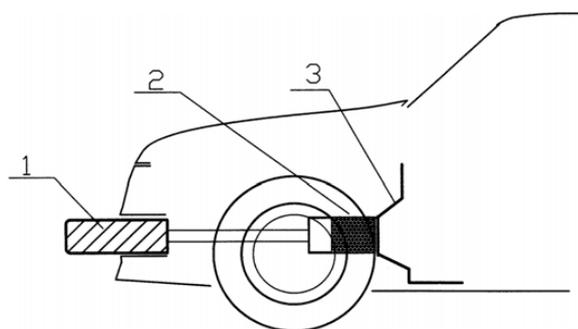


Рис. 4.2. Схема безопасного бампера экспериментального автомобиля компании *Volkswagen*:  
1 – подвижный бампер; 2 – цилиндр с энергопоглощающим наполнителем;  
3 – щит передней части кузова

На рис. 4.3, а представлена схема устройства механического бампера с амортизирующим элементом, работающим на сжатие.

Здесь энергопоглощающий элемент выполнен из упругого материала в виде конуса и, сжимаясь, поглощает энергию удара. Упругий элемент бампера (вулканизированная резина) может работать на сдвиг (рис. 4.3, б). Элементы, работающие на сдвиг, удобны еще и тем, что их жесткость не зависит от направления перемещения бампера.

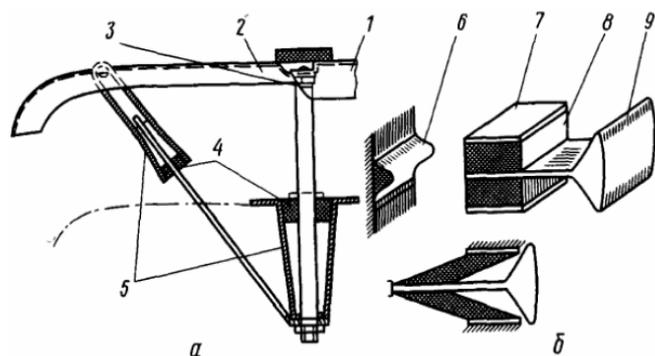


Рис. 4.3. Конструктивная схема безопасного бампера с упругими амортизирующими элементами:

а – работающими на сжатие; б – работающими на сдвиг;  
 1 – балка; 2 – боковое крыло; 3 – шарнир; 4 – упругий элемент;  
 5 – энергопоглощающий конус; 6 – буфер; 7 – обойма; 8 – резиновый упругий элемент; 9 – поперечный брус бампера

Одним из «простых» разновидностей является бампер, содержащий пластмассовый оболочковый корпус, ребра, округления и отверстия под резьбовой крепеж и установку электроосветительных элементов (графическое изображение представлено на рис. 4.4, 4.5). Эта конструкция крепится на передней части автомобиля и предназначена для смягчения случайных несильных ударов [65].

Цифровые обозначения, используемые на рис. 4.4, 4.5: бампер (1); поверхности отверстий (2 и 4); поверхности самозаклинивания (5 и 6); верхний выступ (7); фасонные поверхности (8–83); угловые кромки (58 и 68); внутренняя поверхность (24).

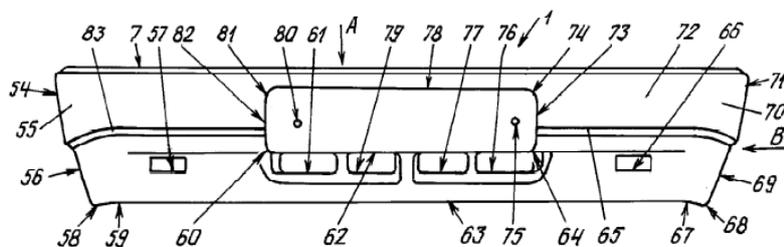


Рис. 4.4. Бампер: вид спереди

Бампер по составу выполнен цельной единой конструкцией, однородным из синтезированного дегидрогенизационного пропена до 80 % и наполнителя в виде графитизированных шариков или микростеклошариков. Внутреннее ребрение разделяет бампер на безопасные зоны нагружения и достигает по высоте, как минимум, 2–3-х толщин оболочкового материала. Поверхности отверстий под установку электроосветительных элементов выполнены под углом самозаклинивания. Внутренняя поверхность граничит с внешним профилем кузова автомобиля и повышает статическое закрепление бампера к профилю кузова автомобиля. Верхний выступ с трапециевидальным сечением служит для уменьшения зазорного пространства

бампера и кузова автомобиля с одновременной фиксацией к нему своими внешними поверхностями силами самозаклинивания. Достигается повышение прочностных характеристик.

ВидА

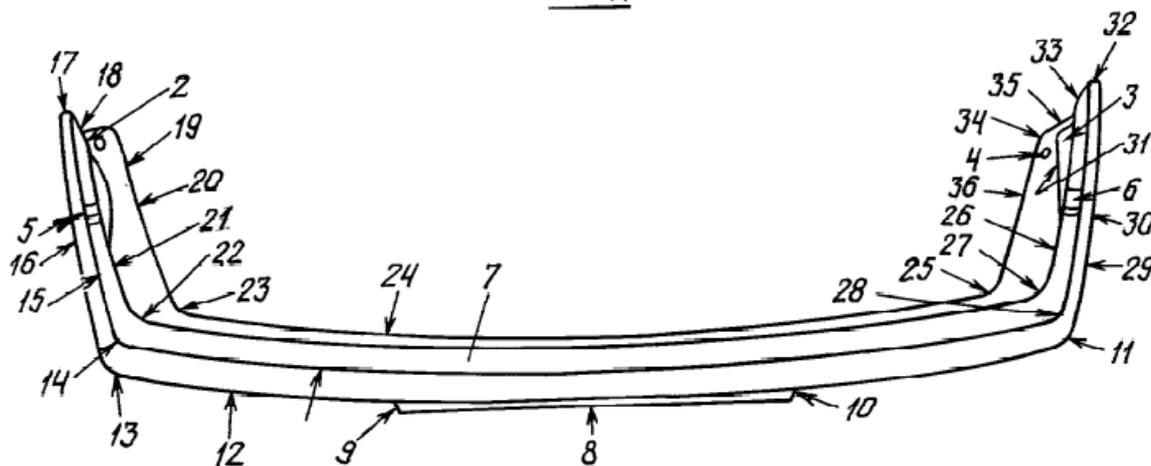


Рис. 4.5. Бампер: вид в плане

К недостатку известных аналогов [60, 61, 62, 66, 67] следует отнести использование большого числа разнообразного оборудования и инструментов, необходимых для установки конструкции бампера, что в итоге удорожает данный процесс в десятки раз. Задачей нового технического решения является улучшение дизайна формы бампера легкового автомобиля, связанного с повышением прочностных характеристик его неармированного профиля, и получение пригодной для использования одной цельной конструкции.

Авторами [63, 64] предложены конструкции бамперов, в основе которых лежит использование упругих амортизирующих элементов (рис. 4.6, 4.7).

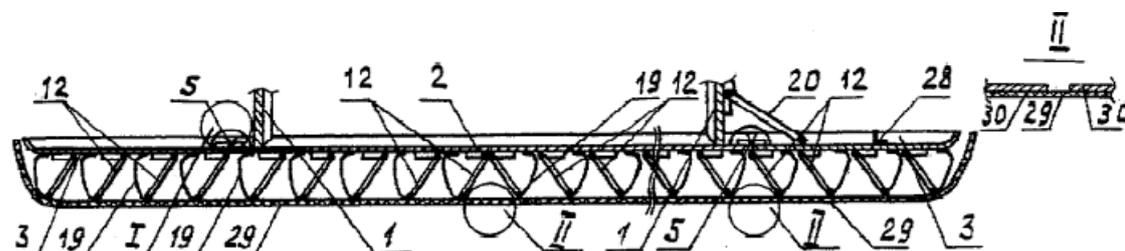


Рис. 4.6. Продольный разрез энергопоглощающего бампера – вид сверху

Известны многочисленные конструкции энергопоглощающих бамперов [3, 24, 25, 59], включающие жёсткие опорные поверхности, наружные обшивки и расположенные между ними амортизирующие устройства и элементы различных видов. Однако они не обладают высокой энергопоглощающей способностью и не обладают возможностью многократного применения после выполнения определённых ремонтных операций. Наи-

более близкими по совокупности признаков аналогами являются конструкции энергопоглощающих бамперов для автомобилей [56, 57, 58], а [57] является прототипом предлагаемой конструкции.

Конструкция энергопоглощающего бампера, присоединенного к несущей конструкции 1 автомобиля, содержит (см. рис. 4.6) опорную поверхность в виде жесткого металлического профиля П-образного сечения, включающего центральную секцию 2 и две боковые секции 3, которые расположены в одну линию.

Центральная секция 2 бампера присоединена к несущей конструкции 1 автомобиля, а боковые секции 3 бампера присоединены к центральной секции через соединительные энергопоглощающие устройства 5, каждое из которых определенное количество.

На наружной поверхности всех секций 2 и 3 опорной поверхности бампера равномерно расположены на расстоянии друг от друга основные энергопоглощающие устройства 12, причем два центральных основных энергопоглощающих устройства 12 центральной секции 2 конструкции бампера, каждое из которых является зеркальным отображением другого, примыкают друг к другу.

Конструкция каждого основного энергопоглощающего устройства 12 также включает подвижное основание, выполненное в виде жесткой пластины, снабженной двумя горизонтальными боковыми выступами, которые имеют ширину, соответственно равную диаметру раскоса, и обращены к наружной поверхности П-образного профиля, причем пластина подвижного основания выполнена за одно целое с пластинчатой пружиной 19, которая присоединена своим концом к наружной поверхности П-образного профиля 2 или 3 соответственно.

Кроме этого конструкция энергопоглощающего бампера также включает два дополнительных – левое и правое энергопоглощающие устройства 20, присоединенные каждое сбоку к несущей конструкции 1 автомобиля.

Каждая боковая секция 3 конструкции бампера может быть снабжена ограничителем перемещения подвижного основания соответствующего дополнительного энергопоглощающего устройства 20, которое выполнено в виде жесткого упора 28, присоединенного к тыльной поверхности П-образного профиля 3 опорной поверхности энергопоглощающего бампера, и которое одновременно является ограничителем поворота каждой боковой секции 3 конструкции бампера в случае воздействия именно в нее интенсивной ударной нагрузки.

Конструкция энергопоглощающего бампера также включает наружную обшивку 29, выполненную в виде П-образного профиля с закругленными назад концевыми участками, закрывающую энергопоглощающие устройства 12 и присоединенную с помощью разъемных соединений к опорной поверхности 2 бампера или к несущей конструкции 1 автомобиля. Приме-

нение отдельных участков металлической полосы 30, ширина которой в пределе может быть равна высоте пластин подвижных оснований энергопоглощающих устройств 12, с одной стороны, обеспечивает повышение прочности и жесткости определенных участков наружной обшивки, расположенных соответственно напротив групп энергопоглощающих устройств 12, которые будут работать совместно при воздействии ударных нагрузок, а с другой стороны, обуславливает разрушение наружной обшивки 29 именно по месту зазоров между участками 30 металлической полосы, то есть по месту стыков центральной 2 и боковых 3 секций и в середине центральной секции 2 бампера.

Другой разновидностью энергопоглощающего бампера является конструкция, изображенная на рис. 4.7.

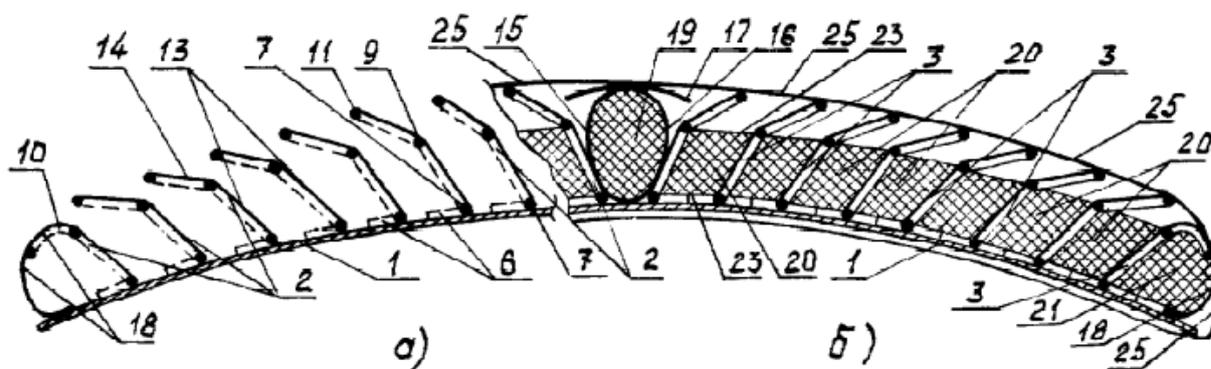


Рис. 4.7. Продольное сечение энергопоглощающего бампера:  
а – продольное сечение, но без блоков твердого пеноматериала и наружной обшивки; б – продольный разрез энергопоглощающего бампера

Указанное устройство включает наружную обшивку 25, бампер П-образного сечения 1, присоединенный к несущей конструкции автомобиля, размещенные между ними и равномерно расположенные по длине бампера на расстоянии друг от друга энергопоглощающие устройства 2 и 3, присоединенные к наружной поверхности бампера, пластинчатые пружины 18 и другие вспомогательные элементы.

Каждое энергопоглощающее устройство включает определенное количество прилегающих друг к другу энергопоглощающих элементов, каждый из которых является зеркальным отображением соседнего, изготовлен за одно целое из отрезка круглого, выполненного, в частности, из материала, обладающего эффектом «памяти формы», металлического прута, участки которого последовательно изогнуты во взаимно перпендикулярных плоскостях, и соответственно включает дополнительное основание, расположенное вертикально 11, перемычки 7, раскос 10.

В случае столкновения энергопоглощающего бампера с локальной преградой или другим автомобилем происходит следующее. В первую очередь по месту воздействия ударной нагрузки происходит упругое деформирова-

ние – сжатие толстого слоя эластично-упругого материала и смещение наружной обшивки 25. После этого, в случае воздействия интенсивной ударной нагрузки в левую или в правую часть бампера, происходит разрушение наружной обшивки 25 и начинается деформирование энергопоглощающих устройств 2 или 3 левой или правой половины бампера, деформирующихся соответственно в разные стороны.

При воздействии интенсивной ударной нагрузки на центральную пластину 17 амортизирующего устройства полого изогнутые пластинчатые пружины 15 и 16, обладающие заданной жесткостью и взаимодействующие своей боковой поверхностью с направляющими пластинами 13, соединенными с раскосами центральных энергопоглощающих устройств 2 и 3, деформируются, изгибаясь под воздействием нагрузки, и при этом происходит разрушение и последующее раздробление объема 19 твердого пеноматериала, расположенного в полости между пластинчатыми пружинами 15 и 16; одновременно с этим происходит и первая стадия деформирования прилегающих энергопоглощающих устройств 2 и 3.

Воздействие нагрузки, величина которой превышает силу сопротивления скручиванию дополнительных вертикальных перемычек 9, являющихся пластическими торсионами, на наружную поверхность подвижных оснований 14 вызывает их поворот к наружной поверхности П-образного профиля 1 и соответственно поворот соединенных с ними дополнительных раскосов 10 относительно раскосов 8, что обуславливает пластическое скручивание четырех соосных вертикальных перемычек 9 энергопоглощающих устройств 2, 3 и соответственно поглощение энергии воздействующей нагрузки.

К числу недостатков данной конструкции необходимо отнести, во-первых, отсутствие возможности выхода из-под удара при столкновении – в случае воздействия ударной нагрузки в центральную секцию бампера, а, во-вторых, невысокую эффективность защиты при воздействии интенсивной локальной ударной нагрузки, например, при столкновении со столбом или деревом и, особенно, в том случае, когда указанная нагрузка воздействует на два центральных энергопоглощающих устройства и прилегающие участки бампера.

Задача, на решение которой направлена предлагаемая конструкция, заключается в повышении эффективности защиты легкового автомобиля при столкновении с локальной преградой или другим легковым автомобилем.

Технический результат приведенных конструкций, как отмечают авторы [63, 64], заключается в высокой энергопоглощающей способности и стабильности характеристик амортизации, при возможности многократного использования.

Применение бамперов, поглощающих энергию удара, требует изменения конструкции элементов кузова. Для размещения амортизаторов часто

необходимо усиливать рамы и нижние части несущих кузовов и изменять их конфигурацию. Вследствие увеличения массы бампера приходится устанавливать более жесткие и прочные рессоры. На некоторых моделях автомобилей изменены колеса, шины, рулевые механизмы, детали подвески [23].

В гидравлических и пневматических бамперах энергия удара поглощается при сжатии газа или перетекании жидкости через дросселирующее устройство. В качестве жидкости используются вода (зимой – антифриз), глицерин, силиконовые или минеральные масла, а в качестве газов – большей частью азот или другой нейтральный газ. На рис. 4.8, 4.9 приведены схемы двух типов гидропневматических бамперов с упругими оболочками.

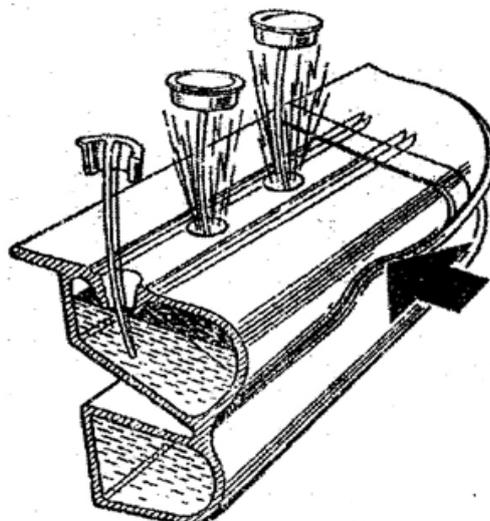


Рис. 4.8. Гидропневматический бампер с легко деформируемой оболочкой (с выбиваемыми заглушками)

На рис. 4.8 показана оболочка толщиной около 6 мм из поливинилхлорида, внутренняя полость которой частично заполнена антифризом. При столкновении сначала деформируется упругий бампер, который сжимает жидкость и воздушную подушку. Под действием давления из небольших отверстий, имеющих в оболочке, выталкиваются пробки, и выжимается жидкость. Тем самым корпус автомобиля защищается от повреждений. В подобном «гидравлическом» бампере объем жидкости составляет 15–20 литров. Суммарный вес такого бампера составит примерно 30 кг (60 кг на автомобиль), что дает дополнительную нагрузку на узлы подвески, а постоянно перемещающийся центр массы приведет к непредсказуемому нарушению управляемости автомобиля.

Другой вариант бампера показан на рис. 4.9. Здесь в оболочке бампера нет наружных отверстий. Внутренняя полость гибкой оболочки заполнена антифризом и сообщается через специальную трубку с сильфоном, внутри которого помещена пружина. Пружина удерживает сильфон в сжатом состоянии. Энергия удара в таком бампере гасится за счет протекания жидкости через небольшое отверстие в трубке и преодоления силы пружины

сильфона. Преимущество второго варианта в том, что жидкость находится все время в замкнутом объеме.

При использовании бампера с двумя гидропневматическими амортизаторами (для автомобиля массой 2040 кг при  $v_0=22,4$  м/с) удается получить перемещение в процессе удара, равное 0,76 м, при этом 0,3 м – ход поршня, а 0,46 м – деформация рамы.

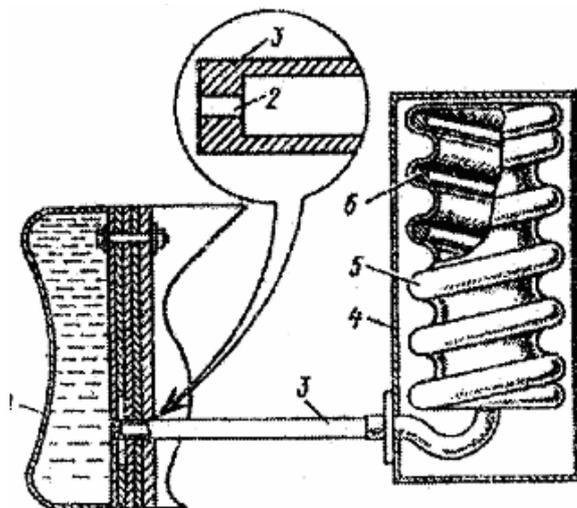


Рис. 4.9. Конструкция гидравлического бампера с системой «самовосстановления»:

- 1 – эластичный бампер, наполненный жидкостью;
- 2 – дроссельное отверстие в штоке; 3 – полый шток;
- 4 – силовая конструкция кузова; 5 – сильфон;
- 6 – сжимающая пружина, внутри сильфона

На рис.4.10 показан пневматический бампер без жидкости, разработанный в Германии.

Он состоит из двух рукавов 1, уложенных параллельно в выемки каркаса 5 из алюминиевого сплава. С другой стороны каркаса в выемке кузова размещается опорный рукав 4, внутренняя полость которого через небольшое отверстие 3 сообщается с полостью каркаса. Все элементы бампера закрыты защитной оболочкой 2.

При наездах и столкновениях усилие через рукава 1 и каркас передается на опорный рукав 4. Давление в рукаве 4 повышается, и воздух через клапан 3 с малым проходным сечением поступает в полость каркаса.

В США запатентована другая конструкция безопасного бампера. Между кузовом и наружной поверхностью бампера расположены четыре камеры из эластичных материалов. Две из них постоянно заполнены воздухом, а расположенные между ними и бампером две другие камеры заполняются воздухом только при торможении. Воздух нагнетается компрессором. При заполнении воздухом двух передних камер бампер, концы которого связаны со специальными штангами, выдвигается вперед до полного наполнения подушек. На штангах имеются кольцевые выступы, в которые упира-

ются пружины. Назначение последних – смягчить удар, если подушки потеряют герметичность [16].

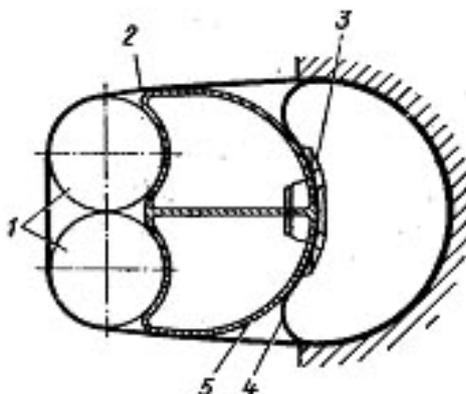


Рис. 4.10. Конструктивная схема пневматического безопасного бампера

Бампер современного легкового автомобиля представляет собой скорее область работы художника-стилиста, чем инженера-конструктора, так как многие считают, что бампер не в состоянии как-либо защитить автомобиль, масса которого обычно колеблется в пределах 1,5–2 т. Между тем ясно, что энергия удара не может исчезнуть, а должна быть поглощена элементами кузова на возможно большем удалении от пассажирского помещения. В этой связи нельзя игнорировать защитные свойства бампера, каковы бы они ни были. В будущем, очевидно, конструкторы решат технические проблемы упругого соединения бампера с кузовом автомобиля. Такое соединение должно поглощать большую часть кинетической энергии удара, возникающую при столкновении автомобилей.

Следует отметить, что материалы, используемые в настоящее время для автомобильных бамперов, разрушаются при столкновении со скоростью, равной 9 км/ч, а при больших скоростях происходят значительные повреждения кузова. Необходимо найти такие конструкции бампера и передней части автомобиля, такие соотношения их жесткости и прочности, чтобы при слабом ударе бампер защищал от повреждения элементы кузова автомобиля, имеющие большую стоимость, а при тяжелых столкновениях бампер и передняя часть автомобиля деформировались бы совместно, поглощая значительную часть энергии удара и защищая, таким образом, пассажиров от серьезных травм. По американским и канадским стандартам скорость столкновения задается в 2 раза выше европейской, поэтому многие автомобили, поставляющиеся на американский рынок, отличаются от европейских бамперами. Кроме того, по канадским требованиям бампер должен сохранять свои свойства при температуре до  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Французские автопроизводители предлагают изготавливать бамперы из специального пластика. Благодаря его свойствам бамперы, внешне ничем не отличаю-

щиеся от обычных, после удара со скоростью до 10 км/ч способны самостоятельно восстанавливать свою заводскую форму. Анализ действующих в Российской Федерации стандартов [18, 69], регламентирующих использование бамперов на легковых ТС, носят противоречивый характер, поэтому требуют пересмотра в отношении ужесточения «критериев испытания», а также требований по отношению к размерам и высоте расположения бамперов на автомобиле.

Таким образом, анализ развития конструкций упругого элемента бампера ТС позволяет сделать выводы:

- в настоящее время существует большое разнообразие конструкций упругого элемента бампера, которые подразделяются на 4 основных типа: механические, гидравлические, пневматические, комбинированные;

- эффективность использования той или иной конструкции бампера, несмотря на заверения авторов-конструкторов, требует всестороннего теоретического и практического анализа, а также подтверждения статистическими данными при эксплуатации ТС в существующих дорожных условиях.

## 4.2. Оценка эффективности бамперов транспортных средств

Бампер автомобиля должен предотвращать или уменьшать повреждения передней и задней частей транспортных средств при столкновении на малой скорости (до 30 км/ч), то есть обеспечивать защиту капота, багажника, решетки радиатора, топливной, выхлопной и охлаждающей системы, а также габаритных огней, фар и задних фонарей [104]. Однако в действительности большинство бамперов не в состоянии поглотить энергию удара и защитить конструкцию автомобиля от повреждений, потому что они слишком хрупкие, слишком маленькие или в некоторых случаях вообще отсутствуют. В результате страховые компании вынуждены оплачивать дорогостоящий ремонт. Эффективным же бампером является устройство, в конструкцию которого входит достаточно широкий усилитель, способный защитить углы ТС. Кроме того бампер должен поглотить максимально возможную энергию удара, что допустимо только при наличии достаточного расстояния между усилителем и защищаемой конструкцией автомобиля [83]. В последнее время особо остро стоит вопрос о взаимном расположении усилителей взаимодействующих ТС при столкновении, так как только при условии их расположения на одинаковой высоте (совместимости) бамперы способны эффективно выполнить свои функции и исключить вероятность дорогостоящего ремонта.

Для изменения сложившейся ситуации группой страховых компаний разработан комплекс новых тестов, позволяющий оценить обеспечение совместимости бамперов при столкновении автомобилей [81]. Он состоит из четырех краш-тестов (рис. 4.11), представляющих собой столкновения автомобиля с барьером, подобным бамперу [92]:

1) фронтальное (*a*) и заднее (*b*) столкновение со скоростью 10 км/ч при обеспечении полного перекрытия между соприкасающимися объектами. Высота расположения от основания до нижнего края барьера составляет 457 мм;

2) фронтальное (*c*) и заднее (*d*) столкновение со скоростью 5 км/ч при обеспечении перекрытия 15 % между соприкасающимися объектами. Высота расположения от основания до нижнего края барьера составляет 406 мм.

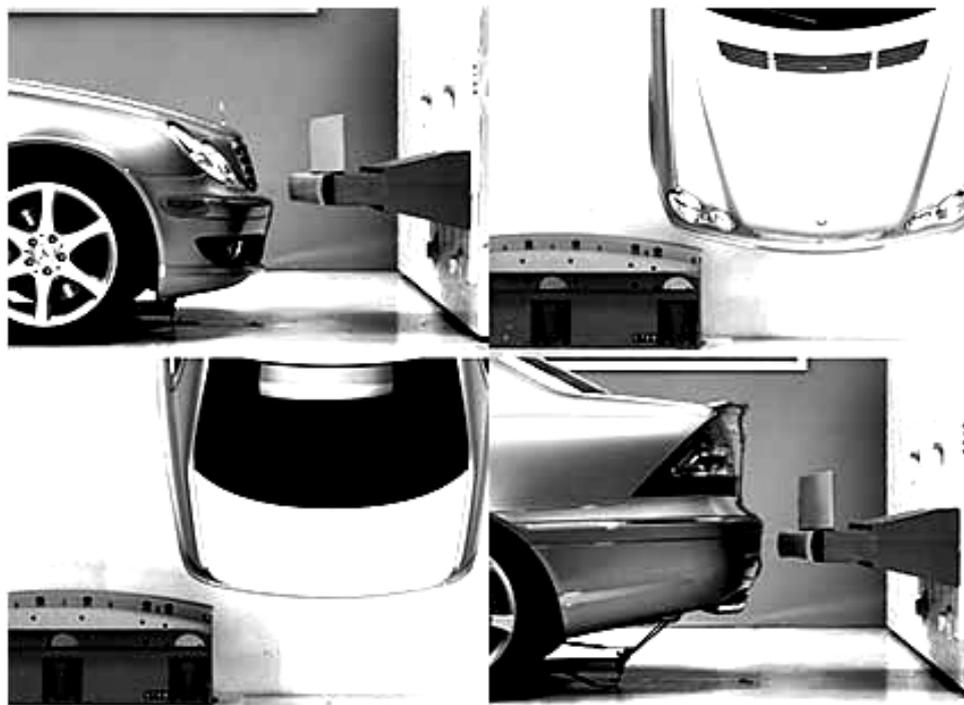


Рис. 4.11. Комплекс испытаний бамперов автомобилей

Барьер состоит из набора (пакета) стальных пластин толщиной 12,5 мм собранных вместе (рис. 4.12); стального ограничителя, установленного на верхней поверхности пакета пластин и смещенного относительно его фронтальной стороны на 25 мм (рис. 4.13). Фронтальная сторона пакета стальных пластин защищена энергопоглощающим элементом [85]. Данная конструкция и поверхности ограничителя дополнительно покрыты пластиком. Собранная конструкция крепится к железобетонному блоку массой 145150 кг (рис. 4.14).

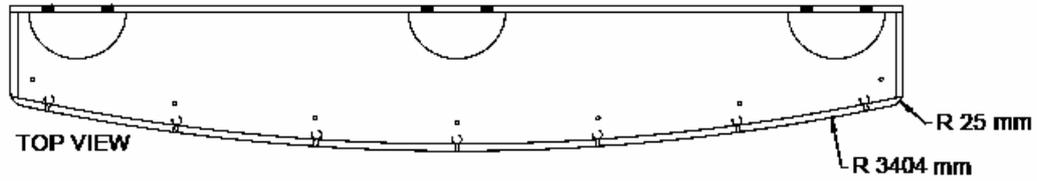
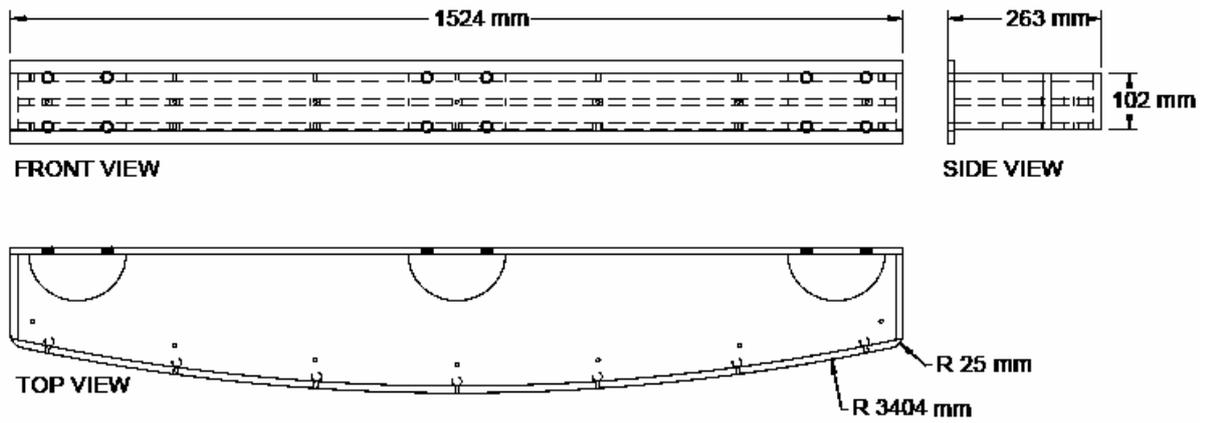


Рис. 4.12. Конструкция пакета пластин барьера

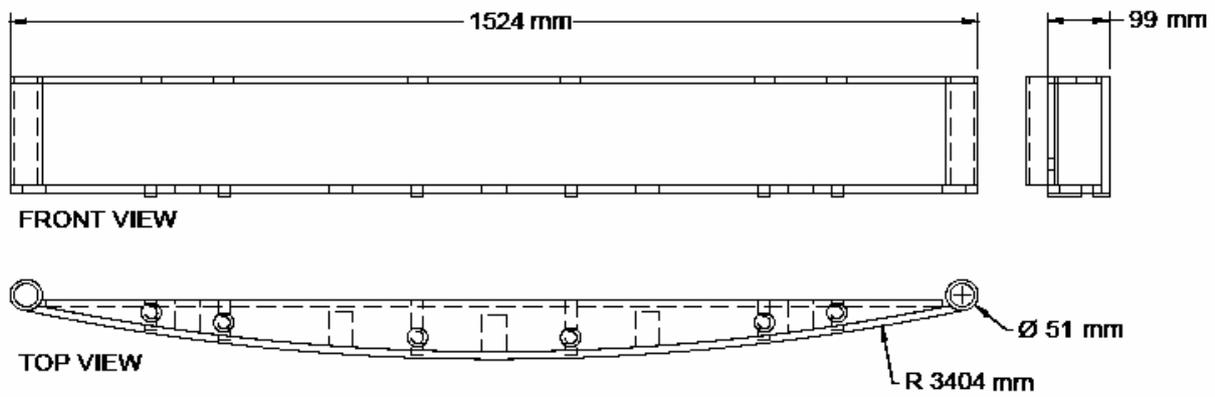


Рис. 4.13. Конструкция ограничителя барьера

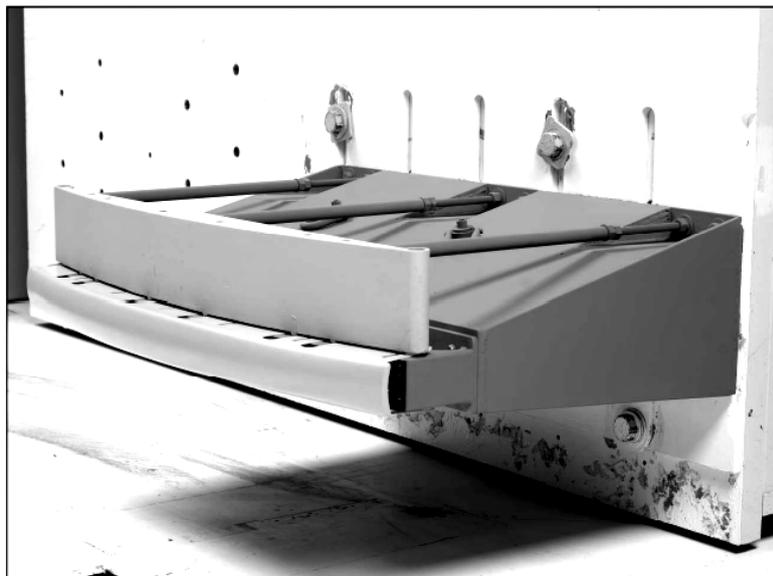


Рис. 4.14. Общий вид закрепленного барьера

После проведения испытаний анализируются полученные повреждения ТС. Процесс оценки повреждения проводится с использованием оценочных методов стандартов промышленности, данные заносятся в компьютеризированную систему. Одной из наиболее распространенных компьютеризированных систем, используемых в оценочной деятельности, является *Audatex*, разработанная компанией *Solera*. Каждую сборку бампера демонтируют для проверки наличия скрытых повреждений [84].

В зависимости от затрат, необходимых для ремонта и замены поврежденных деталей, каждое ТС попадает в определенную категорию: «хороший», «приемлемый», «крайний» и «плохой» (табл. 4.1).

Сумма затрат, на основании которых ТС дается соответствующая оценка, определяется следующим образом. В ходе проведения четырех испытаний для каждого из них рассчитываются расходы, необходимые для восстановления поврежденных деталей. Причем полученные значения затрат при испытании с полным перекрытием суммируются, и результат умножают на 2. К полученному значению добавляются оставшиеся расходы (при испытании с 15 % перекрытием). Полученный результат делят на 6.

Т а б л и ц а 4 . 1

Оценка транспортных средств

Затраты, необходимые для ремонта и замены поврежденных деталей, \$ (£)	Оценка
0–500\$ (0–349£)	Хороший
500–1000\$ (350–799£)	Приемлемый
1000–1500\$ (800–1349£)	Крайний
>1500\$ (>1350£)	Плохой

Однако ТС не может попасть в категорию «хороший» или «приемлемый», если в ходе испытаний его бампер не является совместимым с барьером или после теста обнаружатся серьезные повреждения фар, разгерметизация системы охлаждения или подобные разрушения.

Данные, полученные после обработки результатов, а также оценки ТС [88] являются общедоступными (табл. 4.2).

Т а б л и ц а 4 . 2

Оценка повреждений автомобилей

Марка ТС	Оценка повреждений, \$				Средневзвешенная оценка повреждений, \$	Полная оценка
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>		
1	2	3	4	5	6	7
Subaru Legacy (2010–2011)	\$847	\$850	\$903	\$778	\$855	Приемлемый

Окончание табл. 4.2

1	2	3	4	5	6	7
Mazda 6 (2009–2011)	\$742	\$1437	\$768	\$767	\$871	Приемлемый
Mitsubishi Galant (2006–2011)	\$969	\$1109	\$990	\$1185	\$1035	Крайний
Honda Accord (2008–2011)	\$941	\$1461	\$974	\$1507	\$1133	Крайний
Nissan Maxima (2009–2011)	\$997	\$1787	\$2494	\$1352	\$1687	Плохой
Ford Fusion (2010–2011)	\$2529	\$1889	\$2610	\$1073	\$2207	Плохой

Тем самым потребители обладают дополнительной информацией, помогающей им при выборе безопасного ТС, а автопроизводители вынуждены заботиться о совершенствовании конструкции бамперов автомобилей и повышении рейтинга своей продукции.

#### 4.3. Измерители и показатели основных свойств системы обеспечения пассивной безопасности при фронтальном столкновении ТС

Внешняя пассивная безопасность автотранспортных средств должна рассматриваться при изучении автомобиля как объекта соударения с другим ТС в подсистеме «автомобиль – объект соударения» (внешняя механическая пассивная безопасность) и с пешеходом в подсистеме «автомобиль – пешеход» (внешняя физиологическая пассивная безопасность). Значимыми для функционирования подсистемы «автомобиль – объект соударения» конструктивными характеристиками являются масса, высота размещения центра масс (инерции), площадь контактной зоны при столкновении и основные характеристики ударно-прочностных свойств рассматриваемых объектов [71].

При оценке ударно-прочностных свойств целесообразно использовать три основных измерителя:

- перегрузки человека (автомобиля)  $N_{ч(a)}$ ;
- деформации (перемещения) автомобиля  $\theta_a$ ;
- вероятность выбрасывания человека из автотранспортного средства

$P_{эч}$ .

Перегрузки человека  $N_{ч}$  и автомобиля  $N_a$  изменяются в процессе ДТП:

$$N_{ч(a)} = f(t), \quad (4.1)$$

где  $t$  – время процесса столкновения.

Деформации автомобиля возникают и изменяются в процессе ДТП,  $\theta_a = f(t)$  и оцениваются значением  $\theta_a$  для  $i$ -го элемента, способного вызвать нарушение жизненного пространства или исключить возможность (затруднить) эвакуации человека из автомобиля.

Вероятность выбрасывания человека из автотранспортного средства  $P_{\text{эч}}$  зависит от угловой скорости  $\omega_a$  и изменения поступательной  $\Delta v_a$  скорости движения автомобиля в процессе ДТП.

С учётом системного подхода к автомобилю как к элементу системы обеспечения пассивной безопасности основными показателями, оценивающими его ударно-прочностные свойства, являются максимальная деформация автомобиля  $\theta_{a \max}$ , среднеинтегральная перегрузка автомобиля  $N_a$  и изменение скорости движения автомобиля при столкновении  $\Delta v_a$ . Характеристики системы обеспечения пассивной безопасности могут быть описаны в виде функциональной связи между основными входными и выходными параметрами. Основным входным параметром данной системы является скорость движения автомобиля в начальный момент ДТП  $v_a$  ( $\omega_a$ ).

Основные требования к ударно-прочностным свойствам легковых автомобилей при фронтальном столкновении в соответствии с международной практикой нормируются с учётом условий динамического нагружения при наезде на неподвижное недеформируемое препятствие. Рассмотрим методы определения оценочных (выходных) параметров  $\Delta v_a$ ,  $N_a$  и  $\theta_{a \max}$  с учетом входа  $v_a$  для условий наезда автомобиля массой  $m_a$  на неподвижное недеформируемое препятствие.

Изменение скорости движения автомобиля в условиях наезда на неподвижное недеформируемое препятствие определяется:

$$\Delta v = v_a = \sqrt{2E_a/m_a}, \quad (4.2)$$

где  $m_a$  – масса автомобиля (здесь и в дальнейшем принято допущение, что автомобиль имеет массу, сосредоточенную в точке), кг;

$E_a$ ,  $v_a$  – соответственно энергия и скорость автомобиля в момент контакта с неподвижным препятствием.

Среднеинтегральная перегрузка автомобиля определяется из следующего выражения:

$$N_a = \frac{v_a^2}{2g\theta_{a \max}} = \frac{v_a^2}{2gK_y\theta_{a \text{ост}}}, \quad (4.3)$$

где  $\theta_{a \max}$ ,  $\theta_{a \text{ост}}$  – соответственно максимальная и остаточная деформации автомобиля в процессе столкновения, м;

$K_y$  – коэффициент, учитывающий долю упругой деформации:

$$K_y = \theta_{a \max}/\theta_{a \text{ост}}. \quad (4.4)$$

Значение  $K_y$  при фронтальных столкновениях для легковых автомобилей изменяется в пределах  $K_y = 1,12 \dots 1,37$  (среднее значение 1,23).

Процесс удара разделяют на две фазы. Первая фаза продолжается от момента соприкосновения тел до момента их наибольшего сближения. Вторая фаза продолжается от конца первой фазы до момента разъединения тел. При столкновении автомобилей и их наезде на неподвижное препятствие длительность первой фазы составляет 0,05...0,10 с, второй 0,02...0,04 с. Потерю энергии при ударе оценивают с помощью коэффициента восстановления  $K_{уд}$ , представляющего собой отношение относительных скоростей тел перед ударом и после него:

$$K_{уд} = \frac{(v_2' - v_1')}{(v_1 - v_2)}, \quad (4.5)$$

где  $v_1$ , и  $v_2$  – скорости автомобилей до удара;

$v_1'$ , и  $v_2'$  – скорости автомобилей после удара.

В соответствии с теорией Г. Герца принята зависимость величины деформации в условиях динамического нагружения от контактного усилия в виде [31]:

$$\theta_a = K_a F_a^{n_a}, \quad (4.6)$$

где  $\theta_a$  – деформация автомобиля;

$K_a$  – коэффициент деформации ( $K_a = 1/c$ ;  $c$  – упругость деформируемой части автомобиля при  $n = 1$ );

$F_a$  – усилие деформации автомобиля;

$n_a$  – постоянная эмпирическая величина.

В дальнейшем при накоплении соответствующих экспериментальных данных зависимость деформации от усилия может быть уточнена и описана более сложными, естественно, более точными выражениями.

Максимальная деформация автомобиля может быть определена из выражения [71]:

$$\theta_{a \max} = E_a K_a^{1/n_a} \left( (n_a + 1) / n_a \right)^{n_a / (1 + n_a)}. \quad (4.7)$$

Однако при этом предварительно должны быть определены значения коэффициента деформации  $K_a$  и постоянной эмпирической величины  $n_a$ , характеризующие силовую характеристику автомобиля.

Полученное значение  $\theta_{a \max}$  не может быть непосредственно использовано при определении длины передней деформируемой части автомобиля  $L_p$ , так как анализ результатов испытаний имитацией фронтальных столкновений показал, что наряду с деформируемыми элементами конструкции передней части у автомобиля имеются практически недеформируемые узлы, к которым при современной компоновке в первую очередь относятся

двигатель и колеса. Максимальную деформацию автомобиля можно приближенно представить как сумму возможных деформаций передней части автомобиля и передней части салона:

$$\theta_{a \max} = S_{\Pi} + S_c, \quad (4.8)$$

где  $S_{\Pi}$  – возможная деформация передней части автомобиля, м;  
 $S_c$  – деформации салона, м.

Деформация  $S_{\Pi}$  представляет собой наименьшую из разностей  $(A-B)$  или  $(C-D)$ ;

здесь  $A$  – расстояние от передней точки бампера до передней стенки салона;

$B$  – длина двигателя, включая закрепленные на нем прочные недеформируемые агрегаты, расположенные в подкапотном пространстве;

$C$  – расстояние от передней точки бампера до ближайшей к переднему колесу точки средней части кузова (салона);

$D$  – наружный диаметр переднего колеса.

Для оценки полноты использования при столкновении возможной деформации передней части автомобиля и деформации салона предложено использовать коэффициент деформации автомобиля:

$$K_s = \theta_{a \max} / S_{\Pi}. \quad (4.9)$$

В общем случае возможны три значения коэффициента деформации:  $K_s = 1$ ,  $K_s < 1$  и  $K_s > 1$ . При  $K_s = 1$  экспериментально полученная деформация равна теоретически возможной, то есть возможная деформация передней части автомобиля использована полностью. Силовые характеристики элементов передней части автомобиля обеспечивают поглощение энергии удара только за счет деформации передней части автомобиля; прочность средней части кузова обеспечивает восприятие нагрузок, действующих в процессе столкновения, без деформации салона. При  $K_s < 1$  происходит неполное использование возможной деформации передней части, жесткость элементов превышает необходимую для условий эталонных столкновений величину, прочность средней части кузова обеспечивает восприятие нагрузок без деформации салона. При  $K_s > 1$  деформация превышает возможную, происходит деформация салона.

Значения  $K_s$  для моделей легковых автомобилей, обеспечивающих сохранение жизненного пространства при фронтальных столкновениях, определенные по результатам эталонных испытаний, изменяются в пределах 0,83–1,37.

Анализ показывает, что для сохранения жизненного пространства и обеспечения безопасного уровня перегрузок  $K_s$  на стадии проектирования должен задаваться в пределах 0,85...0,90.

Определив необходимое для обеспечения безопасности значение  $\theta_{a \max}$  и задав с учетом особенностей предварительной компоновки величину  $S_{\text{п}}$ , можно вычислить значение безопасной длины передней части автомобиля:

$$L_{\text{п. без}} = (1,11 \dots 1,18) \theta_{a \text{ без. max}} + L_{\text{ж}}, \quad (4.10)$$

где  $L_{\text{ж}}$  – эффективная длина недеформируемых элементов передней части автомобиля.

Вычисленное значение  $K_a$  при величине  $\theta_{a \max}$  используется для определения зависимости  $K_a = f(\theta_a)$  с учетом линейного характера зависимости и коэффициентов, полученных для автомобиля-аналога, и последующего вычисления значений  $F_a$  в отдельных сечениях передней части при значениях  $\theta_a$  в пределах  $\theta < \theta_a \leq \theta_{a \max}$ .

Определив расчетным путем необходимое для обеспечения безопасности значение  $\theta_{a \max}$  и задав с учетом особенностей предварительной компоновки величину  $S_{\text{п}}$ , можно вычислить и оценить значение коэффициента деформации  $K_s$ . Оценка и корректировка значения  $K_s$  с учетом требований обеспечения пассивной безопасности позволяет прогнозировать деформируемость на стадии проектирования автомобиля.

В ходе контрольных испытаний автомобиля методом наезда на неподвижное препятствие значения коэффициентов  $K_a$ ,  $K_s$  и  $n_a$ , а также величины  $\theta_{a \max}$  и  $F_a = f(\theta_a)$  уточняются.

Данный расчетно-экспериментальный метод был использован при исследованиях деформируемости и разработке рекомендаций по улучшению ударно-прочностных свойств отечественных автомобилей.

В табл.4.3 приведены ударные характеристики некоторых автомобилей отечественного производства при наезде на неподвижное препятствие [29].

Экспериментальные данные, приведенные в табл. 2.1, действительны для фронтального наезда автомобиля на препятствие с плоской вертикальной поверхностью.

Т а б л и ц а 4 . 3

Ударные характеристики автомобилей при наезде на неподвижное препятствие

Автомобили	Начальная скорость $v$ , м/с	Коэфф. упругости $K_y$	Коэфф. восстановления $K_{уд}$	Замедление при откате $j$ , м/с <sup>2</sup>	Число испыт. автомобилей
1	2	3	4	5	6
ВАЗ 21212	14,9	1,21–1,24	0,117–0,132	5,10–6,50	2
ВАЗ 2121	14,0–14,3	1,16–1,32	0,086–0,132	2,90–6,32	3
ВАЗ 21055	13,9	1,20	0,090	2,44	1
ВАЗ 21013	13,9	1,29	0,101	3,50	1
ВАЗ 2101	14,0–14,2	1,25–1,32	0,086–0,102	5,10–8,50	2

1	2	3	4	5	6
ВАЗ 2107	14,0	1,15	0,099	4,76	1
ВАЗ 2108	14,1	1,34–1,29	0,099–0,106	3,80–6,25	2
ВАЗ 21093	13,3	1,22	0,120	5,12	1
ВАЗ 21086	13,9	1,23	0,113	4,76	1
ВАЗ 2110	14,0	1,13–1,15	0,104–0,130	4,26	1
ВАЗ 2103	14,1–14,3	1,19–1,21	0,090–0,092	4,97–7,04	2
ГАЗ 3102	13,9	1,26–1,32	0,129	5,16	1
ГАЗ 24	13,5	1,30	0,134	5,30	1
ИЖ 1500	13,9–14,4	1,17–1,37	0,090–0,115	4,50–6,40	4
Москвич 412	13,9	1,45–1,60	0,110–0,136	5,23–5,84	2

Величина коэффициента восстановления невелика, и для автомобилей ВАЗ находится в пределах 0,86...0,132. Это обстоятельство позволило некоторым зарубежным авторам считать удар автомобиля абсолютно неупругим, принимая  $K_{уд} = 0$ . Однако такого значения в экспериментах не зафиксировано.

Приведенные значения коэффициентов  $K_{уд}$  и  $K_y$  определены для сравнительно узкого диапазона начальных скоростей: 13,5...14,9 м/с (48,6...53,3 км/ч). Это объясняется условиями эталонных испытаний. Для более глубокой оценки ударных характеристик автомобиля необходимы дальнейшие испытания при других значениях скоростей.

Имеющаяся информация свидетельствует о существовании зависимости упруго-прочностных свойств от ряда факторов, в том числе, от массы автомобиля.

Иногда используют экспериментально установленные зависимости между скоростью автомобиля и деформацией. На рис. 4.15 показаны зависимости между скоростью автомобиля «Польский Фиат 125В», деформацией  $\Delta$  (сплошные линии) и силой удара  $P_{уд}$  (штриховые линии).

Крестиками на рисунке отмечены данные, полученные при наезде на жесткое препятствие, а точками – на аналогичный стоящий автомобиль [40].

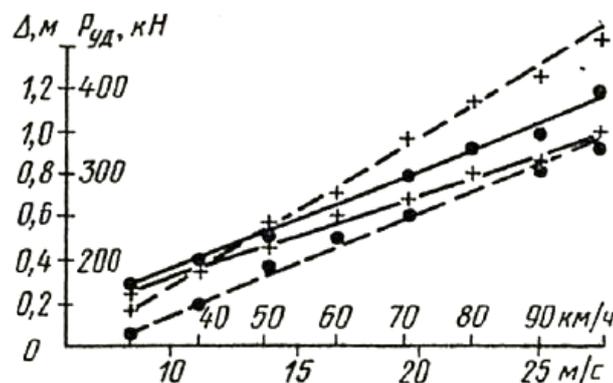


Рис. 4.15. Зависимости деформации кузова и силы удара от скорости автомобиля

Из рис. 4.15 видно, что при наезде на неподвижное препятствие ударная нагрузка больше, а деформация меньше, чем при наезде на автомобиль.

Деформация подразделяется на два вида: упругую и пластическую. Деформация называется упругой, если она исчезает после удаления вызвавшей ее нагрузки, и пластической, если после снятия нагрузки она не исчезает (во всяком случае, полностью) [70].

Определение энергии деформации и разрушения элементов конструкции транспортных средств важно не только для проведения экспертных оценок их скорости движения перед столкновением. При конструировании и изготовлении современных скоростных автомобилей в автомобилестроении давно назрела необходимость создания наиболее безопасных конструкций, которые в результате дорожно-транспортного происшествия обеспечат максимальную защиту водителю и пассажирам. Это достигается созданием конструкций, прочность и жесткость которых управляема и прогнозируема [51].

#### 4.4. Возможности учета деформаций конструкции бампера ТС

Рассмотрим поведение конструкции бампера в условиях динамического нагружения (удара) с точки зрения использования теории упругого удара.

Решение инженерных задач строится обычно на основе данной теории, в которой принимаются следующие основные допущения [8].

1. Кинетическая энергия ударяющего тела полностью переходит в потенциальную энергию деформации ударяемого тела; при этом пренебрегают энергией, идущей на деформацию ударяющего тела и основания, на котором находится тело.

2. Закон распределения напряжений и деформаций по объему ударяемого тела остается таким же, как и при статическом действии сил; при этом не учитывается изменение распределения напряжений и деформаций в том месте, где происходит соударение тел, а также за счет колебаний высокой частоты, сопровождающих явление удара во всем объеме тела.

Бампер представлен в виде балки пролетом  $l$ , шарнирно-закрепленной по концам и испытывающей посередине пролета удар от падающего с высоты  $H$  груза. Сила тяжести груза характеризуется величиной  $Q$  (расчетная схема приведена на рис. 4.16).

При изгибе величина статической деформации  $\delta_c$ , представляющей собой статический прогиб балки  $f_c$  в месте удара, зависит от схемы нагружения и условий опирания балки.

Для рассматриваемого случая получаем:

- статическая деформация:

$$\delta_c = f_{c \max} = \frac{Q \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J}, \quad (4.11)$$

где  $E$  – модуль упругости 1-го рода, Па;  
 $J$  – осевой момент инерции сечения, м<sup>4</sup>;

- статическое напряжение:

$$p_c = \sigma_{c \max} = \frac{Q \cdot l}{4 \cdot W}, \quad (4.12)$$

где  $W$  – осевой момент сопротивления сечения,  $\text{м}^3$ ;

- потенциальная энергия деформации:

$$U_c = \frac{Q \cdot f_{c \max}}{2} = \frac{Q^2 \cdot l^3}{96 \cdot E \cdot J}. \quad (4.13)$$

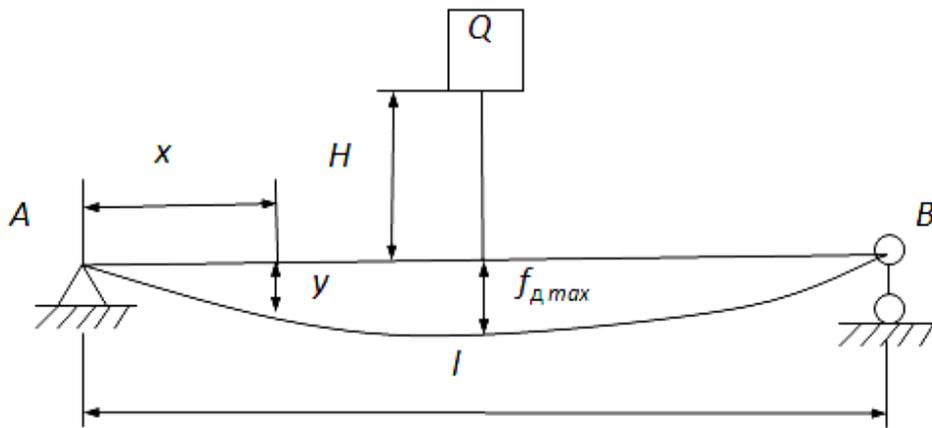


Рис. 4.16. Расчетная схема бампера

Для определения величин динамической деформации  $\delta_d$  и напряжения  $p_d$  принято использовать коэффициент динамичности  $K_d$ , который связывает их с соответствующими статическими значениями, при принятии следующих допущений:

- при динамическом действии нагрузок закон Гука остается в силе;
- при ударе деформация происходит хотя и быстро, но не мгновенно ( $\delta_d$  постепенно растет в течение очень короткого промежутка времени от нуля до окончательного значения);
- параллельно росту деформаций возрастают и напряжения  $p_d$ .

Динамический коэффициент при условии превышения высоты падения груза  $H$  (или скорости  $v$ ) по сравнению с деформацией  $\delta_c$ , определяется по формуле

$$K_d = \sqrt{\frac{2 \cdot H}{\delta_c}} = \sqrt{\frac{T_0}{U_c}}, \quad (4.14)$$

где  $T_0$  – энергия ударяющего тела, Дж.

Приближенные формулы для вычисления  $f_{д \max}$  и  $\delta_{д \max}$  в случае удара балки на двух опорах (рис. 4.16) получают такой вид:

$$f_{д \max} = f_{с \max} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{U_c}} = \frac{Q \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J} \cdot \sqrt{\frac{96 \cdot T_0 \cdot E \cdot J}{Q^2 \cdot l^3}} = \sqrt{\frac{T_0 \cdot l^3}{24 \cdot E \cdot J}}, \quad (4.15)$$

и

$$\sigma_{д \max} = K_{д} \cdot \sigma_{с \max} = \frac{Q \cdot l}{4 \cdot W} \cdot \sqrt{\frac{96 \cdot T_0 \cdot E \cdot J}{Q^2 \cdot l^3}} = \sqrt{\frac{6 \cdot T_0 \cdot E \cdot J}{W^2 \cdot l}}. \quad (4.16)$$

Представив энергию ударяющего тела в виде:

$$T_0 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2, \quad (4.17)$$

где  $m$  – масса тела, действующего на балку, кг;

$v$  – скорость в начальный момент удара, м/с,

и, задаваясь значениями динамического прогиба, можно определить количество энергии, которое способна поглотить балка заданного поперечного сечения, и определить допускаемую для этой конструкции скорость удара (столкновения).

После некоторых преобразований выражение для определения скорости удара примет вид:

$$v = \sqrt{\frac{48 \cdot E \cdot J \cdot f_{д \max}^2}{m \cdot l^3}}. \quad (4.18)$$

С другой стороны, задаваясь значениями скорости удара, динамического прогиба и выбрав форму поперечного сечения балки, можно определить ее геометрические параметры, в частности выражение для определения величины жесткости балки примет вид:

$$E \cdot J = \frac{m \cdot v^2 \cdot l^3}{48 \cdot f_{д \max}^2}. \quad (4.19)$$

Таким образом, сопротивление балок ударным нагрузкам зависит от момента сопротивления и от жесткости балки. Чем больше податливость, деформируемость балки, тем большую кинетическую энергию удара она может принять при одних и тех же допускаемых напряжениях. Наибольший прогиб балка дает в том случае, когда во всех ее сечениях наибольшие напряжения будут одинаковыми, т.е. если это будет балка равного сопротивления; такие балки при одном и том же допускаемом напряжении дают большие прогибы, чем балки постоянного сечения, и, значит, могут поглощать большую энергию удара.

Кронштейн бампера является основным силовым элементом, воспринимающим энергию удара при столкновении автомобиля с препятствием. Рассмотрим особенности его энергопоглощения, рассматривая кронштейн в качестве стержня и используя теорему об изменении кинетической энергии.

Решая задачу о соударении деформируемых тел приближенным методом, аппроксимируют динамические формы смещений и деформаций этих тел – статическими [31].

Рассмотрим продольный удар стержня I о неподвижную преграду II (рис. 4.17).

Предположим, что на верхнее сечение стержня I действует некоторое тело, обладающее кинетической энергией  $T$ . Массой стержня пренебрегаем. Тогда, допуская, что все сечения стержня находятся в одинаковом напряженном состоянии, т.е. пользуясь статическим законом распределения напряжений, получаем:

$$T = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{\sigma^2 \cdot F \cdot l}{2 \cdot E}, \quad (4.20)$$

где  $m$  – масса тела, действующего на стержень I, кг;

$v$  – скорость в начальный момент удара, м/с;

$\sigma$  – наибольшее напряжение в стержне, Па;

$F$  – площадь поперечного сечения, м<sup>2</sup>;

$l$  – длина стержня, м;

$E$  – модуль упругости 1-го рода, Па.

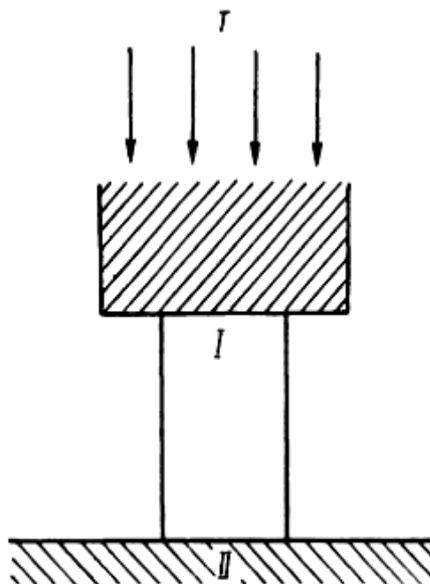


Рис. 4.17. К продольному удару о стержень

Работой силы тяжести  $mg$ , производимой при смещении верхнего конца стержня, пренебрегаем.

Отсюда при известном значении  $T$  можно найти напряжение  $\sigma$ . Если принять в равенстве (4.20)  $\sigma = \sigma_e$ , где  $\sigma_e$  – предел упругости, можно найти предельное значение работы, поглощаемой стержнем, без появления остаточных деформаций:

$$T_{\max} = \frac{\sigma_e^2 \cdot F \cdot l}{2 \cdot E}. \quad (4.21)$$

Рассмотрим продольный удар упругого стержня, движущегося со скоростью  $v$ , о неподвижную упругую плиту, масса которой значительно превышает массу стержня (рис. 4.18).

Предположим, что после удара плита остается неподвижной. В этом случае уже нельзя предполагать, что в стержне будет наблюдаться равномерное распределение напряжений, так как на свободном конце напряжения будут равны нулю.

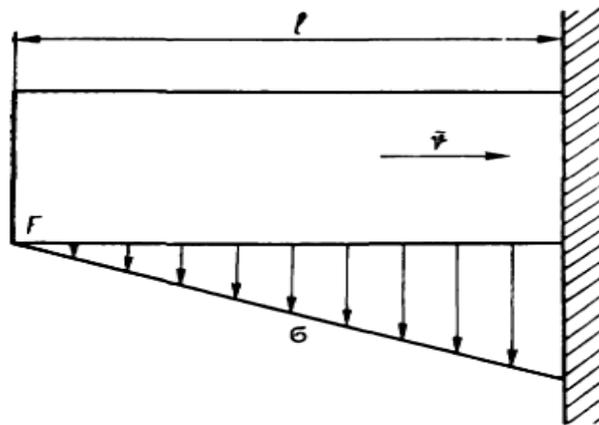


Рис. 4.18. Продольный удар стержня о плиту

Аппроксимируем распределение напряжений в стержне линейной функцией:

$$\sigma_x = \sigma \cdot \frac{x}{l}, \quad (4.22)$$

где  $x$  – координата, величина которой отсчитывается от свободного конца стержня, м;

$\sigma$  – напряжение в ударяющем конце стержня, Па.

Тогда работа деформации элемента стержня  $dx$  выражается формулой:

$$dA = \frac{\sigma^2}{2 \cdot l^2} \cdot F \cdot \frac{x^2 \cdot dx}{E}, \quad (4.23)$$

а полная работа деформации – формулой:

$$A = \frac{\sigma^2 \cdot F \cdot l}{6 \cdot E}. \quad (4.24)$$

Эта работа вызывает изменение кинетической энергии стержня от начального значения до нуля в момент наибольшего сжатия.

Находим

$$\frac{\sigma^2 \cdot F \cdot l}{6 \cdot E} = \frac{m \cdot v^2}{2}. \quad (4.25)$$

Здесь

$$\sigma = v \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot m \cdot E}{F \cdot l}} = v \cdot \sqrt{3 \cdot \rho \cdot E}, \quad (4.26)$$

где  $\rho$  – плотность материала стержня, кг/м<sup>3</sup>.

Данный расчет является приближенным, например, полностью не учитывается работа деформации плиты. В этой степени приближения наибольшие напряжения не зависят от размеров стержня, а зависят от физических свойств его материала.

Найдем предельное значение скорости, при котором в стержне не возникают остаточные деформации. Подставляя в уравнение (4.26) вместо  $\sigma$  предел упругости  $\sigma_e$ , получаем

$$v_{\max} = \frac{\sigma_e}{\sqrt{3 \cdot \rho \cdot E}}. \quad (4.27)$$

Положительное качество указанного метода заключается в его сравнительной простоте, позволяющей получать несложные формулы, пригодные для технических расчетов.

Проектный расчет и выбор безопасной конструкции силовых элементов и узлов пассивной безопасности автомобиля (бамперы, безопасные брусья дверей, рулевое колесо, каркасы панелей приборов, сидений, подголовников, элементы дверных замков) могут выполняться на основе применения инженерного метода [53]. Конструкцию каждого из перечисленных элементов можно представить в виде стержневой расчетной схемы.

Инженерный метод расчета конструкций на безопасность основан на применении кинематической теоремы теории предельного равновесия [54]. При этом конструкция рассматривается в момент ее разрушения, превращения в пластический (кинематический) механизм, когда в ней образуется количество пластических зон (шарниров), в общем случае на единицу превышающее степень статической неопределимости. Пластический механизм (механизм разрушения) характеризуется известными усилиями  $M_{пл.i}$  в пластических шарнирах, возможностью его движения при постоянном неизменном значении разрушающей нагрузки  $P_p$ . В момент возникновения пластического механизма система находится в состоянии равновесия. При этом внутренние усилия в системе не превосходят предельных значений и удовлетворяют условиям пластичности. Основным физическим свойством,

используемым при расчетах по предельному состоянию, является пластичность материала, из которого состоят рассматриваемые конструкции. Теоретически считается, что эта зона сконцентрирована в концевом сечении элемента около узла. Это место называют пластическим шарниром. В нем текучесть охватывает все сечение. Пластический шарнир возникает при определенном пластическом моменте  $M_{пл.i}$ . В реальных условиях этому моменту соответствует большая кривизна элемента на малой длине элемента (в пластическом шарнире).

Основные допущения инженерного расчета:

1. Принимается диаграмма жесткопластического течения (упрощенная диаграмма Прандтля) в пластическом шарнире и разрушения конструкции под действием разрушающей нагрузки.

2. Пренебрегается влияние продольных сил и скручивающих моментов на образование пластических шарниров.

3. Пренебрегается работа внутренних усилий на упругих деформациях элементов.

4. Принимается статическая аппроксимация процесса аварийного нагружения.

5. Не учитывается потеря формы (депланация) сечения в пластическом шарнире.

Подобная идеализация не всегда соответствует реальной картине разрушения конструкции. Однако она существенно упрощает расчет и дает результаты весьма близкие к экспериментальным.

Расчет бампера с шарнирным креплением на кронштейнах выполняется по схеме, показанной на рис. 4.19.

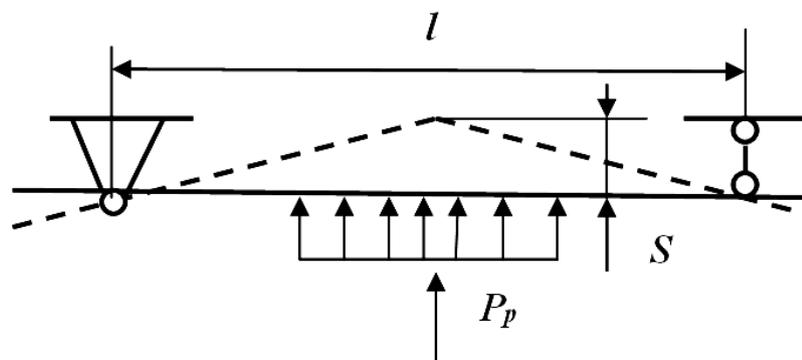


Рис. 4.19. Расчетная схема и механизм разрушения бампера

Разрушающая нагрузка, которую может выдержать бампер, определяется по формулам:

$$P'_p = 4 \cdot W_{пл} \cdot \sigma_T / l; \quad P''_p = 8 \cdot W_{пл} \cdot \sigma_T / l, \quad (4.28)$$

где  $l$  – длина бампера между опорами, м;

$W_{пл}$  – пластический момент сопротивления сечения,  $m^3$ ;

$\sigma_T$  – предел текучести материала, МПа.

В выражениях (4.28) первая формула – для шарнирного крепления, вторая – для жесткого закрепления в опорах. По известной разрушающей нагрузке  $P_{pi}$  бампера, его деформации  $S$  и массе автомобиля  $m_a$  можно определить допускаемую для этой конструкции скорость столкновения автомобиля:

$$v_a = \sqrt{2 \cdot P_{pi} \cdot S / m_a}. \quad (4.29)$$

При проектировании безопасного бампера решается обратная задача: по известным из Правил ЕЭК ООН № 42 регламентируемым параметрам  $v_a$  и  $S_{доп}$  определяется необходимое значение пластического момента сопротивления для его сечения. Так, для шарнирного крепления:

$$W_{пл} = m_a \cdot v_a^2 \cdot l / 8 \cdot \sigma_T \cdot S_{доп}. \quad (4.30)$$

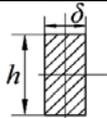
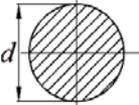
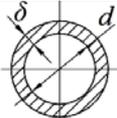
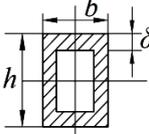
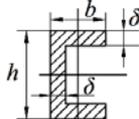
От  $W_{пл}$  можно перейти к размерам сечения  $B$ ,  $h$ ,  $d$  и  $\delta$  при известных зависимостях, приведенных в таблице 4.4.

Принимая определенную форму сечения и задаваясь одним или двумя размерами, можно определить оставшийся размер сечения. Этот же принцип сохраняется при проектировании других элементов и узлов, определяющих пассивную безопасность автомобиля [41].

Таким образом, рассмотренные методы расчета бамперов транспортных средств на безопасность при условии соблюдения определенных допущений способны выявить степень энергопоглощения конструкцией динамической (ударной) нагрузки. Для более точной оценки все же требуется проведение экспериментов.

Т а б л и ц а 4 . 4

Характеристики сечений

Форма	$W_{пл}$
	$\frac{1}{4}bh^2$
	$\frac{1}{6}d^3$
	$\frac{1}{6}d^3 \left[ 1 - \left( 1 - \frac{2\delta}{d} \right)^3 \right]$
	$b\delta(h - \delta) + \frac{1}{2}\delta(h - 2\delta)^2$
	$\frac{1}{2}bh\delta$

#### 4.5. Новые подходы к оценке энергии, рассеиваемой при пластическом деформировании поврежденных конструкций автомобилей

Недостатками существующих способов оценки работы деформаций автомобилей при их столкновениях являются высокая дороговизна и ограниченность применения полученных результатов для решения конкретных задач. Например, применение методов классической теории пластичности [34, 74, 76] предполагает определение напряженно-деформированного состояния поврежденных деталей автомобиля в области конечных деформаций, по которому можно дать оценку работы деформаций этой конкретной детали. Этот способ, во-первых, является весьма сложным и трудоемким, поскольку требует использования соответствующих математических моделей, в которых рассматриваются существенно физически и геометрически нелинейные тела. Во-вторых, примеры решения классических задач ограничиваются довольно жесткими условиями, которые в принципе не могут быть реализованы при конкретных столкновениях автомобилей.

Известен способ определения работы деформаций, связанный с непосредственным ее измерением и основанный на специальных и трудоемких испытаниях автомобилей, имитирующих их столкновения при прямом встречном и перекрестном под прямым углом ударах [86]. Недостатками этого способа являются высокая дороговизна и ограниченность применения полученных результатов в других конкретных случаях столкновения автомобилей, отличных от условий испытаний.

Установить объективную картину распределения деформаций и напряжений в поврежденных деталях столкнувшихся автомобилей практически не представляется возможным. Существует другой способ [5], который заключается в том, что для определения работы деформаций поврежденных деталей каждого из автомобилей, участвовавших в столкновении, определяют пределы текучести  $\sigma_T$ , пределы прочности  $\sigma_B$ , интенсивности деформаций  $\varepsilon_{iT}$  и  $\varepsilon_{iB}$ , соответствующие этим пределам, а также показатели  $m$  упрочнения материалов, из которых изготовлены поврежденные детали автомобилей. Эти прочностные и деформационные характеристики материалов могут быть найдены в соответствующей справочной литературе (смотрите, например, [11]) или получены в результате испытаний образцов. Такие образцы должны быть изготовлены из поврежденных деталей автомобилей. Они испытываются осевым растяжением с построением диаграмм деформаций в координатах: относительная деформация  $\varepsilon$  – условные напряжения  $\sigma$  [75], которые затем пересчитываются в обобщенные координаты: интенсивность деформаций  $\varepsilon_1$  – интенсивность напряжений  $\sigma_1$  [34]. Та-

кая типичная диаграмма изображена на рис. 4.20 и характеризуется тремя участками:

1) упругий участок OA:  $0 \leq \varepsilon_i \leq \varepsilon_{iT}$ , зависимость между интенсивностями напряжений и деформаций описывается законом Гука:

$$\sigma_i(\varepsilon_i) = \frac{\sigma_T}{\varepsilon_{iT}} \varepsilon_i; \quad (4.31)$$

2) участок пластического упрочнения АВ:  $\varepsilon_{iT} \leq \varepsilon_i \leq \varepsilon_{iB}$ , зависимость  $\sigma_i(\varepsilon_i)$  описывается степенным законом [20], характерным для большинства конструкционных сталей, в том числе и для тех, из которых обычно изготавливаются детали автомобилей:

$$\sigma_i(\varepsilon_i) = \sigma_T \left( \frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_{iT}} \right)^m; \quad (4.32)$$

3) участок разупрочнения образца ВС, где  $\varepsilon_{iB} \leq \varepsilon_i \leq \varepsilon_{iC}$ .

Кроме того, диаграмма характеризуется тремя точками, которые определяют граничные механические состояния материала: точка А с координатами  $(\varepsilon_{iT}, \sigma_T)$ , точка В с координатами  $(\varepsilon_{iB}, \sigma_B)$  и точка С с координатами  $(\varepsilon_{iC}, \sigma_{iC})$ , где  $\sigma_{iC}, \varepsilon_{iC}$  – интенсивность напряжений и соответствующая ей интенсивность деформаций разрыва, при которых происходит полное разрушение испытуемого образца.

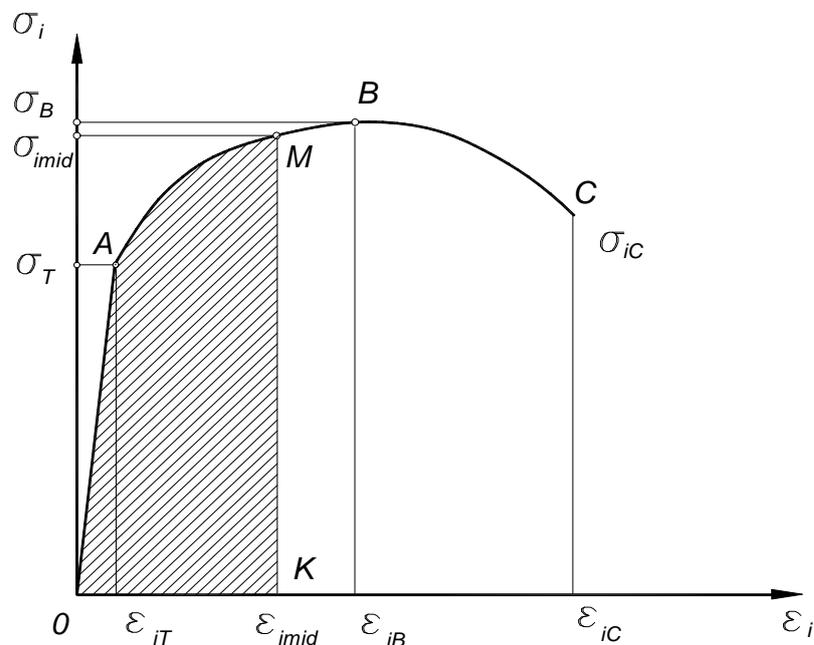


Рис. 4.20. Типичная диаграмма растяжения образца из малоуглеродистой стали

По найденным прочностным и деформационным характеристикам материалов определяется удельная работа деформаций любой поврежденной

детали автомобиля. Полная удельная работа деформаций любого материала определяется площадью фигуры, образованной кривой  $OABC$  и осью интенсивности деформаций  $\varepsilon_i$ , которая характеризует удельную энергоемкость материала во всем диапазоне возможных деформаций вплоть до полного разрушения (см. рис. 4.20).

Анализ поврежденных после столкновений деталей автомобилей показывает, что уровень остаточных интенсивностей деформаций в этих деталях может достигать больших значений вплоть до величины разрушения, то есть до  $\varepsilon_{iC}$ . Однако объем поврежденного до такой степени материала весьма невелик и составляет, как правило, величину менее трех процентов от общего объема поврежденной части детали автомобиля. То есть состояния поврежденного материала, которые характеризуются ниспадающим участком  $BC$  диаграммы (см. рис. 4.20), реализуются при столкновениях автомобилей в очень малых объемах, что практически не влияет на величину работы деформаций.

Гораздо больший объем поврежденных деталей столкнувшихся автомобилей в момент удара находится в состояниях, характеризующихся восходящим участком  $AB$  диаграммы (см. рис. 4.20), что в основном и определяет величину работы деформаций.

Поскольку точную величину остаточных интенсивностей деформаций в поврежденных деталях автомобилей после их столкновения определить невозможно, для расчетов принимают некоторую осредненную для участка  $AB$  величину:

$$\varepsilon_{imid} = \frac{1}{2}(\varepsilon_{iT} + \varepsilon_{iB}). \quad (4.33)$$

Таким образом, фактическое распределение остаточных интенсивностей деформаций по поверхности поврежденной детали, распределенное по сложным законам, заменяется эквивалентным равномерно распределенным по всей поверхности.

Этой интенсивности деформаций соответствует на диаграмме интенсивность напряжений  $\sigma_{imid}$ , а осредненная удельная работа деформаций определяется площадью заштрихованной фигуры  $OAMK$  (см. рис.4.20). С учетом зависимостей (4.31), (4.32) и (4.33) расчетная осредненная удельная работа деформаций для какой-либо  $j$ -й поврежденной детали определяется по формуле

$$w_j = \sigma_T \left[ \frac{\varepsilon_{iT}}{2} + \frac{(\varepsilon_{iT} + \varepsilon_{iB})^{m+1} - \varepsilon_{iT}^{m+1}}{2 \varepsilon_{iT}^m (m+1)} \right]. \quad (4.34)$$

Непосредственными замерах поврежденных деталей автомобилей определяется объем  $V_{def}$  каждой  $j$ -й поврежденной детали и ее работа деформаций:

$$w_{def} = w_j V_{def}, \quad (4.35)$$

а работу деформаций каждого автомобиля, участвовавшего в столкновении, можно найти по формуле

$$W_{def} = \sum_{j=1}^n w_{def}, \quad (4.36)$$

где  $n$  – количество поврежденных деталей в каждом из столкнувшихся автомобилей.

По сравнению с известными способами, рассмотренный способ оценки работы деформаций и разрушений деталей столкнувшихся автомобилей менее трудоемкий и более надежный. Однако его недостатком является то, что при рассмотрении каждой поврежденной детали отдельно и при определении работы деформации игнорируется конструкционная прочность и жесткость автомобиля в целом, что вносит определенные погрешности в конечный результат.

В связи с этим, результаты расчетов по предложенному способу, по возможности, следует согласовывать с данными, полученными на основе статистической обработки результатов *crash*-тестов большого количества автомобилей в реальных, или имитирующих их условиях столкновений [28, 86, 96].

Данный способ был применен авторами [46, 47, 48, 49, 50, 51, 52] при анализе ДТП с участием автомобилей *BMW-525* и *ВАЗ-2101*. Объемы поврежденных частей деталей автомобилей определялись путем измерения соответствующих размеров с помощью рулетки и штангенциркуля.

В частности, была вычислена работа деформации следующих поврежденных деталей: левая передняя балка; магниевый гаситель ударов бампера; стальная основа бампера. Эскизы поврежденных элементов конструкций автомобилей представлены на рис. 4.21–4.23.

Левая передняя балка (рис. 4.21) представляет собой коробчатую конструкцию, имеющую в поперечном сечении тонкостенный прямоугольник с размерами: толщина стенки  $\delta = 2$  мм, ширина  $b = 150$  мм и высота  $h = 110$  мм. Балка с торца погнута, длина зоны интенсивных деформаций составляет  $l \cong 100$  мм. Тогда объем ее деформированной части равен:

$$V_{def} = 2\delta(b + h)l = 2 \cdot 2(150 + 110)100 = 104000 \text{ мм}^3.$$

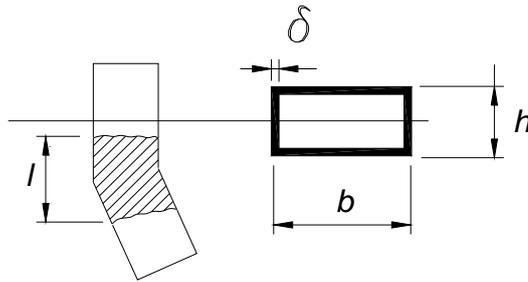


Рис. 4.21. Эскиз поврежденных элементов конструкций автомобилей (заштрихованы зоны интенсивных деформаций): коробчатая конструкция левой передней балки

С использованием формулы (4.36) была определена работа деформаций ( $V_{def2}=104000 \text{ мм}^3$ ,  $w_2=17 \text{ МПа}$ ):  $w_{def}=1800 \text{ Дж}$ .

Магниевый гаситель ударов бампера (рис. 4.22) в поперечном сечении представляет собой швеллер со скругленными углами высотой  $h=160 \text{ мм}$ , шириной  $b = 77 \text{ мм}$  и толщиной стенки и полок, равной  $\delta = 7 \text{ мм}$ . Длина  $l$  зоны интенсивных деформаций, прилегающих к надрезу, равна  $500 \text{ мм}$ . Тогда объем деформированной части этой детали составляет:

$$V_{def} = \delta(h + 2b)l = 7(160 + 2 \cdot 70)500 = 1050000 \text{ мм}^3,$$

а работа деформаций:

$$w_{def} = 7400 \text{ Дж}.$$

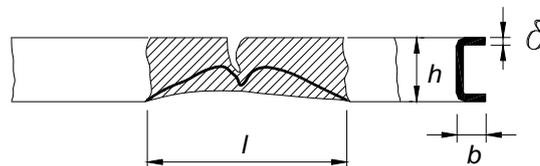


Рис. 4.22. Эскиз поврежденных элементов конструкций автомобилей (заштрихованы зоны интенсивных деформаций): магниевый гаситель ударов бампера

Стальная основа бампера (рис. 4.23) представляет собой пластину толщиной  $\delta=2 \text{ мм}$ . Площадь деформированной части этой детали определяется размерами  $h=300 \text{ мм}$  и  $l=500 \text{ мм}$ , а ее объем определяется по формуле

$$V_{def} = \delta lh = 2 \cdot 500 \cdot 300 = 300000 \text{ мм}^3,$$

а работа деформаций:

$$w_{def} = 5100 \text{ Дж}.$$

Таким образом, учет деформаций и разрушений поврежденных деталей транспортных средств осуществляется приближенными методами теории пластичности для области конечных деформаций. Результаты исследования показывают, что любое реальное неупругое столкновение двух транс-

портных средств можно привести к энергетически эквивалентному абсолютно упругому удару.

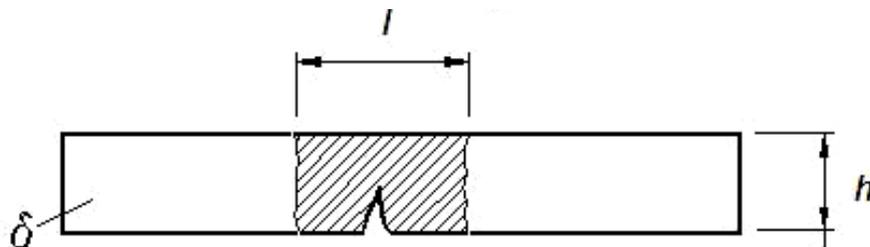


Рис. 4.23. Эскиз поврежденных элементов конструкций автомобиля (заштрихованы зоны интенсивных деформаций): стальная основа бампера

Наряду с развитием методов экспериментальных исследований процессов взрыва и удара создавались основы методов математического моделирования. Роль этих методов как средства изучения сложных нестационарных явлений физики взрыва и удара резко возросла в связи с прогрессом в области создания вычислительной техники и соответствующего программного обеспечения. Дальнейшие исследования свойств материалов и процессов их высокоскоростного деформирования проводились и проводятся в настоящее время с помощью вычислительных экспериментов, осуществляемых на современной вычислительной технике, и последующего сопоставления получаемых результатов математического моделирования процессов с результатами физического эксперимента. Следует отметить, что математические модели процессов, разработанные с использованием обширной современной базы экспериментальных данных, позволяют не только описывать уже известные факты и явления, но и прогнозировать поведение деформируемых сред в таких условиях нагружения, когда измерения либо существенно затруднены, либо практически невозможны. В то же время результаты сравнительного анализа показали, что во многих случаях простейшие математические модели деформируемых сред и протекающих в них процессов не дают адекватного описания наблюдаемых в опытах явлений. Осознание этого факта повлекло за собой совершенствование физических и соответствующих математических моделей, углубление и обогащение их физического содержания, совершенствование и развитие методов математического моделирования [77].

Итак, в настоящее время наряду с методами экспериментальных исследований все интенсивнее и успешнее используются методы математического моделирования для установления закономерностей и параметров нагружения взрывом и ударом.

#### 4.6. Использование метода конечных элементов в области анализа безопасности ТС

Современный прогресс в науке и технике, безусловно, связан с появлением и стремительным развитием электронных вычислительных машин (ЭВМ). Использование вычислительной техники для решения сложных задач на производстве позволяет повысить эффективность расчётов и снизить затраты на проектирование. Поэтому применение ЭВМ для моделирования обстоятельств дорожно-транспортных происшествий (ДТП) является очередным шагом на пути повышения точности расчётов характеристик движения ТС.

В настоящее время методики, используемые в экспертной практике, позволяют определить скорость движения ТС путём расчёта энергии, затрачиваемой на образование следов юза колёс при торможении и при боковом скольжении ТС, на перемещение ТС после столкновения. Однако при отсутствии следовой информации определить даже приблизительно значение скорости ТС перед ДТП не представляется возможным. Кроме того, традиционные методики судебной автотехнической и транспортно-трассологической экспертизы не учитывают затраты кинетической энергии на деформацию конструкций ТС и препятствий. Поэтому разработка и совершенствование методик реконструкции обстоятельств ДТП является первоочередной задачей, позволяющей улучшить качество проведения расчётов. Предварительный анализ использования МКЭ в области исследования безопасности ТС подтверждает эффективность его применения.

МКЭ является аналитической процедурой, интенсивная разработка которой велась в течение сравнительно короткого промежутка времени. Ключевая идея метода при анализе поведения конструкций заключается в следующем: сплошная среда (конструкция в целом) моделируется путём разбиения её на области (конечные элементы), в каждой из которых поведение среды описывается с помощью отдельного набора выбранных функций, представляющих напряжения и перемещения в указанной области. Эти наборы функций часто задаются в такой форме, чтобы удовлетворить условиям непрерывности описываемых ими характеристик. Если поведение конструкции описывается единственным дифференциальным уравнением, то получить приближённое решение этого уравнения можно как методом конечных элементов, так и с помощью техники разложения в ряды или конечно-разностных схем. Если же конструкция в целом неоднородна и состоит из большого количества отдельных конструктивных элементов, поведение каждого из которых описывается своим дифференциальным уравнением, то в этом случае, как правило, можно непосредственно применить лишь МКЭ. Наряду с указанными альтернативными методиками

численного решения прикладных задач механики конструкций в методе конечных элементов требуется строить и решать систему алгебраических уравнений. Особые преимущества метода заключается в удобстве формирования уравнений и возможности представления совершенно нерегулярных и сложных конструкций и условий нагружения. Популярность метода и интерес к нему как раз и объясняются возможностью отражать реальные аспекты, возникающие в прикладных задачах проектирования. Распространение практических применений МКЭ является следствием развития технологии в середине пятидесятих годов прошлого столетия. Основной указанной выше предпосылкой развития метода является возможность автоматически эффективно построить и решить систему алгебраических уравнений высокого порядка. Распространение электронных вычислительных машин позволило удовлетворить этим требованиям. В течение этого же периода выкристаллизовались теоретические концепции МКЭ. В настоящее время программы общего назначения неплохо распространены в прикладных областях. Доступность таких программ при относительно средних затратах в процессе из использования объясняется широкими прикладными возможностями МКЭ. Что касается развития метода, то многие исследователи и в настоящее время заняты построением новых конечно-элементных моделей и дальнейшим улучшением схем и алгоритмов для описания конкретных явлений, а также составлением новых программ [15].

Рассмотрим практическое использование МКЭ в области оценки безопасности конструкций. В автоспорте Формула 1 применяются болиды, скоростные и аэродинамические характеристики которых должны отвечать повышенным требованиям. Чтобы гарантировать безопасность водителя в случае аварии, конструкция скоростного автомобиля должна обеспечивать поглощение кинетической энергии автомобиля и ограничивать нагрузки, воздействующие на тело человека. Помимо защитного оборудования водителя (подобно шлему и устройства поддержания шеи) конструкция самого болида представляет собой слоистую структуру. *FIA*, как основной управляющий орган мотоспорта, налагает строгие инструкции по конструированию автомобилей, где главным критерием является максимальное поглощение кинетической энергии при обеспечении жизни водителя. Главная особенность этих инструкций заключается в проектировании конструкции, представляющей собой «ячейку выживания», которая обеспечивает защиту пилота со всех сторон. Помимо статических воздействий, конструкция ТС должна противостоять динамическим. Для анализа проектируемой конструкции кроме экспериментальных испытаний, эффективным инструментом является числовое моделирование, основанное на МКЭ, реализацию которого обеспечивает использование программы *LS-DYNA*. Основные конструктивные элементы передней части болида изображены на рис. 4.24.

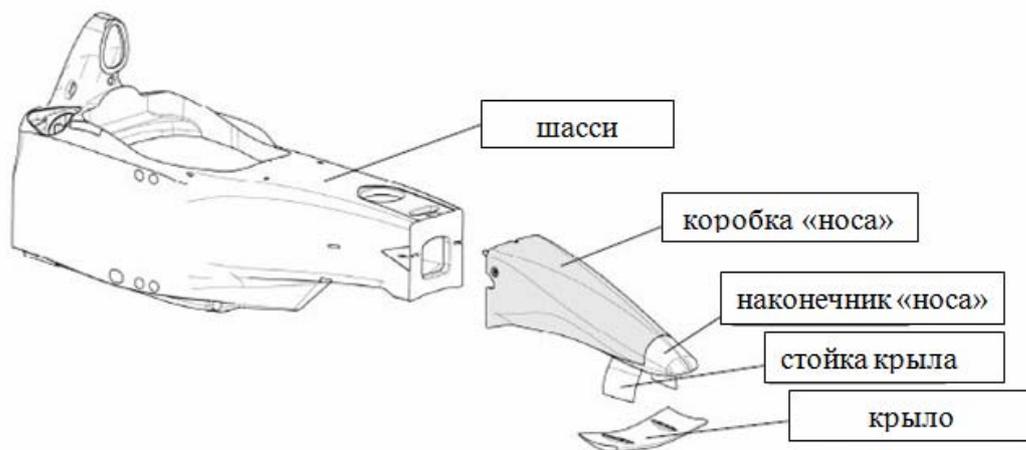


Рис. 4.24. Основные конструктивные элементы передней части болида

Для оценки эффективности применения МКЭ приведено сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными испытаний на лобовое столкновение. Экспериментальные исследования болида на лобовое столкновение согласно инструкциям *FIA* предполагают испытание конструкции массой 780 кг на скорости 15 м/с (рис. 4.25).



Рис. 4.25. Испытательная установка болида на лобовое столкновение

Данная скорость намного меньше той, которую развивают автомобили на трассе. Её выбор в эксперименте обоснован тем, что болид, прежде чем удариться в твёрдую стену, движется по участку с гравием и сталкивается с непрочными барьерами в виде шин, т.е. теряет часть своей кинетической энергии на преодоление этих препятствий.

Конечно-элементная модель передней части конструкции болида состоит из коробки «носа», наконечника «носа», стойки крыла и самого крыла (рис. 4.26).

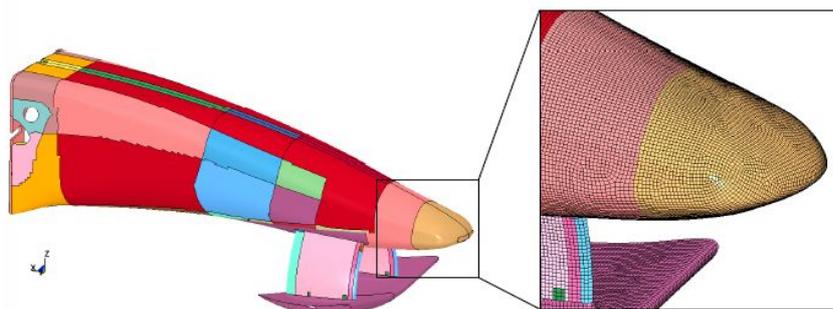


Рис. 4.26. Модель передней части *F1*, реализованная в программе *LS-DYNA*

Показанная модель состоит из 58 различных частей, связанных между собой. Влияние размеров сетки наложения на результат расчёта было исследовано в дальнейшем. В приведённом расчёте анализа половины модели производилась аппроксимация 78000 элементов, размер которых составлял 3 мм. Шасси было представлено как твёрдая пластина, связанная с коробкой «носа». Связь различных частей, подобно крылу и стойки крыла, достигнута использованием алгоритмов контакта и учитывает реальное поглощение энергии. Вся модель воздействует на твёрдую стену, начальная скорость которой составляет 15 м/с. Анализ фронтального столкновения показывает, что вначале происходит взаимодействие наконечника «носа» со стеной, который сжимается и частично ломается. Менее прочные части наконечника и стойки крыла отделяются, а коробка «носа» ударяется в стену и деформируется, пока вся кинетическая энергия не израсходуется. Последовательность результатов моделирования столкновения показана на рис. 4.27.

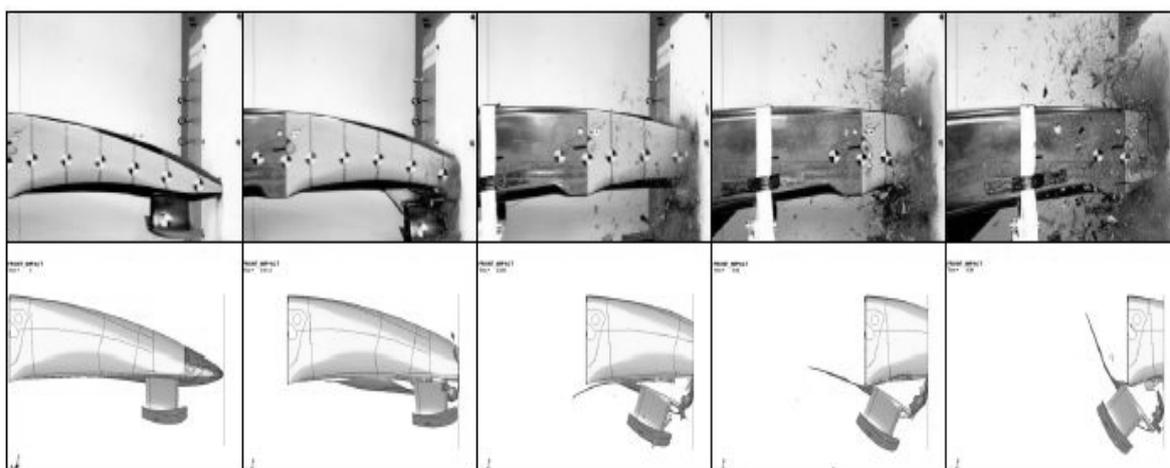


Рис. 4.27. Изображения высокоскоростной съёмки испытания в сравнении с результатами моделирования

Представленное сравнение демонстрирует хорошую совместимость результатов. На рис. 4.28 показаны элементы, которые разрушаются в результате столкновения. Начальная кинетическая энергия, равная 88 кДж,

главным образом затрачивается на деформацию конструкции и разрушение отдельных элементов (внутренняя энергия) и трение между твёрдой стеной и взаимодействующими с ней частями болида (энергия скольжения).

На рис.4.29 показаны кривые зависимости замедления от перемещения в результате удара. Представленные данные показывают хорошую сходимость результатов, только имеется различие в диапазоне 200–400 мм, обусловленное использованием модели стойки крыла повышенной жёсткости.

Проведённый сравнительный анализ результатов краш-теста и моделирования с использованием *LS-DYNA*, подтверждает эффективность использования конечно-элементных моделей для оценки динамических воздействий конструкций, хотя МКЭ не квалифицирован для замены экспериментальных испытаний, но позволяет избежать ошибок при предварительном проектировании и снизить затраты от дальнейшей реализации [87].

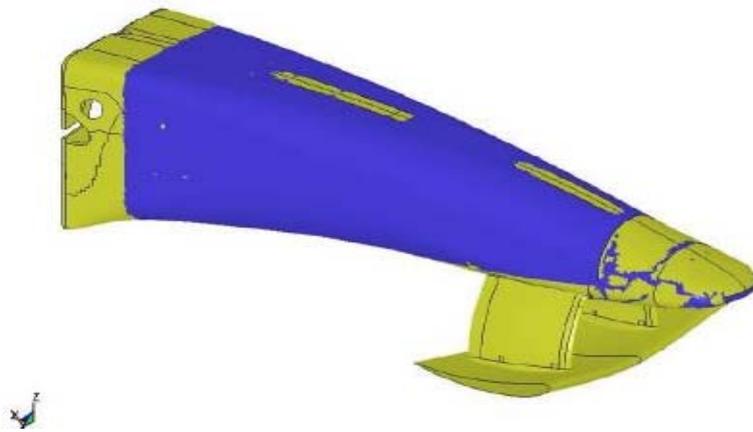


Рис. 4.28. Иллюстрация разрушенных элементов, которые должны сломаться (изображены тёмным цветом)

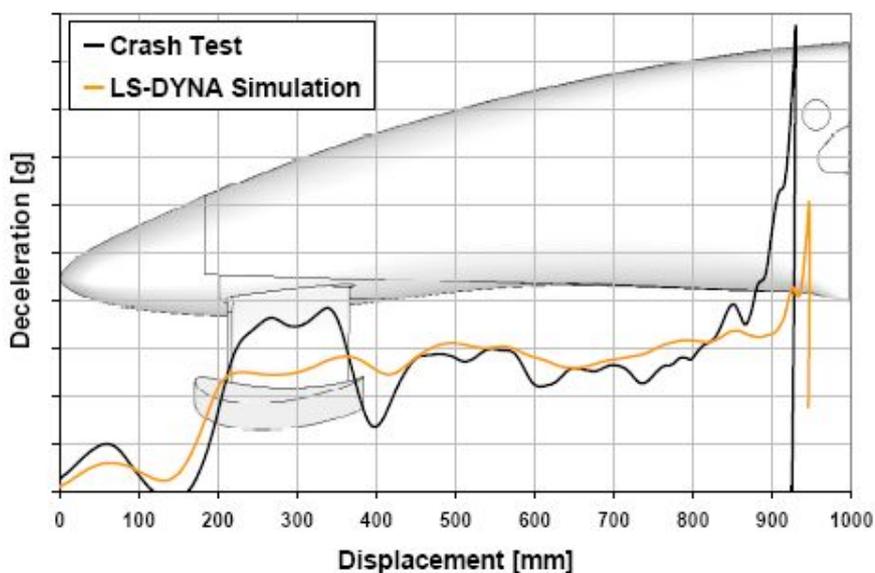


Рис. 4.29. Сравнительная зависимость замедление – перемещение между экспериментом и симуляцией на основе *LS-DYNA*

Другим программным обеспечением, основанным на применении МКЭ, является *PAM-CRASH2G*. Его используют при проектировании конструкций и анализе пассивной безопасности элементов следующие автомобильные компании: *Hyundai*, *Skoda*, *Volkswagen* (результаты их работы приведены на рис. 4.30–4.31) [98]. Так, например, фирма Мерседес-Бенц для всех важных случаев ударного нагружения располагает детальными конечно-элементными аналогами более 30 моделей автомобилей с числом элементов более 200 тысяч каждая, и моделями манекенов водителя и пассажиров, которые непрерывно модифицируются, чтобы отслеживать соответствие требованиям стойкости при авариях. В любом случае МКЭ является единственным выбором, так как многочисленные требования и стандарты безопасности превышают возможности организации и анализа результатов натуральных краш-тестов.

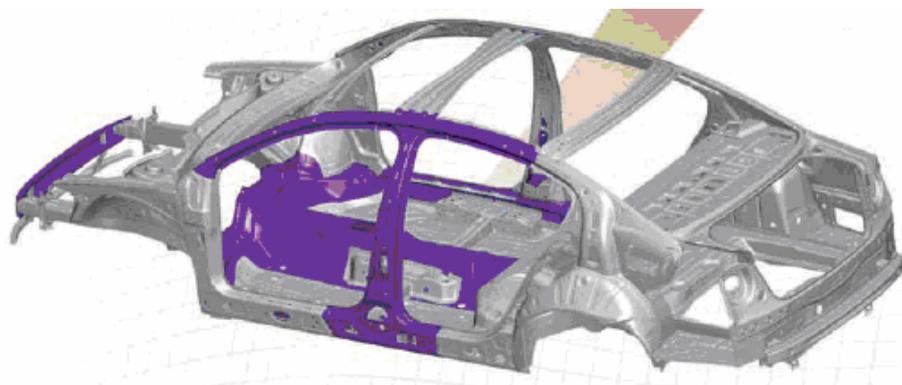


Рис. 4.30. Анализ конструкции автомобиля на надёжность элементов конструкции



Рис. 4.31. Сравнительный анализ разрушений автомобиля, выполненный компанией Volkswagen

Развитие применения численных методов в последующие десятилетия привело к тому, что МКЭ сегодня является инструментом, полностью интегрированным в процесс проектирования транспортного средства и элементов дороги, обеспечивающих безопасность. Сейчас конкурентно способное развитие отрасли невозможно без МКЭ-систем проектирования, которые уже с середины 90-х годов используется всеми ведущими автомобилестроительными компаниями.

Кроме того Национальным центром анализа аварий (*NCAC*) университета им. Д. Вашингтона (США) на основе МКЭ выполнено несколько исследований испытаний автомобилей. В частности на конечно-элементном аналоге из более чем 270 тысяч элементов был смоделирован краш-тест автомобиля Додж Неон 1996 года, произведённый сертифицированной лабораторией «Центр исследования транспорта» из штата Огайо по контракту с Департаментом транспорта США. Скорость фронтального удара автомобиля в жесткий недеформируемый неподвижный барьер была 56км/ч. На рис. 4.32 показано сравнение расчётной и фактической деформации автомобиля. *NCAC* является одним из лидеров по исследованию безопасности автомобилей, исследования которого идут по трём направлениям: 1) безопасность автомобилей и биомеханика, 2) безопасность дорог и инфраструктуры, 3) моделирование аварий и численные методы [94].



Рис. 4.32. Расчётная и фактическая деформации автомобиля Додж Неон

Тем же *NCAC* был всесторонне исследован МКЭ-аналог пикапа Шевроле С-1500, показанный на рис. 4.33.

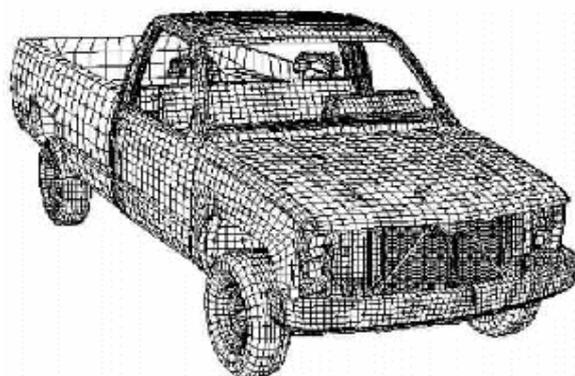


Рис. 4.33. МКЭ-аналог пикапа Шевроле С-1500

Сначала аналог была испытан на фронтальный удар в плоский неподвижный жесткий барьер. Как и аналог Доджа, аналог пикапа Шевроле показал хорошее совпадение с результатами краш-теста. Затем было произведено испытание на скользящий удар пикапа в бетонное дорожное ограждение на скорости около 100 км/ч. На рис. 4.34 показано сопоставление кадров видеосъемки с расчётными результатами на виде сверху. Видно, что результат расчёта хорошо согласуется с фактическим движением пикапа.

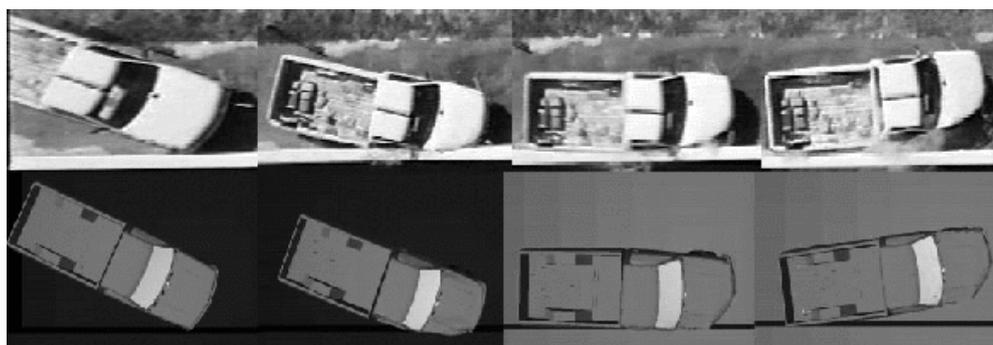


Рис. 4.34. Сравнение фактического (вверху) и расчётного (внизу) движения пикапа при скользящем ударе

Для полноты сведений на рис. 4.35 показано сопоставление кадров видеосъемки с расчётными результатами на виде спереди [43].

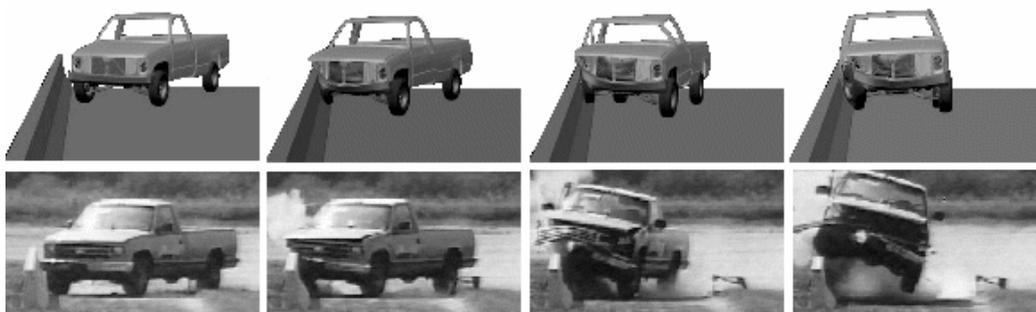


Рис. 4.35. Сравнение расчётного (вверху) и фактического (внизу) движения пикапа при скользящем ударе

Приведённые примеры использования МКЭ в качестве анализа безопасности конструкций автомобилей демонстрируют хорошую согласованность с результатами краш-тестов. Распространённость данного метода и эффективность его применения позволяют сделать предположение о возможности использования МКЭ в области расследования обстоятельств ДТП.

Конечно, моделирование не может полностью заменить физические эксперименты, его назначение обеспечить правильное истолкование результатов экспериментов с нелинейными системами, интерполировать и экстраполировать их результаты на другие сочетания условий. Однако развитие и широта применения численных методов в последние десятилетия привели к тому, что МКЭ сегодня является инструментом, полностью интегрированным в процесс проектирования транспортного средства и элементов дороги, обеспечивающих безопасность. Сейчас конкурентноспособное развитие отрасли невозможно без МКЭ-систем проектирования, которые уже с середины 90-х годов используются всеми ведущими автомобилестроительными компаниями.

#### 4.7. Основные положения метода конечных элементов

Метод конечных элементов в настоящее время является стандартом при решении задач механики твёрдого тела посредством численных алгоритмов. Популярный в свое время метод конечных разностей, а также претендовавший на универсальность метод граничных элементов (граничных интегральных уравнений) сейчас занимают достаточно узкие ниши, ограниченные исследовательскими или специальными задачами. МКЭ занял лидирующее положение благодаря возможности моделировать широкий круг объектов и явлений. Абсолютное большинство конструктивных элементов, узлов и конструкций, изготовленных из самых разнообразных материалов, имеющих различную природу, могут быть рассчитаны посредством МКЭ [2].

Метод конечных элементов по существу сводится к аппроксимации сплошной среды с бесконечным числом степеней свободы совокупностью подобластей (или элементов), имеющих конечное число степеней свободы. Затем между этими элементами каким-либо способом устанавливается взаимосвязь. Популярность метода, несомненно, объясняется простотой его физической интерпретации и математической формы [27].

Как только были получены соотношения для исследования статического поведения линейно упругого материала, внимание специалистов было переключено на такие аспекты, как динамическое поведение, выпучивание, а также геометрическая и физическая нелинейности. Вслед за этими исследованиями наступил период довольно интенсивного развития вычислительных программ «общего назначения», обусловленный желанием обеспечить практиков возможностью применять указанный метод.

В настоящее время программы общего назначения неплохо распространены в прикладных областях. Доступность таких программ при относительно средних затратах в процессе их использования объясняется широкими возможностями метода конечных элементов. Что касается развития метода, то многие исследователи и в настоящее время заняты построением новых конечно-элементных моделей и дальнейшим улучшением схем и алгоритмов для описания конкретных явлений, а также составлением новых программ [15].

В основе метода лежит дискретизация объекта с целью решения уравнений механики сплошной среды в предположении, что эти соотношения выполняются в пределах каждой из элементарных областей. Эти области называются конечными элементами. Они могут соответствовать реальной части пространства, как, например, пространственные элементы (рис. 4.36, 4.37), или же быть математической абстракцией, как элементы стержней, балок, пластин или оболочек (рис. 4.38).

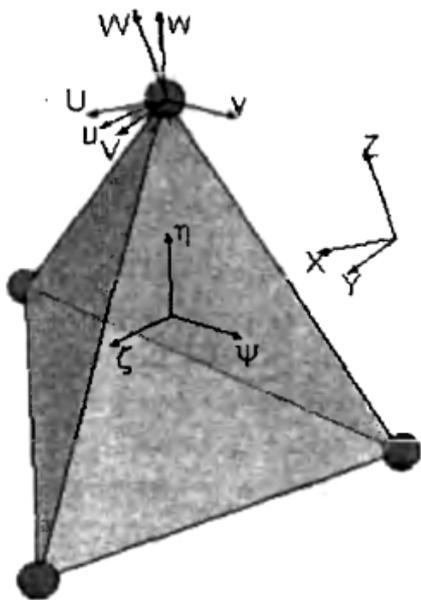


Рис. 4.36. Объемный линейный конечный элемент

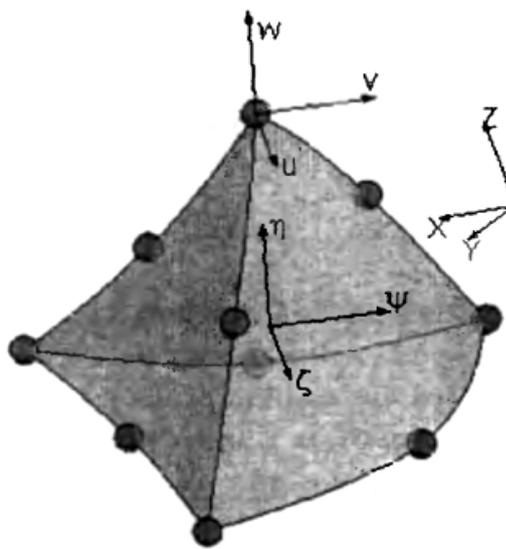


Рис. 4.37. Объемный параболический конечный элемент

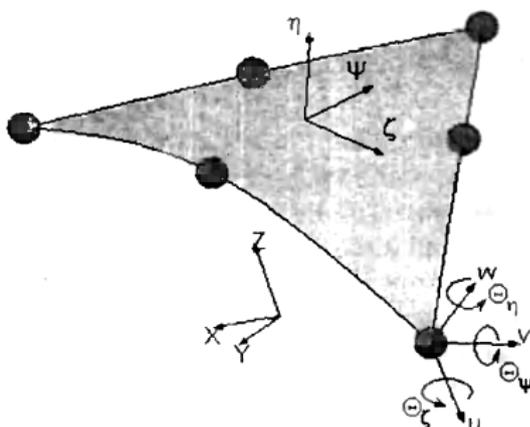


Рис. 4.38. Параболический конечный элемент поверхности

В пределах конечного элемента назначаются свойства ограничиваемого им участка объекта (это могут быть, например, характеристики жесткости и прочности материала, плотность и прочее) и описываются поля интересующих величин (применительно к механике твердого тела это перемещения, деформации, напряжения и прочее). Параметры из второй группы назначаются в узлах элемента, а затем вводятся интерполирующие функции, посредством которых соответствующие значения можно вычислить в любой точке внутри элемента или на его границе.

Задача математического описания элемента сводится к тому, чтобы связать действующие в узлах факторы. В механике сплошной среды это, как правило, перемещения и усилия. Рассмотрим прямой метод построения уравнений, связывающих эти факторы в пределах конечного элемента, в предположении линейной постановки.

Поле перемещений  $A$  в пределах элемента посредством интерполяционных функций, собранных в матрицу  $[N]$ , выражается через узловые перемещения  $\{\Delta\}$ . Смысл интерполяционных функций состоит в том, чтобы, зная величины, например, перемещений в узлах, получить их значения в любой точке элемента в зависимости от координат. В матричном виде соотношения имеют вид:

$$\Delta = N \cdot \{\Delta\}. \quad (4.37)$$

Для пространственной задачи:

$$\{\Delta\} = [u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, \dots, u_k, v_k, w_k]^T, \quad (4.38)$$

где  $k$  – число узлов конечного элемента;

$T$  – обозначает операцию транспонирования матрицы.

Поле деформаций  $\varepsilon$  выражается через степени свободы  $\{\Delta\}$  посредством дифференцирования поля перемещений (а фактически интерполяционных функций) согласно соотношениям, собранным в матрицу  $[D]$  и связывающим деформации с перемещениями:

$$\varepsilon = [D] \cdot \{\Delta\}. \quad (4.39)$$

С учетом уравнений состояния, в основе которых лежит закон Гука и коэффициенты которых образуют матрицу  $[E]$ , устанавливается связь сначала между полем напряжений и полем деформаций:

$$\sigma = [E] \cdot \varepsilon, \quad (4.40)$$

а затем и между напряжениями и степенями свободы в узлах:

$$\sigma = [E] \cdot [D] \cdot \{\Delta\}. \quad (4.41)$$

Формулируются выражения для сил  $\{F\}$ , действующих в вершинах элемента, в зависимости от поля напряжений  $\sigma$ , для чего используется матрица преобразования напряжений в узловые силы  $[A]$ :

$$\{F\} = [A] \cdot \{\sigma\}. \quad (4.42)$$

Связываются выражения для узловых сил и перемещений в узлах:

$$\{F\} = [k] \cdot \{\Delta\}, \quad (4.43)$$

где  $[k] = [A] \cdot [E] \cdot [D]$  – матрица жесткости конечного элемента.

Для придания матрице  $[k]$  свойства симметрии добиваются замены матрицы преобразования жесткости матрицей, транспонированной к матрице преобразования перемещений в деформации  $[D]$ . Тогда:

$$[k] = [D]^T \cdot [E] \cdot [D]. \quad (4.44)$$

Перечисленные зависимости позволяют, зная перемещения в узлах, получить величины сил, а также решить обратную задачу: по силам найти перемещения, затем деформации и напряжения в пределах конечного элемента.

Для получения матриц жесткости пространственных элементов наиболее часто используются вариационные принципы, например, принцип минимума потенциальной энергии. Полученная таким образом матрица жесткости будет вычисляться как:

$$[k] = \left[ \int_V [D]^T [E] [D] dx dy dz \right]. \quad (4.45)$$

Проблема интегрирования по объему тела сложной формы или же, в случае оболочечных элементов, по криволинейной поверхности решается за счет того, что выражения записываются в локальной системе координат, связанной с элементом  $\xi, \psi, \eta$ , причем координаты изменяются в интервале  $[-1, +1]$ . При этом выражение для элементарного объема приобретает вид:

$$dx dy dz = |J| d\xi d\psi d\eta, \quad (4.46)$$

где  $|J|$  – определитель матрицы Якоби, или якобиан преобразования.

Тогда:

$$[k] = \left[ \int_{-1}^{+1} \int_{-1}^{+1} \int_{-1}^{+1} [D]^T [E] [D] \det[J] d\xi d\psi d\eta \right]. \quad (4.47)$$

Аналитический расчет интегралов в выражении для матрицы жесткости невозможен даже для треугольников с криволинейными сторонами. Поэтому прибегают к численному интегрированию. Оно заключается в за-

мене интеграла суммой произведений подинтегральных выражений, вычисленных в точках Гаусса или в некоторой другой системе точек на соответствующие весовые коэффициенты. Этот процесс сопровождается расчетом величины определителя якобиана. Отрицательная величина является следствием вырожденности данного конечного элемента. Как правило, информация о данном обстоятельстве помещается в диагностические сообщения программ [2].

Имея математический аппарат для получения матриц жесткости конечных элементов, приведения нагрузок, приложенных к поверхности или в объеме элемента к усилиям в узлах, а также решения обратных задач: вычисления полей деформаций и напряжений в объеме элемента на базе перемещений в узлах, можно построить алгоритм МКЭ.

В настоящее время существует достаточно много программных продуктов для решения отдельных классов задач, основанных на методе конечных элементов. Одним из наиболее мощных программных продуктов является *SolidWorks*.

*SolidWorks* – система автоматизированного проектирования (САПР), инженерного анализа и подготовки производства изделий любой сложности и назначения. *SolidWorks* является ядром интегрированного комплекса автоматизации предприятия, с помощью которого осуществляется поддержка жизненного цикла изделия в соответствии с концепцией *CALS*-технологий, включая двунаправленный обмен данными с другими *Windows*-приложениями и создание интерактивной документации. Ядром системы являются базовые конфигурации: *SolidWorks Standard*, *SolidWorks Professional* и *SolidWorks Premium*, ставшие де-факто стандартом автоматизированного проектирования во всем мире.

Разработчиком САПР *SolidWorks* является *SolidWorks Corp.* (США), независимое подразделение компании *Dassault Systemes* (Франция) – мирового лидера в области высокотехнологичного программного обеспечения. Разработки *SolidWorks Corp.* характеризуются высокими показателями качества, надежности и производительности, что в сочетании с квалифицированной поддержкой делает *SolidWorks* лучшим решением для промышленности.

В состав *SolidWorks* входят модули, позволяющие решать следующие задачи:

*SolidWorks Simulation (COSMOSWorks)* – универсальный инструмент для прочностного анализа методом конечных элементов;

*SolidWorks Motion (COSMOSMotion)* – интегрированный кинематический и динамический анализ, предназначен для расчета движения механизмов;

*SolidWorks Flow Simulation (COSMOSFloWorks)* – универсальный инструмент для анализа в гидродинамике и теплопередаче;

*SolidWorks Routing* – модуль проектирования трубопроводов;  
*SolidWorks Toolbox* – библиотеки стандартных изделий;  
*GearTrax, GearTeq, CamTrax* – инструменты для построения геометрических моделей элементов механизмов, например, деталей трансмиссий;  
*SWR-Электрика* – проектирование электрических жгутов;  
*OptisWorks* – универсальный инструмент для проектирования и моделирования светотехнических и оптических систем.

Наиболее актуальной является задача расчета на прочность разнообразных конструкций машиностроения, а также некоторых других категорий, в частности строительных объектов. Под расчетом на прочность понимается решение задач:

- линейного статического анализа, включая расчет сборок с различными контактными условиями, включая трение, расчет оболочечных и балочных конструкций, а также комбинаций тел, оболочек и балок;
- расчета конструкций из анизотропных и слоистых композитных материалов, материалов с нелинейными свойствами;
- линейной устойчивости;
- собственных частот колебаний (резонанса);
- теплового анализа без учета движения среды и термоупругого расчета на базе результатов теплового;
- многоциклового усталостного расчета;
- параметрической оптимизации;
- имитации падения;
- линейной и нелинейной динамики;
- закритического поведения конструкций с учетом геометрической нелинейности.

Данные задачи решаются посредством модуля *SolidWorks Simulation*. Процедуры расчета построены на базе метода конечных элементов. Поэтому в расчетных моделях могут быть учтены практически все особенности конструкций и условий их эксплуатации.

Условия функционирования реализуются посредством различных типов нагрузок и заделок: назначенного перемещения; постоянной и переменной силы, изгибающего и крутящего момента, давления, нагрузок в опорах; дистанционных сил и закреплений, абсолютно жесткого соединения компонентов в сборке; виртуальных болтов, штифтов, пружин; ускорения и гравитации; тепловых нагрузок, конвекции, радиации; нестационарных нагрузок; разнообразных граничных условий в местах контакта.

Сетка на базе параметров, назначаемых пользователем, в частности, условий контакта, строится полностью автоматически. Для конструкций из тел источником сетки являются твердотельные модели деталей и сборок; для оболочечных конструкций – поверхности и объекты листового метал-

ла; для балочных/стержневых конструкций – объект, полученный командами группы Сварные детали *SolidWorks*.

В качестве результатов могут выступать произвольные диаграммы, эпюры, сечения, изоповерхности, кривые отклика для напряжений, деформаций, сил реакции; собственных форм и частот колебаний; температур, тепловых потоков. Рассчитываются запасы прочности по различным критериям прочности. Могут быть построены анимации для диаграмм с учетом условного или реального (для нестационарных задач теплопроводности и динамики) времени [99].

Подводя итог вышесказанному можно сделать выводы:

1. В последнее время особо остро стоит вопрос о взаимном расположении усилителей взаимодействующих ТС при столкновении, так как только при условии их расположения на одинаковой высоте (совместимости) бамперы способны эффективно выполнить свои функции и исключить вероятность дорогостоящего ремонта. В действительности это далеко не так. Поэтому обоснование соблюдения совместимости бамперов взаимодействующих автомобилей является одним из приоритетных направлений дальнейшего развития конструкции в области внешней пассивной безопасности.

2. В настоящее время существует большое разнообразие конструкций упругого элемента бампера, однако, эффективность использования того или иного бампера, несмотря на заверения авторов-конструкторов, требует всестороннего теоретического и практического анализа, а также подтверждения статистическими данными при эксплуатации ТС в существующих дорожных условиях. Практическое использование напряженно-деформированного состояния конструкции при определении динамических характеристик удара, а также в качестве оценки безопасных свойств, безусловно, является актуальным в настоящее время.

3. Анализ существующей оценки пассивной безопасности ТС позволил выделить основные показатели, оценивающие ударно-прочностные свойства автомобилей: максимальная деформация автомобиля  $\theta_{max}$ , среднеинтегральная перегрузка автомобиля  $N_a$  и изменение скорости движения автомобиля при столкновении  $\Delta v_a$ . Потерю энергии при ударе оценивают с помощью коэффициента восстановления  $K_{уд}$ , однако данные о диапазонах его изменения довольно противоречивы. Для более глубокой оценки ударных характеристик автомобиля необходимы дальнейшие испытания при других значениях скоростей, что потребует дополнительных расходов на проведение экспериментов.

4. Рассмотренные методы оценки безопасности бамперов транспортных средств, которые основывались на теориях упругости и пластичности, способны выявить степень энергопоглощения конструкцией динамической (ударной) нагрузки, несмотря на множественные допущения и некоторую идеализацию.

5. В последние годы наметились принципиально новые подходы к оценке энергии, рассеиваемой при пластическом деформировании поврежденных автомобилей. Эффективность предлагаемых методик основана на предварительном экспериментальном изучении упругопластических свойств материала и результативность их использования проверялась лишь на металлических конструкциях.

6. В настоящее время наряду с методами экспериментальных исследований все интенсивнее и успешнее используются методы математического моделирования для установления закономерностей и параметров нагружения взрывом и ударом. Создание математических моделей, отражающих взаимосвязь скорости и деформации, использующих современное развитие науки и компьютерной техники и способных на предварительном этапе заменить дорогостоящие испытания и сократить время расчета является актуальным в настоящее время.

## 5. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СТОЛКНОВЕНИЯ УНИВЕРСАЛЬНОГО БАМПЕРА АВТОМОБИЛЯ С ПРЕГРАДОЙ

Бампер является техническим устройством автомобиля, разработанным с целью защиты ТС от повреждений во время столкновения на малых скоростях (до 20 км/ч). Однако последние результаты испытаний *Thatcham* показывают, что бамперы не обеспечивают необходимую защиту, что в результате приводит к дорогостоящему ремонту автомобиля. Такие столкновения составляют до 85 % [103]. Зачастую большой ущерб от таких происшествий связан не столько с разрушением самого бампера, сколько с повреждением таких частей автомобиля, как крылья, капот, радиатор, фары. Серьезные травмы пассажиров при столкновении на малых скоростях, к счастью, редки. Однако большинство бамперов не справляются со своей основной задачей – поглощение энергии при столкновении. В настоящее время такие ведущие организации, как *Allianz* [82], *IHS* [88], *Thatcham* [102], *RCAR* [97], исследующие вопросы обеспечения пассивной безопасности ТС, внесли существенные ужесточения требований, предъявляемых к бамперам автомобилей. Согласно этим требованиям деформации, полученные в результате столкновения, должны быть ограничены в пределах бампера. Кроме того, нужно избежать появления остаточных деформаций.

Напряженно-деформированное состояние бампера по МКЭ является основой для оценки пассивной безопасности бампера и автомобиля в целом. В настоящем исследовании будет проанализировано влияние изменения основных конструктивных параметров бампера на его напряженно-деформированное состояние, а также особенности его деформирования в зависимости от перекрытия между соударяющимися объектами.

Многие водители считают, что большой пластмассовый компонент, расположенный спереди автомобиля – это и есть бампер. В действительности этот элемент является всего лишь покрытием. Реальный бампер представляет собой некую систему, целый комплекс устройств (рис. 5.1).

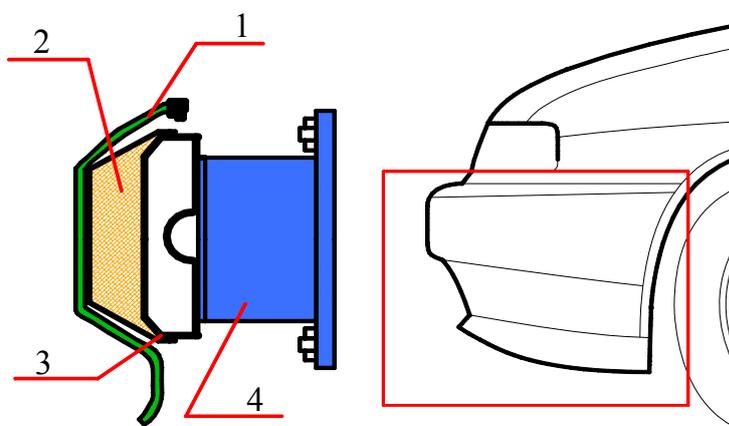


Рис. 5.1. Основные части бампера автомобиля:  
1 – наружная пластиковая оболочка (полипропилен);  
2 – энергопоглощающий наполнитель; 3 – балка (усилитель); 4 – кронштейн

В качестве критерия внешней пассивной безопасности бампера автомобиля предложена «критическая скорость столкновения с жестким препятствием», соотнесенная с остаточными деформациями конструкции, полученными в результате такого столкновения. Под определением «критической скорости» будет пониматься максимальное ее значение, при которой бампер способен выполнять свои безопасные функции, то есть до тех пор, пока максимальное значение напряжения по Мизесу в конструкции не превысит значения предела текучести.

В инженерной практике основными механическими характеристиками металлов обычно считают предел текучести, предел прочности и относительное поперечное сужение, отвечающее моменту разрушения. В настоящее время известно несколько критериев прочности, позволяющих определить условия наступления опасного состояния в некотором объеме материала. Одним из них является критерий максимальной удельной энергии формоизменения (критерий Мизеса). Данный критерий удовлетворительно описывает разрушение пластичных материалов, происходящее путем сдвига (среза), а также хорошо фиксирует переход металлов в состояние пластического течения при различных напряженных состояниях. Однако разрушение хрупких материалов описывает неудовлетворительно [73].

В качестве базового варианта универсального бампера автомобиля была взята модель, предложенная авторами [90]. Геометрические параметры и форма данной модели являются одним из видов промышленного дизайна систем бамперов. Эта модель состоит из усилителя в виде 2-секционной балки, кронштейнов и продольных балок, жестко соединенных между собой (рис. 5.2).

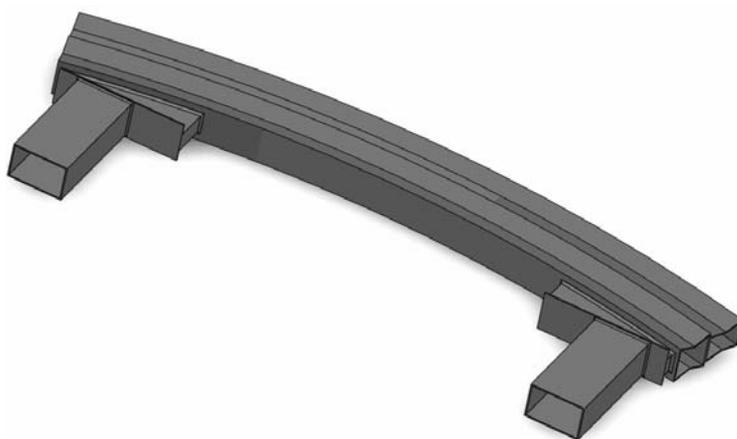


Рис. 5.2. Общий вид сборки

Для улучшения построения сетки конечных элементов и для уменьшения времени расчета мелкие элементы, входящие в состав системы бампера, из данной модели были исключены. Основные параметры сборки показаны на рис. 5.3.

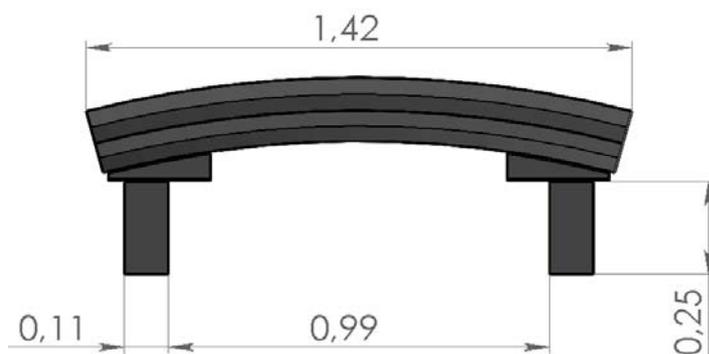


Рис. 5.3. Основные параметры системы бампера (значения размеров приведены в метрах)

Профильная длина усилителя бампера составляет 175 мм, толщина стенки первой секции составляет 2,9 мм, второй – 2,4 мм (рис. 5.4).

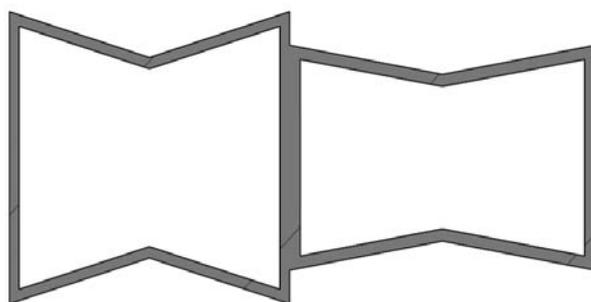


Рис. 5.4. Общий вид профиля усилителя бампера: 1 секция – справа; 2 секция – слева

Для определения характерных зон системы бампера, испытывающих значительные напряженно-деформационные нагрузки, и уточнения интервалов скоростей, в пределах которых конструкция способна обеспечить свои защитные свойства, рассмотрено столкновение данной модели с неподвижным препятствием. Таким препятствием является жесткий барьер (рис. 5.5).

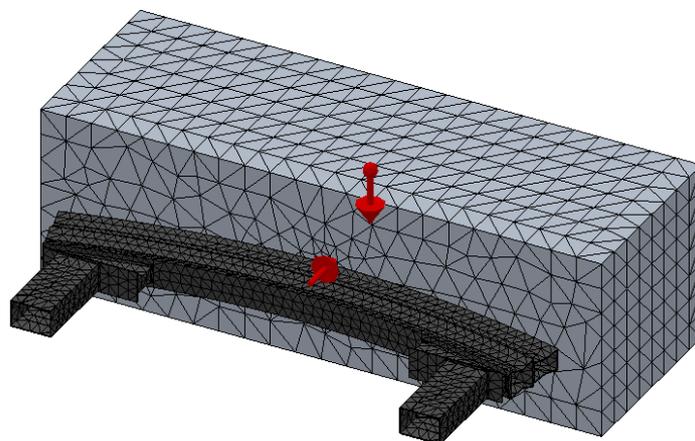


Рис. 5.5. Модель столкновения системы бампера с жестким барьером с нанесенной на объекты сеткой. Стрелками показаны направления векторов скорости и ускорения свободного падения

Этот тест был реализован с использованием модуля *Simulation* программы *SolidWorks*. При этом скорости в момент столкновения системы бампера с жестким барьером располагались в диапазоне 0–110 км/ч, то есть в интервале скоростей, на которых производится реальная эксплуатация автомобилей. Программа *SolidWorks* имеет обширнейшую базу данных материалов, в которой приведена также основная информация об их свойствах. В качестве материала системы бампера нами выбран алюминий, барьера – сталь. Масса бампера составляет 10,6 кг, масса барьера – 1166,4 кг. Перекрытие между моделью и препятствием составляет 100 %. Контакт между взаимодействующими объектами при ударе смоделирован без проникновения. Размер конечных элементов был подобран программой автоматически из соображения оптимального выбора между точностью и временем решения. Программа создает сетку на твердом теле с тетраэдральными 3D твердотельными элементами для каждого твердого тела. Тетраэдральные элементы являются подходящими для объемистых объектов. Размер конечного элемента барьера составляет 0,08 м, системы бампера – 0,04 м. Приведенная сборка состоит из 33834 элементов и 32005 узлов.

Полученные результаты напряженно-деформированного состояния сборки позволяют выделить 3 критические зоны:

- зона *a* – непосредственно в месте контакта;
- зона *b* – крайние области усилителя бампера;
- зона *c* – отклонение концов продольных балок.

Особенно ярко выражены эти зоны на эпюре эквивалентных деформаций, изображенной на рис. 5.6 (серым цветом показано расположение объектов до взаимодействия). Скорость в момент удара составляла 100 км/ч.

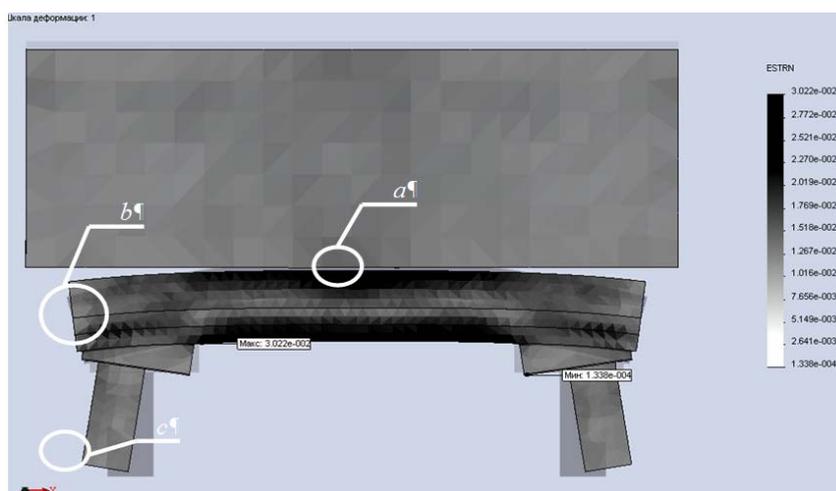


Рис. 5.6. Вид эпюры эквивалентных деформаций с указанием максимальных и минимальных значений

Кроме того анализ полученной информации свидетельствует, что уже при скорости столкновения 16 км/ч (это эквивалентно энергии удара 104,69 Дж) наблюдается достижение максимального эквивалентного на-

пряжения по Мизесу в зоне соединения кронштейна с 2-й секцией усилителя бампера, превышающего предел текучести материала, значение которого составляет  $35 \cdot 10^7$  Па (рис. 5.7).

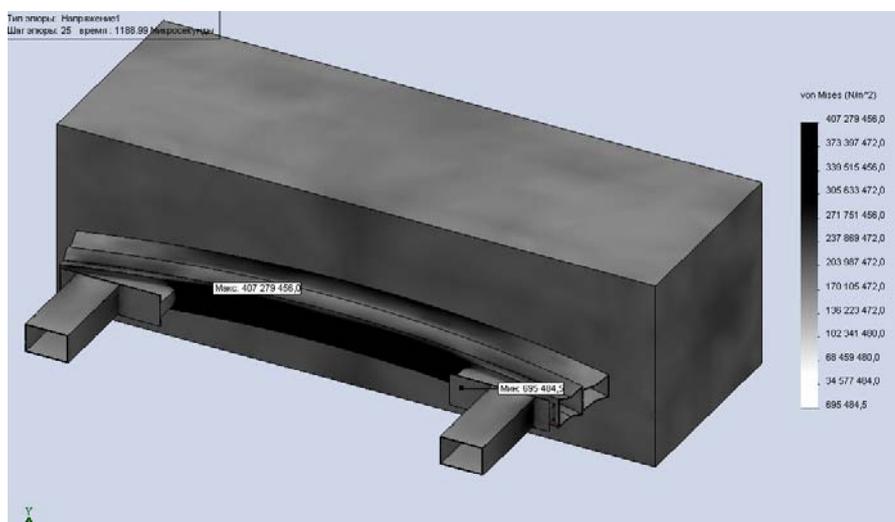


Рис. 5.7. Эпюра эквивалентных напряжений по Мизесу

В зоне непосредственного столкновения эквивалентные напряжения достигают значения  $24,416 \cdot 10^7$  Па. Кроме того программа *SolidWorks* позволяет определить изменение перемещений, скоростей, ускорений выбранных областей конструкции. Эти данные она представляет в форме графиков.

Полученные данные [95] свидетельствуют о том, что дальнейшие исследования системы бампера (столкновение с барьером) необходимо проводить в диапазоне скоростей до 16 км/ч.

### 5.1. Определение зависимости деформации конструкции системы бампера от скорости столкновения

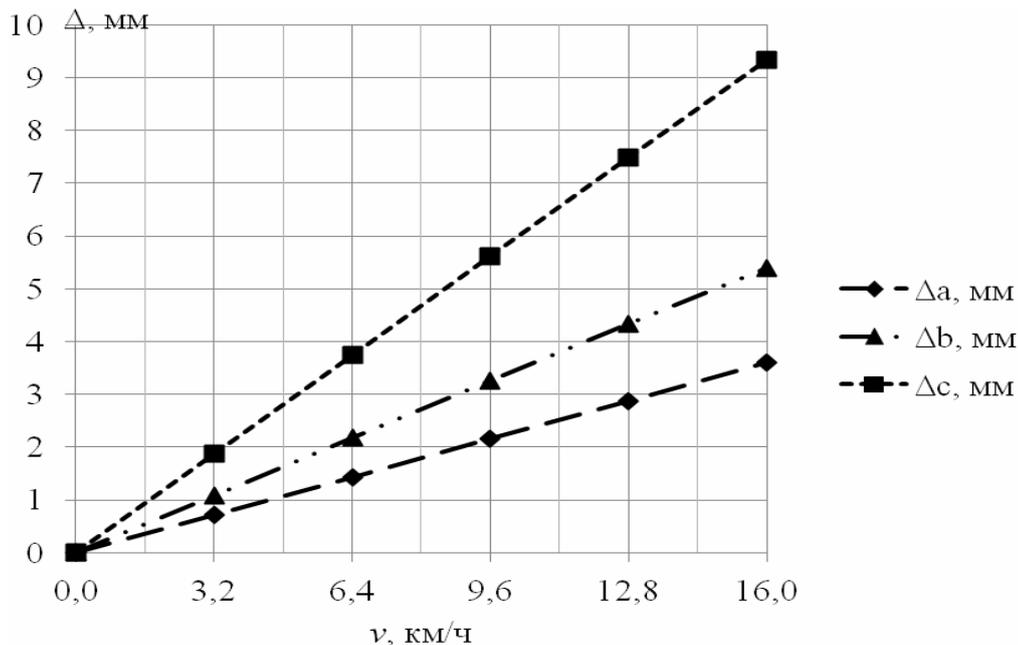
Предварительная оценка особенностей и характера деформирования системы бампера позволила выявить, во-первых, граничные значения скоростей, в пределах которых конструкция способна сохранять свои защитные функции; во-вторых, зоны, подверженные максимальным деформациям. Для определения зависимости деформации системы бампера от скорости столкновения с барьером целесообразно провести исследование в диапазоне скоростей до 16 км/ч, фиксируя значения деформации в трех выявленных областях. В результате эксперимента с использованием программы *SolidWorks Simulation* были получены значения, представленные в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Результаты испытания системы бампера в интервале скоростей 0–16 км/ч

Скорость столкновения, $v$		Деформации			Эквивалентные напряжения по Мизесу $\sigma$ , МПа	
км/ч	м/с	зона $a$ , $\Delta_a$ , мм	зона $b$ , $\Delta_b$ , мм	зона $c$ , $\Delta_c$ , мм	в месте соединения кронштейна с секцией усилителя	в месте удара
0	0	0	0	0	0	0
3,2	0,89	0,7	1,1	1,9	86,4	48,7
6,4	1,78	1,4	2,2	3,7	172,1	97,6
9,6	2,67	2,2	3,3	5,6	249,7	146,1
12,8	3,56	2,9	4,3	7,5	332,8	193,7
16,0	4,44	3,6	5,4	9,3	407,3	244,2

Полученные графики (рис. 5.8) подтверждают линейную зависимость деформации от скорости столкновения. Особенно ярко выражено увеличение деформации конструкции в зоне  $c$  – отклонение продольных балок, к которым крепятся кронштейны усилителя бампера [37].

Рис. 5.8. Характер зависимости деформации в зонах  $a$ ,  $b$  и  $c$  от скорости столкновения

Анализ анимации столкновения системы бампера с барьером посредством программы *SolidWorks Simulation* позволил выделить следующие особенности распространения деформации по конструкции, то есть характер «гашения» энергии удара:

- 1) взаимодействие первой секции усилителя бампера с барьером;
- 2) при достижении некоторой деформации  $\Delta_a$  в месте контакта происходит прогиб концов усилителя бампера в направлении удара, достигая

максимального значения  $\Delta_b$ . Обе секции усилителя деформируются как одно целое;

3) далее наблюдается выворачивание продольных балок – достижение деформации  $\Delta_c$ .

Таким образом, распространение деформации по конструкции системы бампера можно представить в виде цепочки:  $\Delta_a(v) \rightarrow \Delta_b(\Delta_a) \rightarrow \Delta_c(\Delta_b)$ .

Для уточнения уравнений, характеризующих деформирование конструкции, воспользуемся программой *TableCurve 2D*, которая позволяет обрабатывать сложные комплексы исходных данных, предоставляя возможные варианты решений. Набор встроенных уравнений *TableCurve* включает широкий диапазон линейных и нелинейных моделей для любых типов расчетов. Кроме того, *TableCurve* обладает возможностью индивидуальной настройки каждой модели и подбора уравнения или системы уравнений, наиболее соответствующего исходным данным, в том числе и в графическом режиме.

Программа *TableCurve* доступна в двух версиях – *TableCurve 2D* и *TableCurve 3D*. *TableCurve 2D* – инструмент построения двумерных моделей на основе массивов эмпирических данных [101]. Необходимые значения деформаций были получены в ходе проведения виртуальных экспериментов (табл. 5.1). Для получения зависимости  $\Delta_a(v)$  необходимо скорость представить в относительных единицах путем деления значения  $v$  на некоторое  $v_{\text{баз}}$ , в качестве которого было выбрано значение, равное 16 км/ч (4,44 м/с).

В результате использования программы *TableCurve 2D* были получены 5 видов уравнений, удовлетворяющих критерию точности решения:

- 1)  $y = a + bx + cx^2 + dx^3 + ex^4$ ;
- 2)  $y = a + bx + cx^2 + dx^3$ ;
- 3)  $y = a + bx + cx^2$ ;
- 4)  $y = a + bx + cx^3$ ;
- 5)  $y = a + bx$ .

Наиболее простым в использовании является уравнение типа  $y = a + bx$ , которое и было выбрано для дальнейшего применения. Точность расчета составляет порядка 0,99.

Таким образом уравнение, описывающее зависимость  $\Delta_a(v)$  примет вид:

$$\Delta_a(v) = a + b \cdot \frac{v}{v_{\text{баз}}}, \quad (5.1)$$

где коэффициенты  $a = -0,0006$ ;  $b = 3,5976$ .

Ввиду малости значения коэффициента  $a$  окончательное уравнение примет вид:

$$\Delta_a(v) = k_1 \cdot v, \quad (5.2)$$

где коэффициент  $k_1 = b/v_{\text{баз}} = 0,87$ .

Аналогично уравнения, описывающие зависимости  $\Delta_b(\Delta_a)$  и  $\Delta_c(\Delta_b)$  примут вид:

$$\Delta_b(\Delta_a) = a_1 + b_1 \cdot \Delta_a, \quad (5.3)$$

где коэффициенты  $a_1 = 0,0073$ ;  $b_1 = 1,5016$ ;

$$\Delta_c(\Delta_b) = a_2 + b_2 \cdot \Delta_b, \quad (5.4)$$

где коэффициенты  $a_2 = -0,0055$ ;  $b_2 = 1,7270$ ;  
или

$$\Delta_b(v) = k_2 \cdot v, \quad (5.5)$$

$$\Delta_c(v) = k_3 \cdot v, \quad (5.6)$$

где коэффициенты  $k_2 = k_1 \cdot b_1 = 1,31$ ;  $k_3 = k_2 \cdot b_2 = 2,26$ .

Определим, как изменится характер деформации конструкции системы бампера и, соответственно, уравнения зависимости этих деформаций от скорости столкновения, если учитывать воздействие, оказываемое автомобилем. С этой целью построенная модель сборки (см. рис. 5.5) была модифицирована. Результаты имитации столкновения системы бампера с жестким барьером на скорости 100 км/ч представлены на рис. 5.9. Автомобиль представлен в виде параллелепипеда с отверстиями под продольные балки. В качестве материала была выбрана сталь, масса модели автомобиля составила 1200 кг. Модифицированная сборка состоит из 57276 элементов, включает 51799 узлов и 155397 степеней свободы.

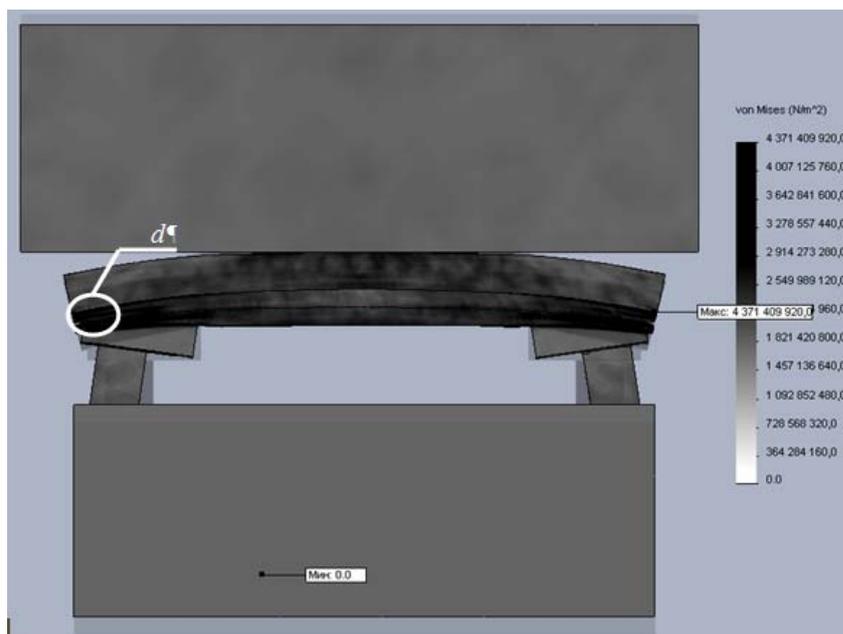


Рис. 5.9. Особенности распределения напряжений с учетом воздействия автомобиля

Особенно ярко выражена деформация в зоне  $d$  – сжатие второй секции усилителя бампера от нагрузки, которую передают кронштейны.

Проведем комплекс виртуальных испытаний модифицированной сборки в том же диапазоне скоростей, то есть до 16 км/ч. Деформации будем фиксировать в тех же зонах ( $a$ ,  $b$  и  $c$ ). Полученные результаты представлены в табл. 5.2.

Т а б л и ц а 5 . 2

Результаты испытания модифицированной системы бампера  
в интервале скоростей 0–16 км/ч

Скорость столкновения, $v$		Деформации			Эквивалентные напряжения по Мизесу $\sigma$ , МПа	
км/ч	м/с	зона $a$ , $\Delta_a$ , мм	зона $b$ , $\Delta_b$ , мм	зона $c$ , $\Delta_c$ , мм	в месте соединения кронштейна с секцией усилителя	в месте удара
0	0	0	0	0	0	0
3,2	0,89	0,74	1,97	2,40	107,6	83,5
6,4	1,78	1,48	3,95	4,74	218,1	169,9
9,6	2,67	2,21	5,93	7,02	332,6	260,2
12,8	3,56	2,95	7,94	9,27	459,6	351,6
16,0	4,44	–	–	–	–	–

Изменения характера распределения деформаций в модифицированной сборке по сравнению с моделью, не учитывающей воздействие автомобиля на бампер, приведены на рис. 5.10. Графики, представленные на этом рисунке, показывают, что деформации в зоне  $a$  изменяются незначительно, зато деформации в зоне  $b$  увеличиваются в 1,8 раз, а в зоне  $c$  – в 1,3 раза по сравнению с моделью, которая не учитывала влияние дополнительных нагрузок на бампер. Поэтому целесообразно в дальнейшем фиксировать значения деформаций именно в зонах  $b$  и  $c$ . Кроме того, конструкция системы бампера достигает предельных значений напряжения уже при скорости 9,6 км/ч (2,67 м/с), что эквивалентно энергии удара 4315 Дж.

Определим зависимости  $\Delta_a(v)$ ,  $\Delta_b(v)$  и  $\Delta_c(v)$ , используя программу *TableCurve 2D*:

$$\Delta'_a(v) = k'_1 \cdot v, \quad (5.7)$$

$$\Delta'_b(v) = k'_2 \cdot v, \quad (5.8)$$

$$\Delta'_c(v) = k'_3 \cdot v, \quad (5.9)$$

где коэффициенты  $k'_1 = 0,83$ ;  $k'_2 = 2,23$ ;  $k'_3 = 2,60$ .

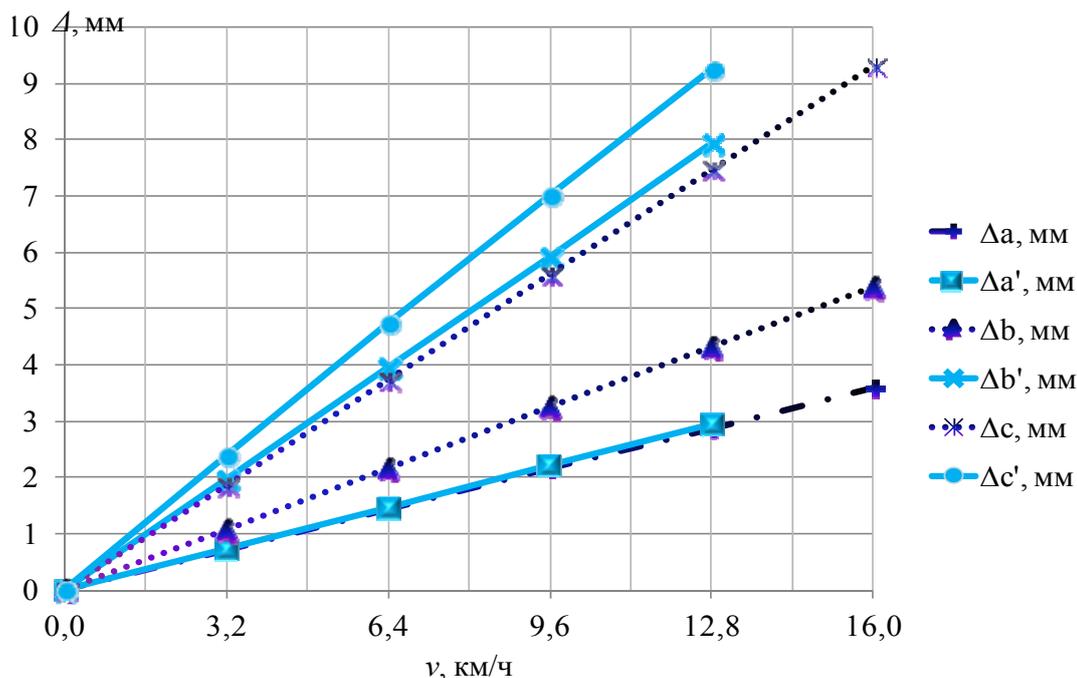


Рис. 5.10. Сравнительный вид распределения деформаций

Благодаря данным, полученным в ходе виртуальных испытаний (табл. 5.2), используя программу *TableCurve 3D*, были получены следующие уравнения, связывающие между собой скорость столкновения (в относительных единицах) и деформации в зонах *b* и *c*:

- 1)  $z = a + bx + cy + dy^2$ ;
- 2)  $z = a + by + cy^2$ ;
- 3)  $z = a + bx + cx^3$ ;
- 4)  $z = a + bx + cx^2 + dy$ ;
- 5)  $z = a + bx + cy^3$ ;
- 6)  $z = a + bx^2 + cy$ ;
- 7)  $z = a + bx + cy$ .

Все эти выражения обладают точностью расчета порядка 0,99, но наиболее простым в использовании является уравнение типа  $z = a + bx + cy$ , которое и было выбрано для дальнейшего применения.

Таким образом, уравнение, описывающее зависимость  $v(b,c)$  примет вид:

$$\frac{v}{v_{\text{баз}}} = a + b \cdot \Delta_b + c \cdot \Delta_c, \quad (5.10)$$

где  $v_{\text{баз}}=4,44$  м/с (16 км/ч);  $a=-0,0002$ ;  $b=0,0810$ ;  $c=0,0170$ .

Ввиду малости значения коэффициента  $a$  и после преобразований окончательное уравнение примет вид:

$$v = b' \cdot \Delta_b + c' \cdot \Delta_c, \quad (5.11)$$

где коэффициенты  $b' = b v_{\text{баз}} = 0,36$ ;  $c' = c v_{\text{баз}} = 0,08$ .

Таким образом, в результате получены зависимости  $\Delta_a(v)$ ,  $\Delta_b(v)$ ,  $\Delta_c(v)$ . Анализ модели, учитывающей воздействие автомобиля на систему бампера, свидетельствует о том, что деформации в зоне *a* изменяются незначительно, зато деформации в зоне *b* увеличиваются в 1,8 раз, а в зоне *c* – в 1,3 раза по сравнению с моделью, которая не учитывала влияние дополнительных нагрузок на бампер. Кроме того получено выражение, характеризующее скорость столкновения в зависимости от изменения деформаций в зонах *b* и *c*.

Наблюдается уменьшение значения критической скорости в 1,67 раз для модели, учитывающей воздействие автомобиля на систему бампера, по сравнению с моделью, не рассматривающей влияние на бампер автомобиля.

## 5.2. Влияние изменения толщины профиля усилителя бампера на деформирование его конструкции

Проанализируем влияние изменения толщины профиля усилителя бампера (см. рис. 5.4) на распределение деформаций в его конструкции. Выбранные для рассмотрения толщины секций усилителя бампера представлены в сводной табл. 5.3.

Т а б л и ц а 5 . 3

Толщина секций усилителя бампера

Вариант	Толщина секции:		Масса системы бампера, кг
	1-й $t_1$ , мм	2-й $t_2$ , мм	
I	1,6	1,4	7,73
II	2,2	2,0	9,07
III	2,8	2,6	10,41
IV	3,4	3,2	11,71
V	4,0	3,8	12,99

Для определения деформации конструкции воспользуемся программой *SolidWorks Simulation*. Это исследование представляет собой столкновение модифицированной сборки с жестким барьером на скорости 0–16 км/ч (см. рис. 5.9). Перекрытие между моделью и препятствием составляет 100 %. Контакт между взаимодействующими объектами при ударе смоделирован без проникновения. Размер конечных элементов секций усилителя выбирался, исходя из соображения оптимальности между точностью и временем решения, и составил: для I варианта – 0,006 мм; для II варианта – 0,009 мм; для III варианта – 0,017 мм; для IV и V варианта – 0,042 мм. Деформации фиксировались в тех же зонах. Результаты представлены в табл. 5.4 и на рис. 5.11, 5.12.

Таблица 5.4

Распределение максимальных значений эквивалентных напряжений в конструкции в зависимости от изменения толщины сечения усилителя

Скорость столкновения, км/ч	Эквивалентные напряжения по Мизесу $\sigma_{\max}$ , МПа				
	I	II	III	IV	V
0	0	0	0	0	0
3,2	211,7	120,8	107,6	164,6	180,9
6,4	377,5	242,3	218,1	329,7	361,0
9,6	532,4	273,6	332,6	472,3	415,2
12,8	–	362,0	459,6	–	–
16,0	–	–	–	–	–

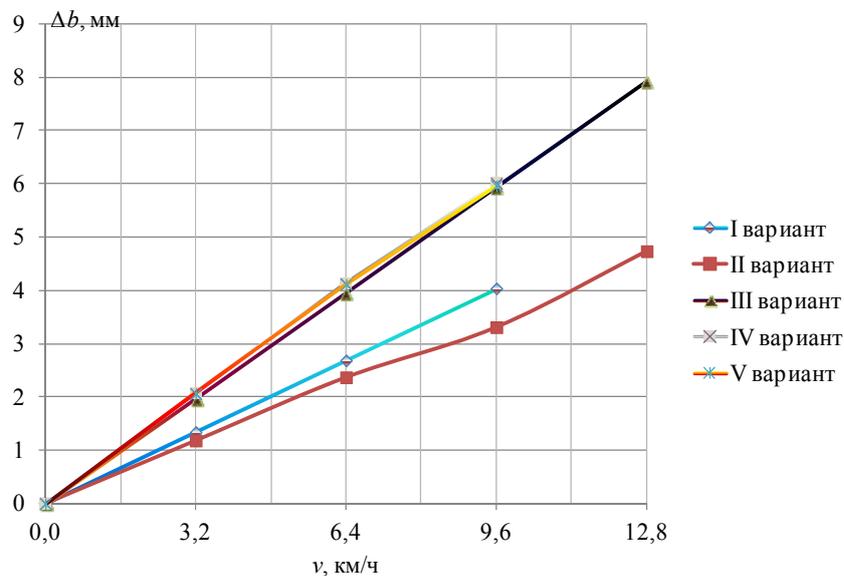


Рис. 5.11. Распределение деформаций в зоне  $b$  в зависимости от изменения толщины сечения усилителя

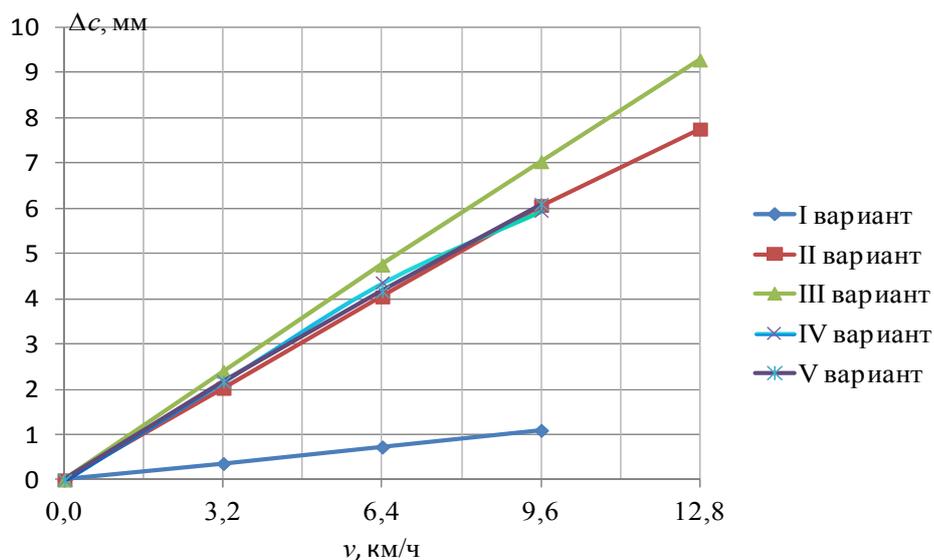


Рис. 5.12. Распределение деформаций в зоне  $c$  в зависимости от изменения толщины сечения усилителя

Приведенные данные распределения максимальных значений эквивалентных напряжений (см. табл. 5.4) свидетельствуют о неоднозначном влиянии изменения толщины секции усилителя на деформируемость конструкции.

Так, критическое значение напряжения для I, IV и V вариантов наступает уже при скорости 6,4 км/ч (1,78 м/с); для III варианта – при скорости 9,6 км/ч (2,67 м/с) и только для II варианта – при достижении 12,8 км/ч (3,56 м/с).

Распределение деформаций в зонах  $b$  и  $c$  в зависимости от изменения толщины секции усилителя представлено на рис. 5.11 и 5.12. Приведенные графики показывают:

– распределение деформаций в зоне  $b$  для вариантов III, IV и V практически идентичны и превышают соответствующие значения деформаций I варианта в 1,47 раза, II варианта в 1,79 раза;

– распределение деформаций в зоне  $c$  для вариантов II, IV и V практически идентичны, соответствующие деформации III варианта превышают эти значения в 1,16 раза, а деформации I варианта меньше в 5,54 раза.

Для установления влияния изменения толщины секции усилителя бампера на распространение деформаций в его конструкции были проведены два вида виртуальных исследований с использованием программы *SolidWorks Simulation*:

1. определение значений деформаций в зонах  $b$  и  $c$  при  $t_1 = const$  и переменном значении  $t_2$ ;

2. определение значений деформаций в зонах  $b$  и  $c$  при  $t_2 = const$  и переменном значении  $t_1$ .

В результате использования полученных данных и применения программы *TableCurve 2D* найдены следующие зависимости:

$$\Delta b(t_2) = a_1^I + b_1^I \cdot t_2 + \frac{c_1^I}{t_2}; \quad (5.12)$$

$$\Delta c(t_2) = a_2^I + b_2^I \cdot t_2 + \frac{c_2^I}{t_2}; \quad (5.13)$$

$$\Delta b(t_1) = a_1^{II} + b_1^{II} \cdot t_1 + c_1^{II} \cdot t_1^2; \quad (5.14)$$

$$\Delta c(t_1) = a_2^{II} + b_2^{II} \cdot t_1 + c_2^{II} \cdot t_1^2, \quad (5.15)$$

где  $t_1$  и  $t_2$  – толщина первой и второй секции усилителя соответственно, мм;

коэффициенты:

$$a_1^I = 0,19; b_1^I = 0,89; c_1^I = 3,77;$$

$$a_2^I = -1,97; b_2^I = 1,42; c_2^I = 5,61;$$

$$a_1^{II} = 6,71; b_1^{II} = -1,65; c_1^{II} = 0,26;$$

$$a_2^{II} = -15,42; b_2^{II} = 15,68; c_2^{II} = -2,95.$$

Для определения точек экстремума выражений (5.12–5.15) были найдены их производные и критические точки:

$t_2 = 2,06 \text{ мм} \approx 2 \text{ мм}$ , при котором деформация  $\Delta b$  принимает минимальные значения;

$t_2 = 1,99 \text{ мм} \approx 2 \text{ мм}$ , при котором деформация  $\Delta c$  принимает минимальные значения;

$t_1 = 3,17 \text{ мм} \approx 3 \text{ мм}$ , при котором деформация  $\Delta b$  принимает минимальные значения;

$t_1 = 2,65 \text{ мм} \approx 3 \text{ мм}$ , при котором деформация  $\Delta c$  принимает максимальные значения.

Совокупность всех данных позволяет сделать вывод о преимуществе II варианта ( $t_1 = 2,2 \text{ мм}$ ;  $t_2 = 2 \text{ мм}$ ). Так как, во-первых, обеспечивается сохранение безопасных свойств вплоть до скорости 12,8 км/ч (3,56 м/с); во-вторых, при этом деформации в зоне  $c$  (крепление продольных балок системы бампера к конструкции автомобиля) достигают минимальных значений; в-третьих, масса системы бампера составляет 9,07 кг.

### 5.3. Влияние изменения толщины энергопоглощающего элемента бампера на деформирование его конструкции

Проанализируем влияние изменения толщины энергопоглощающего элемента бампера на распределение деформаций в его конструкции. Энергопоглощающий элемент представляет собой пластину прямоугольного профиля, которая крепится к фронтальной стороне первой секции усилителя бампера, в качестве материала выбран полипропилен. Общий вид профиля усилителя бампера с энергопоглощающим элементом представлен на рис. 5.13.

Толщина первой секции усилителя бампера принимает значение 2,2 мм, второй – 2 мм; значение радиуса закругления профиля бампера составляет 2,78 м. Рассматриваемые варианты толщины энергопоглощающего элемента бампера представлены в табл. 5.5.

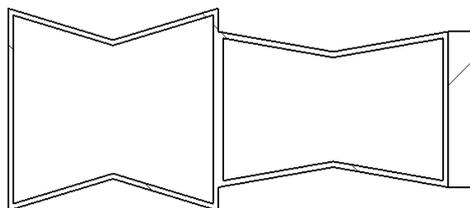


Рис. 5.13. Общий вид профиля усилителя бампера с энергопоглощающим элементом

Для определения характера деформаций при изменении скоростей столкновения бампера с барьером воспользуемся программой *SolidWorks Simulation*. Перекрытие между моделью и препятствием составляет 100 %.

Контакт между взаимодействующими объектами при ударе смоделирован без проникновения.

Т а б л и ц а 5.5

Толщины энергопоглощающего элемента бампера

Вариант	Толщина энергопоглощающего элемента бампера, мм	Условное обозначение
I	10	$t_{10}$
II	15	$t_{15}$
III	20	$t_{20}$
IV	25	$t_{25}$
V	30	$t_{30}$

Полученные результаты свидетельствуют о том, что деформации конструкции преобладают в зоне  $a$ , где происходит сжатие и разрушение энергопоглощающего элемента (рис. 5.14). В остальных же зонах наблюдаются незначительные деформации.

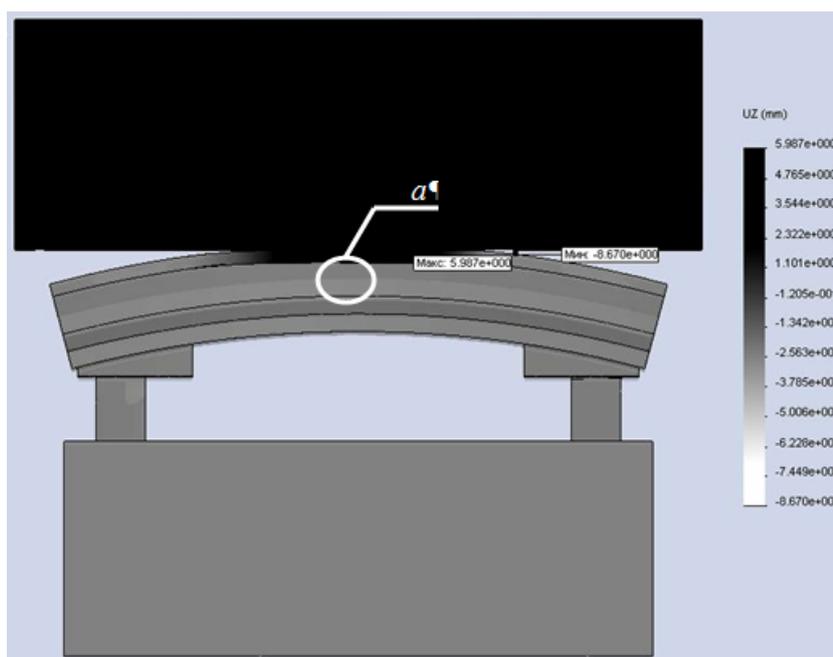


Рис. 5.14. Распределение деформаций в конструкции бампера с энергопоглощающим элементом толщиной 30 мм (скорость столкновения 22,4 км/ч)

Данные по распределению максимальных значений эквивалентных напряжений приведены в табл. 5.6. Распределение деформаций в зоне  $a$  в зависимости от изменения толщины энергопоглощающего элемента бампера представлено на рис. 5.15.

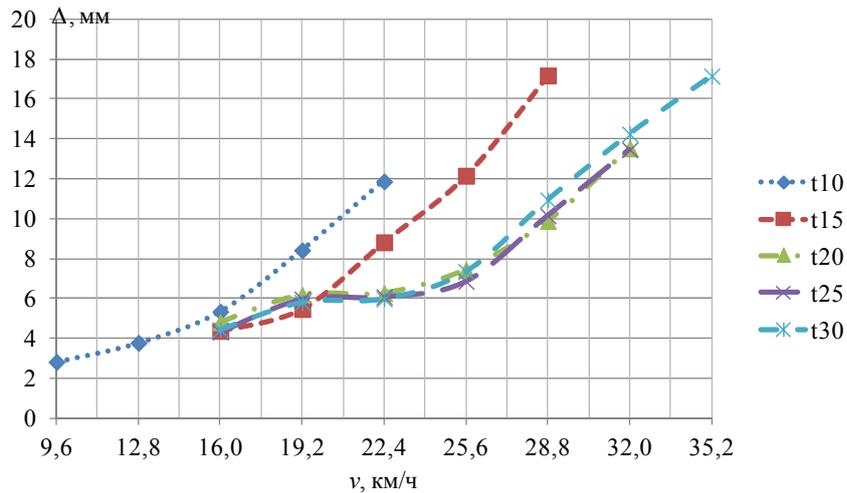


Рис. 5.15. Распределение деформаций в зоне  $a$  в зависимости от изменения толщины энергопоглощающего элемента бампера

Представленные данные (табл. 5.6) свидетельствуют о повышении значения критической скорости столкновения (максимальное значение скорости, при которой бампер способен выполнять свои безопасные функции) с увеличением толщины энергопоглощающего элемента:

- для I варианта – составляет 19,2 км/ч (5,33 м/с);
- для II варианта – составляет 28,8 км/ч (8,00 м/с);
- для III, IV и V вариантов – составляет 32 км/ч (8,89 м/с).

Т а б л и ц а 5 . 6

Распределение максимальных значений эквивалентных напряжений в конструкции в зависимости от изменения толщины энергопоглощающего элемента бампера

Скорость столкновения, км/ч	Эквивалентные напряжения по Мизесу $\sigma_{\max}$ , МПа				
	I	II	III	IV	V
9,6	12,4	–	–	–	–
12,8	17,7	–	–	–	–
16,0	27,8	25,8	33,6	29,5	43,7
19,2	305,4	34,2	36,2	42,3	58,7
22,4	691,0	41,8	36,2	55,0	79,0
25,6	–	216,9	56,4	77,1	101,1
28,8	–	371,9	230,9	194,3	166,1
32,0	–	–	361,6	391,6	319,0
35,2	–	–	–	–	420,7

Зависимость изменения деформаций в зоне  $a$  от скорости столкновения имеет криволинейный характер, свойственный всем рассмотренным вариантам. Для вариантов III, IV и V кривые мало отличаются друг от друга и при определенных допущениях их можно считать идентичными.

С использованием программы *TableCurve 2D* получены следующие зависимости:

– для I и II варианта:

$$\Delta(v) = a + b \cdot \frac{v}{v_{\text{баз}}} + c \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^3, \quad (5.16)$$

где коэффициенты для I варианта:  $a = 0,11$ ;  $b = 2,84$ ;  $c = 2,81$ ; точность расчёта составляет 0,996; для II варианта они соответственно равны:  $a=0,06$ ;  $b=1,31$ ;  $c=2,50$ ; точность расчета составляет 0,997;

– для III и IV варианта:

$$\Delta(v) = a + b \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^2 + c \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^4 + d \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^6, \quad (5.17)$$

где коэффициенты для III варианта:  $a = 0,04$ ;  $b = 7,15$ ;  $c = -2,87$ ;  $d = 0,48$ ; точность расчета составляет 0,995; для IV варианта они соответственно равны:  $a = 0,04$ ;  $b = 6,43$ ;  $c = -2,48$ ;  $d = 0,43$ ; точность расчета составляет 0,989;

– для V варианта:

$$\Delta(v) = a + b \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right) + c \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^2 + d \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^3, \quad (5.18)$$

где коэффициенты  $a = 0,02$ ;  $b = 8,12$ ;  $c = -6,80$ ;  $d = 3,06$ ; точность расчета составляет 0,991.

В качестве  $v_{\text{баз}}$  было выбрано значение, равное 4,44 м/с (16 км/ч), характерное для всех рассмотренных вариантов.

Ввиду малости значения коэффициентов  $a$  окончательные уравнения примут вид:

– для I варианта:

$$\Delta(v) = 3 \cdot \frac{v}{v_{\text{баз}}} + 3 \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^3, \quad (5.19)$$

– для II варианта:

$$\Delta(v) = \frac{v}{v_{\text{баз}}} + 3 \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^3, \quad (5.20)$$

– для III варианта:

$$\Delta(v) = 7 \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^2 - 3 \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^4 + 0,5 \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^6, \quad (5.21)$$

– для IV варианта:

$$\Delta(v) = 6 \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^2 - 2 \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^4 + 0,4 \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^6, \quad (5.22)$$

– для V варианта:

$$\Delta(v) = 8 \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right) - 7 \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^2 + 3 \cdot \left( \frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^3. \quad (5.23)$$

Таким образом, совокупность полученных данных позволяет сделать вывод об улучшении безопасных свойств системы бампера с увеличением толщины энергопоглощающего элемента. Несмотря на то, что III-V вариантам свойственны близость распределения деформаций и обеспечение сохранения безопасных функций бампера до достижения скорости 32 км/ч (8,89 м/с), только для V варианта наблюдаются малые значения эквивалентных напряжений в конструкции по сравнению с другими вариантами.

#### 5.4. Особенности деформирования системы бампера в зависимости от перекрытия между соударяющимися объектами

Наиболее существенным фактором, влияющим на пассивную безопасность ТС, является наличие определенного перекрытия между объектами соударения при столкновении. Проанализируем влияние изменения перекрытия в горизонтальной плоскости между системой бампера и барьером на распределение деформаций в его конструкции. Система бампера представляет собой совокупность следующих элементов: усилитель бампера с энергопоглощающим элементом прямоугольного профиля толщиной 30 мм и оболочка бампера U-образной формы толщиной 5 мм. Энергопоглощающий элемент и оболочка бампера выполнены из полипропилена марки «Армлен», который используется в качестве материала для изготовления бамперов автомобилей [19]. Общий вид профиля системы бампера представлен на рис. 5.16. Вид сборки системы бампера с жестким препятствием при 100 % перекрытии показан на рис. 5.17.

Для определения характера деформаций при изменении перекрытия в горизонтальной плоскости между системой бампера и барьером воспользуемся программой *SolidWorks Simulation*. Перекрытие между моделью и препятствием составляет 10–100 %. Контакт между взаимодействующими объектами при ударе смоделирован без проникновения. Скорость столкновения составляет 60 км/ч (16,67 м/с). Полученные результаты свидетельствуют о том, что деформации конструкции преобладают в зоне непосредственного соприкосновения взаимодействующих объектов, где происходит

сжатие и разрушение оболочки бампера и энергопоглощающего элемента (рис. 5.17). В остальных же зонах наблюдаются незначительные деформации.

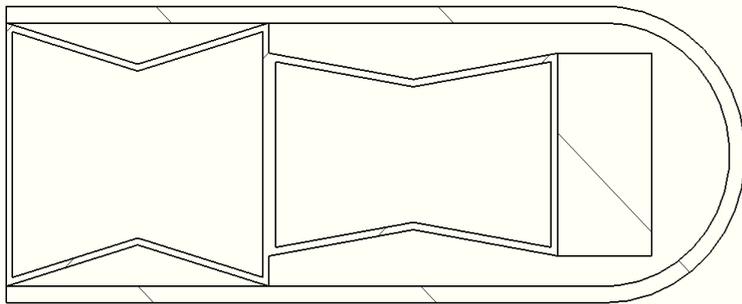


Рис. 5.16. Общий вид профиля системы бампера

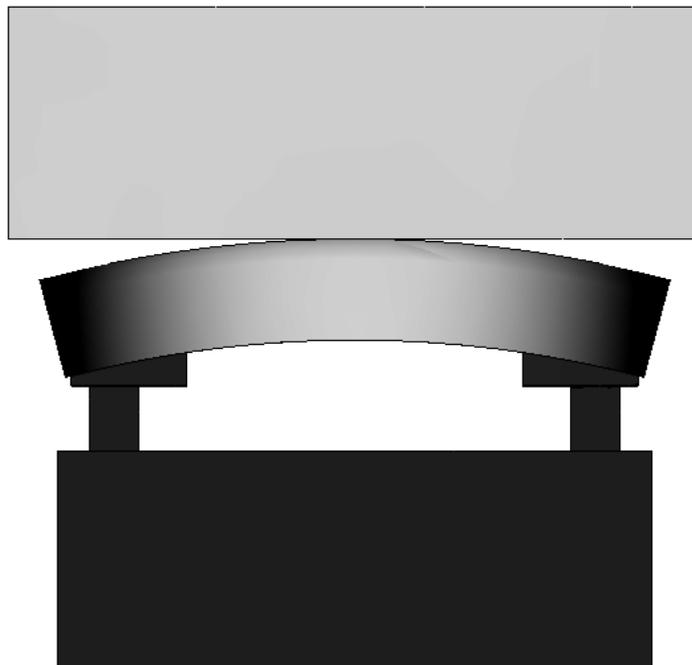


Рис. 5.17. Вид сборки системы бампера с жестким препятствием при 100 % перекрытии (цветом светлого тона показаны зоны, наиболее деформируемые при ударе)

Распределение деформаций в зоне непосредственного соприкосновения взаимодействующих объектов в зависимости от изменения перекрытия между ними представлено на рис. 5.18.

Согласно полученным данным (рис. 5.18) наибольшее значение деформации конструкции наблюдается при 30 % перекрытии и составляет 28,17 мм. Вид эпюры эквивалентных деформаций конструкции показан на рис. 5.19.

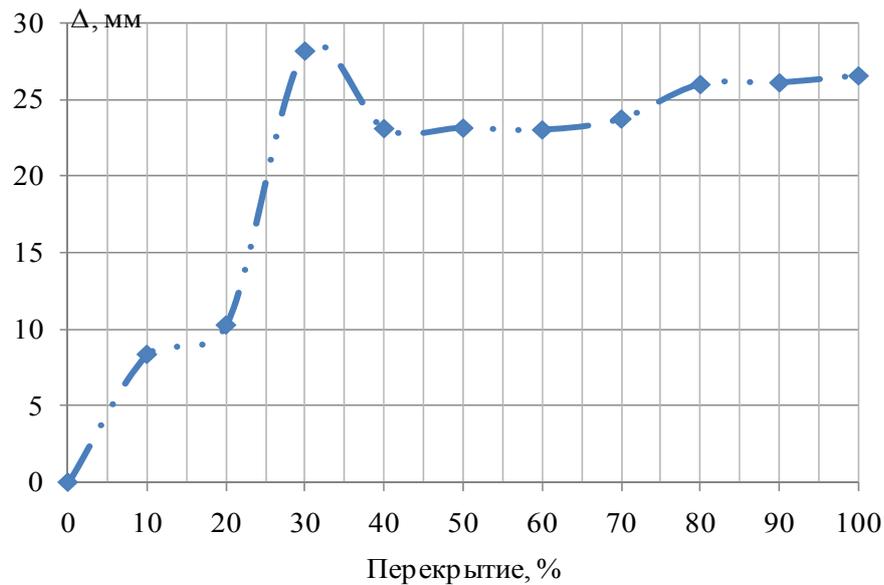


Рис. 5.18. Распределение деформаций в зависимости от изменения перекрытия между соприкасающимися объектами

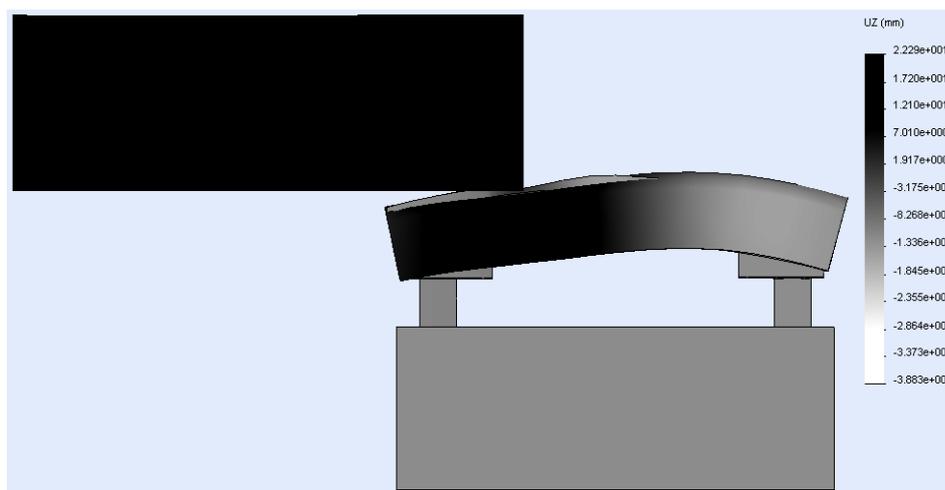


Рис. 5.19. Вид эпюры эквивалентных деформаций анализируемой сборки

Другим важным вопросом, который стоит перед автопроизводителями, является совмещение бамперов автомобилей по высоте. Для анализа влияния изменения перекрытия в вертикальной плоскости между взаимодействующими объектами на распределение деформаций в их конструкциях рассмотрим следующую сборку (рис. 5.20).

Для экономии времени расчета и ввиду того, что совмещение бамперов по высоте анализируется относительно взаимного расположения усилителей, она представляет собой два взаимодействующих усилителя бампера:

- 1) рассмотренный ранее 2-секционный усилитель с параллелепипедом, имитирующим нагрузку автомобиля;
- 2) 1-секционный усилитель прямоугольного профиля (рис. 5.21), толщина стенки 3 мм.

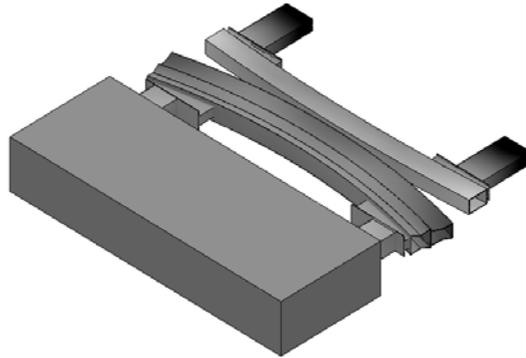


Рис. 5.20. Общий вид анализируемой сборки

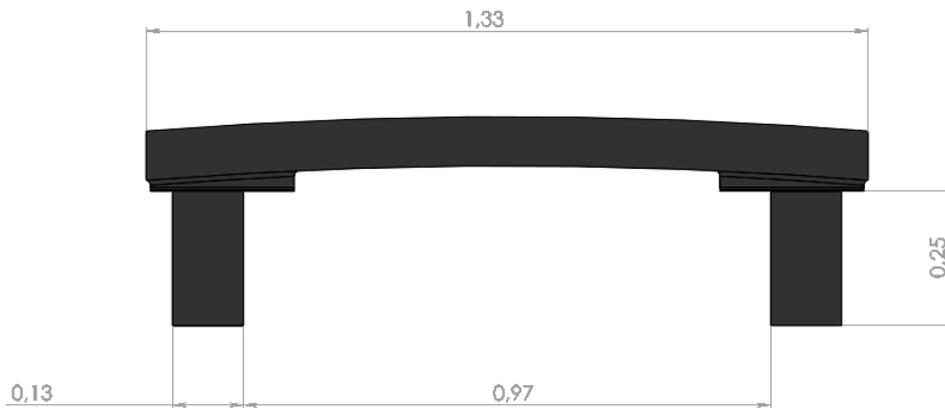


Рис. 5.21. Основные параметры 1-секционного усилителя бампера (значения размеров приведены в метрах)

Скорость столкновения составляет 16 км/ч (4,44 м/с). Контакт между взаимодействующими объектами при ударе смоделирован без проникновения. Перекрытие между усилителями составляет 10–100 %, причем возможны два варианта перекрытия:

1 вариант – когда 2-секционный усилитель располагается выше 1-секционного (рис. 5.22 а);

2 вариант – когда 2-секционный усилитель располагается ниже 1-секционного (рис. 5.22 б).

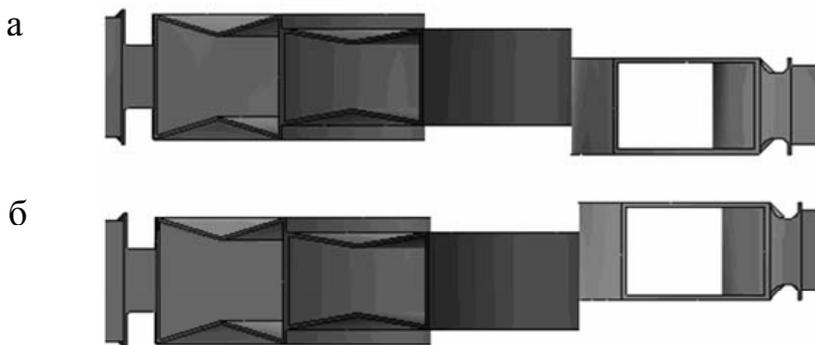


Рис. 5.22. Совмещение усилителей бамперов по высоте:  
а – 1 вариант; б – 2 вариант

Полученные результаты напряженно-деформированного состояния сборки позволяют выделить 3 критические зоны:

- зона  $a$  – непосредственно в месте контакта;
- зона  $b$  – крайние области усилителя бампера;
- зона  $c$  – отклонение концов продольных балок.

Особенно ярко выражены эти зоны на эпюре эквивалентных деформаций, изображенной на рис. 5.23.

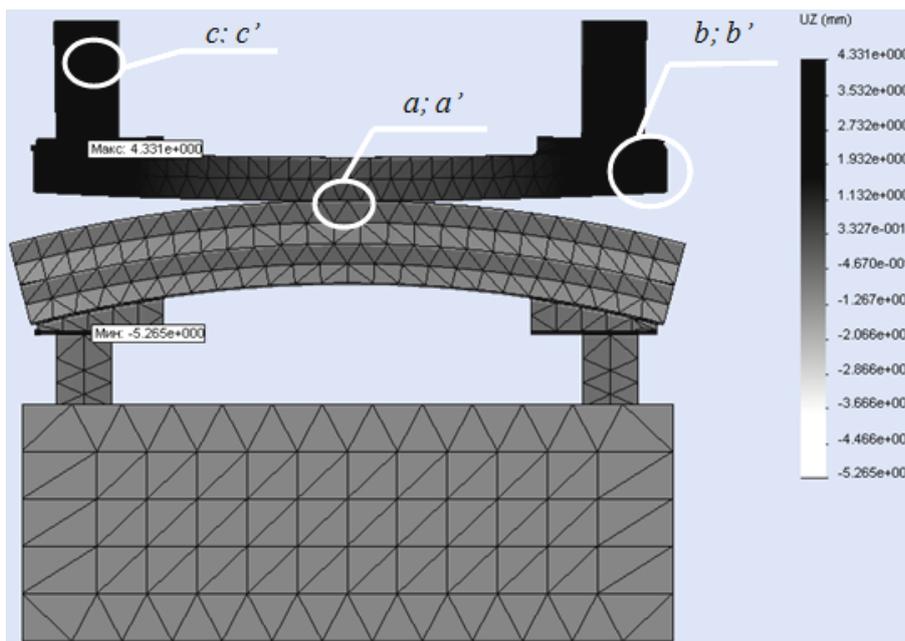


Рис. 5.23. Вид эпюры эквивалентных деформаций с указанием максимальных и минимальных значений

Результаты распределения деформаций в выявленных зонах, приведенные на рис. 5.24 (1-му варианту соответствуют значения  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ; 2-му варианту –  $a'$ ,  $b'$ ,  $c'$ ), свидетельствуют о линейной зависимости полученных деформаций от степени перекрытия, и ввиду малой разницы их можно считать постоянными. На рис. 5.25 указаны зоны, в которых фиксируются деформации (I, II, III, IV – для 1-го варианта; I', II', III', IV' – соответственно для 2-го варианта), представляющие собой изгиб определенной части конструкции в вертикальной плоскости.

Положительные значения деформаций указывают на то, что конструкция изгибается вверх относительно своего первоначального положения, если же наблюдается искривление, направленное вниз, то деформации принимают отрицательные значения.

Полученные результаты деформаций в зависимости от изменения перекрытия в вертикальной плоскости приведены на рис. 5.26–5.29.

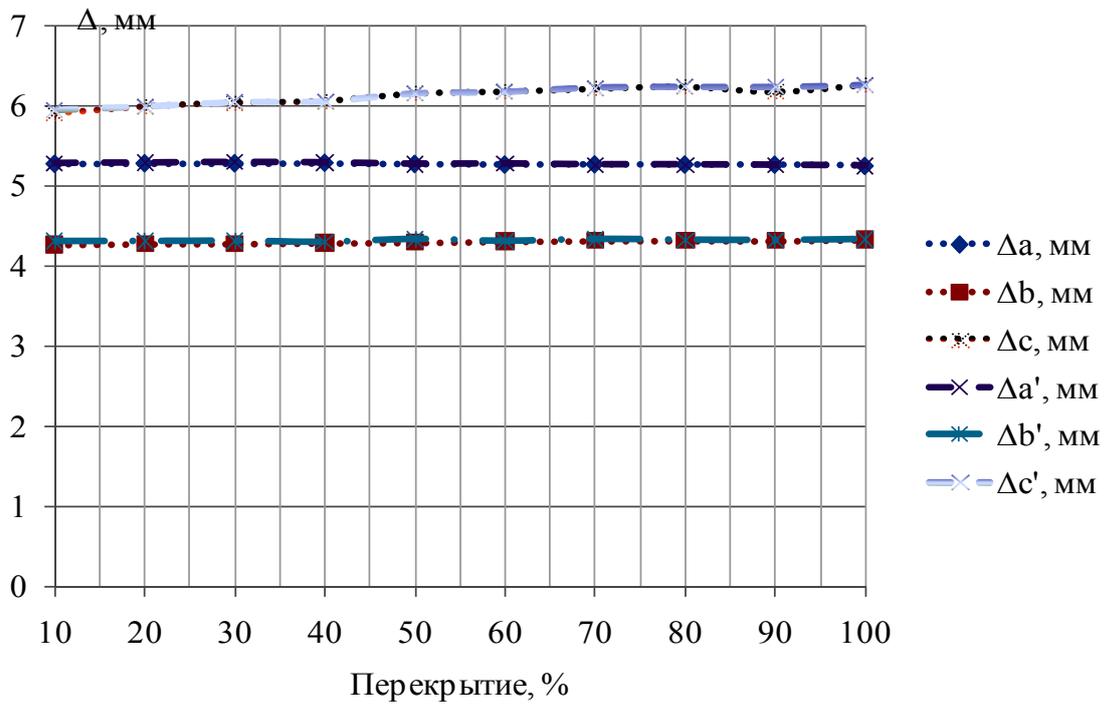


Рис. 5.24. Распределение деформаций в зависимости от степени перекрытия взаимодействующих объектов в горизонтальной плоскости

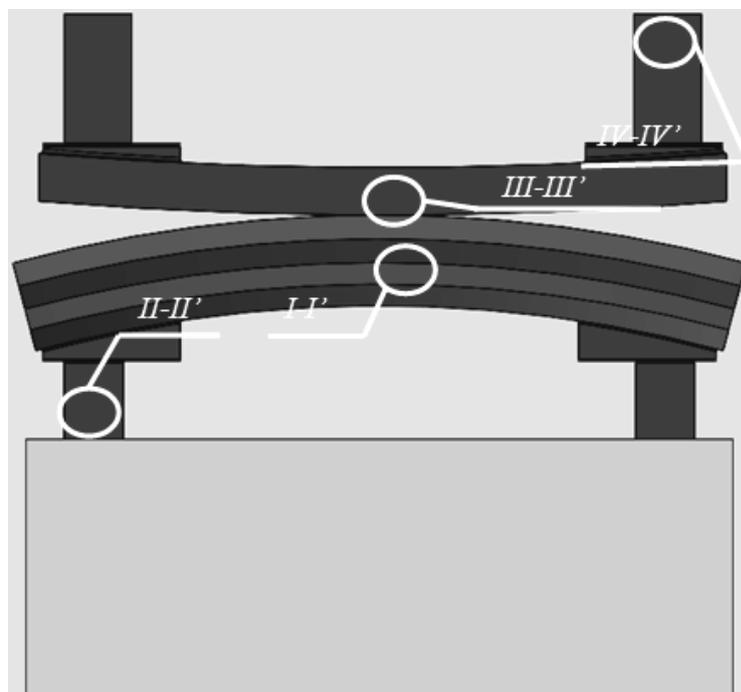


Рис. 5.25. Зоны, в которых фиксируются вертикальные составляющие деформаций конструкций

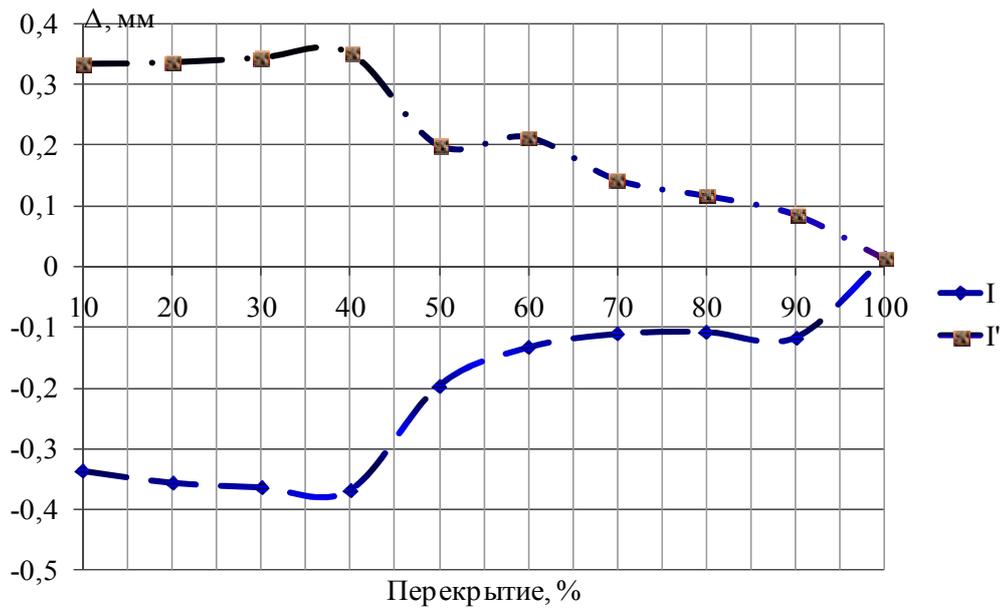


Рис. 5.26. Распределение деформаций в зависимости от степени перекрытия в зоне I-I'

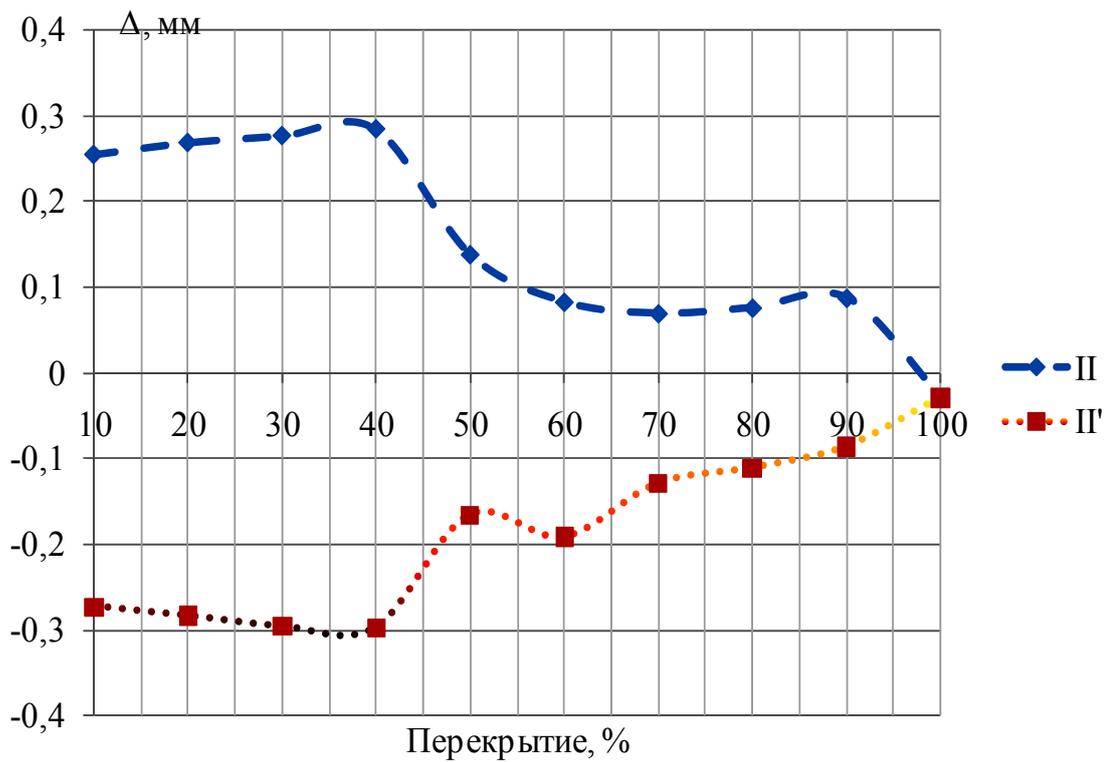


Рис. 5.27. Распределение деформаций в зависимости от степени перекрытия в зоне II-II'

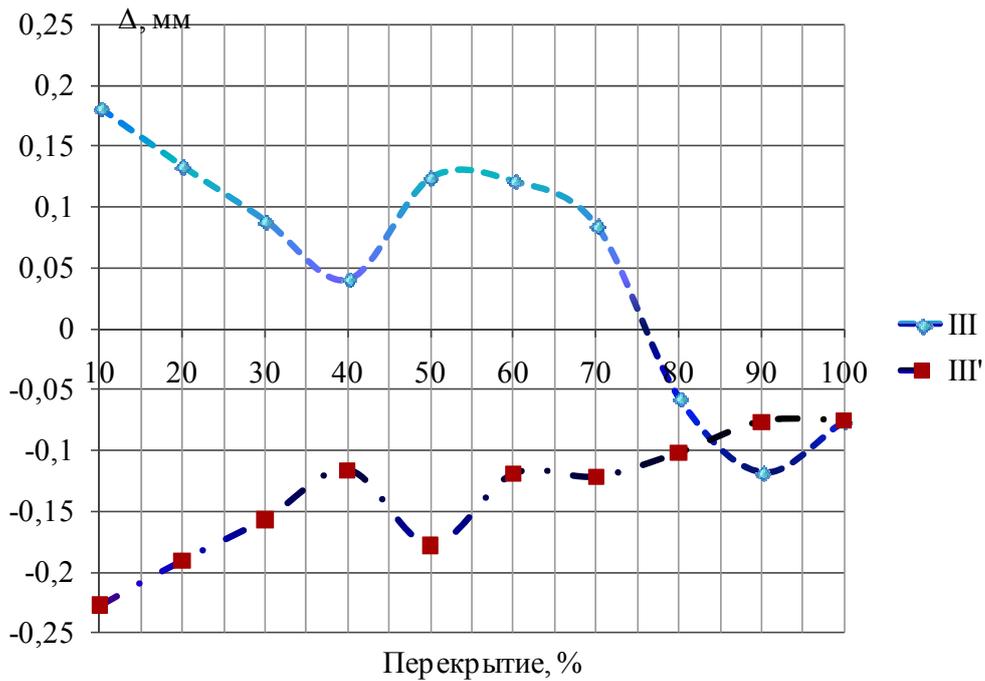


Рис. 5.28. Распределение деформаций в зависимости от степени перекрытия в зоне III-III'

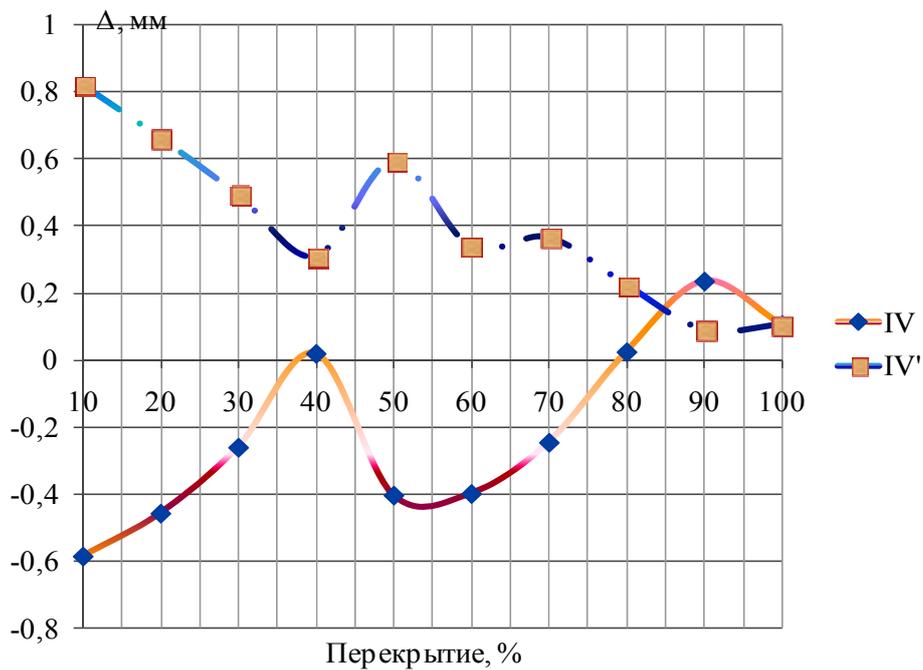


Рис. 5.29. Распределение деформаций в зависимости от степени перекрытия в зоне IV-IV'

Наблюдаются следующие тенденции:

- при рассмотрении 1 варианта:
  - в зоне I имеются отрицательные значения деформаций, что указывает на искривление конструкции вниз относительно своего первоначального положения;

- в зоне II – положительные значения деформаций;
- в зоне III положительные значения деформаций наблюдаются при перекрытии конструкций в диапазоне 10–80 %, а в диапазоне 80–100 % – отрицательные значения. При перекрытии 80 % деформации принимают нулевые значения;

- в зоне IV, наоборот, отрицательные значения деформаций наблюдаются при перекрытии конструкций в диапазоне 10–80 %, а в диапазоне 80–100 % – положительные значения. При перекрытии 40 % и 80 % деформации принимают нулевые значения;

- при рассмотрении 2 варианта:

- в зоне I' имеются положительные значения деформаций;
- в зоне II' – отрицательные значения деформаций;
- в зоне III' отрицательные значения деформаций наблюдаются при перекрытии конструкций в диапазоне 10–100 %;

- в зоне IV, наоборот, положительные значения деформаций наблюдаются при перекрытии конструкций в диапазоне 10–100 %.

Максимальные значения деформаций присущи обоим вариантам в зонах I-I' и II-II' при перекрытии 40 %, минимальные значения для этих же зон – при 100 %; максимальные же значения деформаций в зонах III-III' и IV-IV' наблюдаются при перекрытии 10 %, минимальные значения в зонах III' и IV' – при перекрытии 100 %.

Полученные значения деформаций в зависимости от степени перекрытия позволяют уточнить характер поведения взаимодействующих объектов при столкновении.

При расследовании ДТП одним из основных вопросов, который необходимо решить для дальнейшего анализа дорожно-транспортной ситуации, является определение скорости движения ТС непосредственно перед ДТП.

В настоящее время методики, используемые в экспертной практике, позволяют определить скорость движения транспортных средств путём расчёта энергии, затрачиваемой на образование следов юза колёс при торможении и при боковом скольжении транспортных средств; на перемещение транспортных средств после столкновения и другие. Однако существующие методики предусматривают определение минимальных значений скоростей движения транспортных средств, которые могут значительно отличаться от реальной ситуации, предшествующей дорожно-транспортному происшествию. Кроме того, при отсутствии следовой информации определить даже приблизительно значение скорости транспортных средств перед ДТП традиционно используемыми методами не представляется возможным — не учитываются затраты кинетической энергии движущихся транспортных средств на деформацию их конструкций и иных препятствий. Ошибка расчета скоростей столкнувшихся транспортных средств существенно возрастает с ростом деформаций. Однако несомненным дости-

жением традиционной методики является база нормативных значений параметров торможения транспортных средств и психофизических значений времени реакции водителей для различных ситуаций, широко используемые в судебной и следственной практике.

Вследствие естественного процесса дифференциации знаний достижения современной вычислительной механики в части как расчетов затрат энергии на деформацию конструкций, так и расчетов формоизменения конструкций под действием нагрузок не были замечены разработчиками традиционной методики. Эти достижения и не могли быть замечены, так как развитие вычислительной техники значительно отставало от развития механики, стоимость производства подобных наукоемких расчетов была высока, и они производились, как правило, для нужд оборонного комплекса. Только с появлением современного поколения быстродействующих компьютеров стало реальным широкое использование методов вычислительной механики для реконструкции обстоятельств ДТП.

Известен также способ установления скоростей движения транспортных средств в момент их столкновения, который включает: определение суммарных затрат, состоящих из действия сил сопротивления перемещениям автомобилей в процессе их отбрасывания после столкновения, и сил деформации и разрушения транспортных средств в момент столкновения, установление величин начальных линейных скоростей отбрасывания, по которым находят искомые скорости. Недостатком этого способа является то, что при определении работы деформаций транспортных средств как совокупности работ деформаций их отдельных повреждённых деталей игнорируется конструкционная прочность и твёрдость каждого столкнувшегося транспортного средства как единого целого, и это обуславливает погрешности в конечном результате.

Данный недостаток может быть устранён с помощью результатов многочисленных испытаний транспортных средств в условиях реальных столкновений и определения на этой основе величины работы деформации конкретного транспортного средства как единой конструкции, однако такие подходы связаны с материальными затратами.

В этой связи весьма актуальны задачи повышения точности и снижения стоимости исследований при определении скоростей движения транспортных средств при разных видах столкновений.

В работе [32] на основе большого объёма наблюдений и исследований ДТП предлагается использовать результаты столкновений с неподвижным препятствием неограниченной массы в виде значения приведённой скорости. Полученная при этих испытаниях информация о размерах деформаций и разрушений ТС в зависимости от скорости наезда может использоваться для определения скорости ТС в момент столкновения при ДТП.

Использование данных о напряженно-деформированном состоянии бампера автомобиля, позволит уточнить значение скорости автомобиля в момент столкновения, обеспечивая при этом требуемое качество и простоту выполнения.

В работах [37, 39] были получены данные, характеризующие изменение напряженно-деформированного состояния двухсекционного усилителя бампера в зависимости от динамической нагрузки, а также выявлены критические зоны, в которых деформации достигают максимальных значений (рис. 5.30).

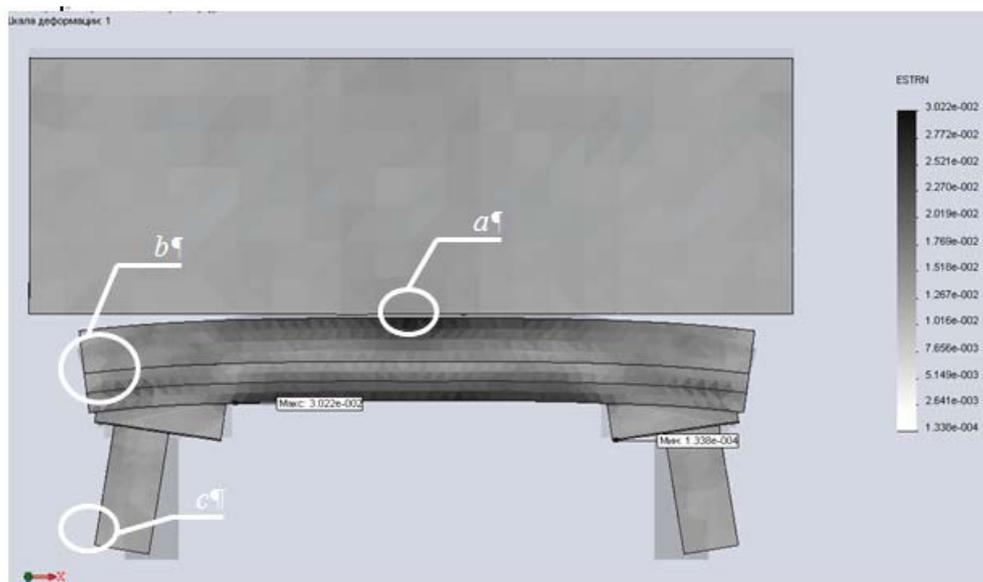


Рис. 5.30. Особенности распределения деформаций с указанием критических зон:

- зона *a* – место непосредственного контакта с препятствием;
- зона *b* – крайние области усилителя бампера;
- зона *c* – отклонение концов продольных балок кронштейнов

Изменение толщины секций усилителя бампера непосредственно влияет на деформируемость его конструкции под воздействием динамического нагружения. Поэтому наибольший интерес будут представлять данные, характеризующие изменение напряженно-деформированного состояния конструкции в зонах *a* и *b*.

Для уточнения уравнений, характеризующих деформирование конструкции, воспользуемся программой *TableCurve*, которая позволяет обрабатывать сложные комплексы исходных данных, предоставляя возможные варианты решений. Набор встроенных уравнений *TableCurve* включает широкий диапазон линейных и нелинейных моделей для любых типов расчётов. Кроме того, *TableCurve* обладает возможностью индивидуальной настройки каждой модели и подбора уравнения или системы уравнений, наиболее соответствующего исходным данным, в том числе и в графическом режиме. Программа *TableCurve* доступна в двух версиях – *TableCurve*

2D и *TableCurve 3D*. *TableCurve 2D* – инструмент построения двумерных моделей на основе массивов эмпирических данных, а *TableCurve 3D* – трехмерных моделей [38].

Выбранные для рассмотрения толщины секций усилителя бампера представлены в сводной табл. 5.7.

Т а б л и ц а 5 . 7

Толщина секций усилителя бампера

Вариант	Толщина секции:		Масса системы бампера, кг
	1-й $t_1$ , мм	2-й $t_2$ , мм	
I	1,6	1,4	7,73
II	2,2	2,0	9,07
III	2,8	2,6	10,41
IV	3,4	3,2	11,71
V	4,0	3,8	12,99

Для упрощения дальнейших расчетов выразим толщину второй секции усилителя бампера через толщину первой секции, с этой целью воспользуемся программой *TableCurve 2D*. В результате было получено следующее уравнение, точность которого составила 0,98:

$$t_1(t_2) = a + b \cdot t_2; \quad (5.24)$$

где коэффициенты  $a = 0,096221604$ ;

$$b = 1,0966762.$$

Для установления влияния изменения толщины секций усилителя бампера на распространение деформаций в его конструкции была проведена серия экспериментов, представляющих собой столкновение двухсекционного усилителя бампера с жестким барьером [39]. Использование программы *TableCurve 3D* позволило представить результаты в виде трехмерных моделей, которые характеризуют особенности изменения деформаций в конструкции усилителя различной толщины в зависимости от относительной скорости столкновения  $v$ .

На рис. 5.31 представлена трехмерная модель распределения деформаций в конструкции усилителя бампера (в зоне  $a$ ) с учетом толщины в первой секции в зависимости от изменения относительной скорости столкновения  $v$ . Следует отметить увеличение деформаций с повышением динамической нагрузки (относительной скорости столкновения), что характерно для всех рассмотренных вариантов. Однако для достижения одинаковых значений максимальной деформации необходимо увеличить динамическое нагружение с увеличением толщины первой секции усилителя. Так, для I варианта относительная скорость столкновения составит 0,77, для V ва-

рианта – 0,84 (при этом  $\Delta a_{\max}=4$  мм). Характерной особенностью, свойственной всем рассмотренным вариантам, является наличие трех участков изменения деформаций с увеличением динамического нагружения:

- 1) криволинейный участок, наблюдаемый до достижения деформаций 0,5 мм;
- 2) линейный участок – от 0,5 до 2,5 мм;
- 3) криволинейный участок – от 2,5 мм до 4 мм.

Наличие первого криволинейного участка можно объяснить тем фактом, что при первоначальном контакте наблюдается трение между поверхностями взаимодействующих объектов; линейный участок характеризуется достижением области упругих деформаций, а второй криволинейный участок – достижением области пластических деформаций конструкции.

В результате использования программы *TableCurve 3D* было получено выражение, характеризующее особенности изменения деформаций в конструкции усилителя различной толщины в зависимости от динамического нагружения (зона  $a$ ):

$$v_{\text{ст}}(\Delta a; t_1) = a + b \cdot \Delta a^2 + c \cdot \Delta a^{2,5} + d \cdot t_1^{0,5}; \quad (5.25)$$

где  $v_{\text{ст}}$  – скорость столкновения, м/с;

$\Delta a$  – деформация конструкции усилителя бампера в зоне  $a$ , мм;

$t_1$  – толщина первой секции усилителя бампера, мм;

коэффициенты:  $a = -0,005478738$ ;

$b = 1,134886511$ ;

$c = -0,470256472$ ;

$d = 0,295673213$ .

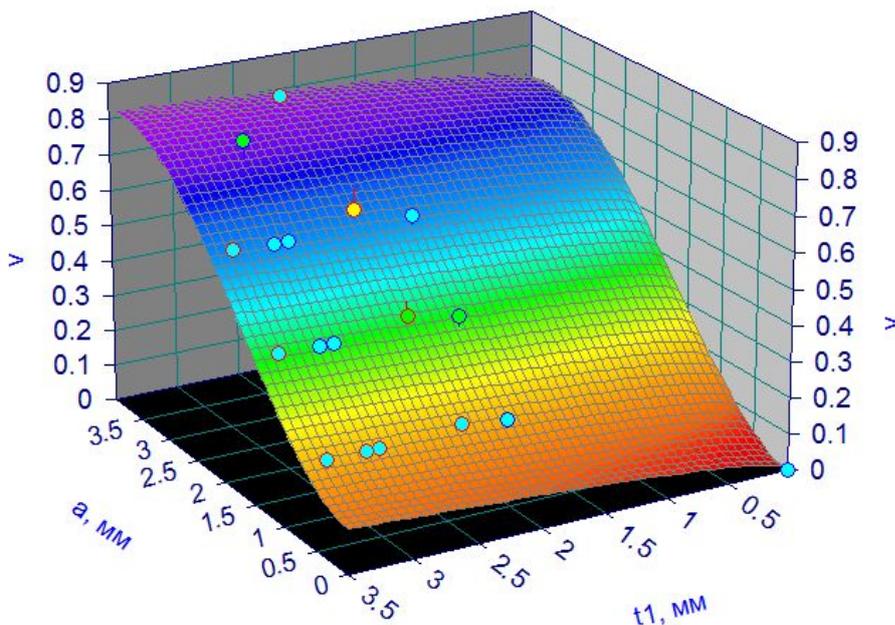


Рис. 5.31. Распределение деформаций в зоне  $a$  конструкции усилителя бампера

Точность полученного выражения составляет 0,98.

После некоторых преобразований выражения (5.25), окончательно получим:

$$v_{ст}(\Delta a; t_1) = 1,1 \cdot \Delta a^2 - 0,5 \cdot \Delta a^{2,5} + 0,3 \cdot t_1^{0,5}. \quad (5.26)$$

На рис. 5.32 представлена трехмерная модель распределения деформаций в конструкции усилителя бампера (в зоне  $b$ ) с учетом толщины в первой секции в зависимости от изменения относительной скорости столкновения  $v$ . Следует также отметить увеличение деформаций с повышением динамической нагрузки (относительной скорости столкновения), что характерно для всех рассмотренных вариантов. Однако при относительной скорости  $v = 0,9$  отмечается увеличение значений деформаций с повышением толщины первой секции усилителя, но данная особенность наблюдается до достижения толщины  $t_1 = 2,5$  мм, далее же можно заметить, что для достижения одинаковых значений максимальной деформации требуется меньшее динамическое нагружение. Так, для I варианта относительная скорость столкновения составит 0,9, для V варианта – 0,68 (при этом  $\Delta b_{max} = 8$  мм). Характерной особенностью, свойственной всем рассмотренным вариантам, является наличие криволинейного участка. Однако для вариантов I-II наблюдается наличие прямолинейного участка, но его размеры невелики и уже для толщины  $t_1 = 2$  мм такой участок отсутствует, что указывает на достижение области пластических деформаций в конструкции.

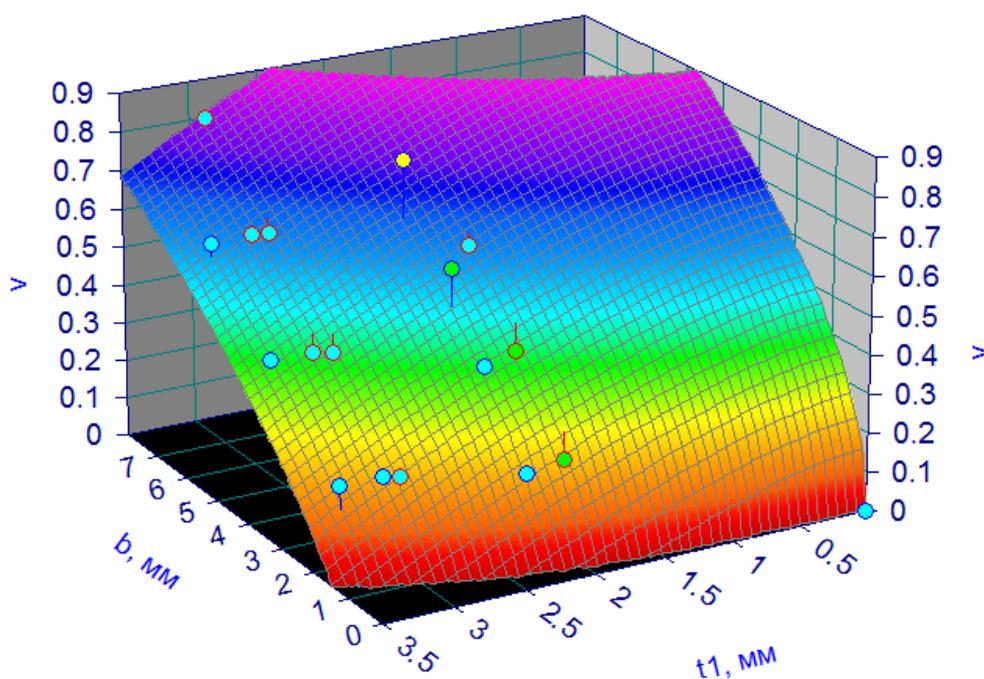


Рис. 5.32. Распределение деформаций в зоне  $b$  конструкции усилителя бампера

В результате использования программы *TableCurve 3D* было получено выражение, характеризующее особенности изменения деформаций в конструкции усилителя различной толщины в зависимости от динамического нагружения (зона *b*):

$$v_{\text{ст}}(\Delta b; t_1) = a + b \cdot \Delta b^{0,5} + c \cdot t_1^{1,5}; \quad (5.27)$$

где  $v_{\text{ст}}$  – скорость столкновения, м/с;

$\Delta b$  – деформация конструкции усилителя бампера в зоне *b*, мм;

$t_1$  – толщина первой секции усилителя бампера, мм;

коэффициенты:  $a = -0,090891657$ ;

$$b = 1,877706014;$$

$$c = 0,330230683.$$

Точность полученного выражения составляет 0,93.

После некоторых преобразований выражения (5.27), окончательно получим:

$$v_{\text{ст}}(\Delta b; t_1) = -0,1 + 2 \cdot \Delta b^{0,5} + 0,3 \cdot t_1^{1,5}. \quad (5.28)$$

Таким образом, в результате проведенных экспериментов были получены данные, дальнейшая обработка которых позволила выявить особенности изменения деформаций в конструкции усилителя различной толщины в зависимости от динамического нагружения. Кроме того, получено выражение (5.24), устанавливающее зависимость изменения толщины в секциях усилителя бампера. Выражения (5.26, 5.28) могут быть использованы при производстве экспертизы ДТП, позволят определить скорость столкновения или уточнить ее значение.

Подводя итог вышесказанному можно сделать выводы:

1. Предварительная оценка особенностей и характера деформирования системы бампера позволила выявить, во-первых, граничные значения скоростей, в пределах которых конструкция способна сохранять свои защитные функции; во-вторых, зоны, подверженные максимальным деформациям.

2. Анализ модели, учитывающей воздействие автомобиля на систему бампера, свидетельствует о том, что деформации в зоне *a* изменяются незначительно, зато деформации в зоне *b* увеличиваются в 1,8 раз, а в зоне *c* – в 1,3 раза по сравнению с моделью, которая не учитывала влияние дополнительных нагрузок на бампер.

3. Данные, полученные при рассмотрении влияния изменения толщины профиля усилителя бампера на распределение деформаций в его конструкции, позволили сделать вывод о преимуществе 2-секционного усилителя, в котором толщина первой стенки  $t_1 = 2,2$  мм, второй стенки  $t_2 = 2$  мм.

4. Совокупность полученных данных позволяет сделать вывод об улучшении безопасных свойств системы бампера с увеличением толщины энергопоглощающего элемента. Использование такого элемента толщиной 30 мм обеспечивает сохранение безопасных функций бампера до достижения скорости 32 км/ч (8,89 м/с), что в 2 раза превышает значение критической скорости бампера подобной конструкции, у которой отсутствует энергопоглощающий элемент.

5. В ходе проведения исследования были получены данные, позволяющие охарактеризовать распределение деформаций конструкции усилителей в зависимости от степени перекрытия и уточнить характер поведения взаимодействующих объектов при столкновении.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках данной работы рассмотрена динамика изменения показателей аварийности в Российской Федерации. Выяснено, что самыми массовыми видами ДТП являются столкновения транспортных средств.

К числу эффективных мер, направленных на повышение безопасности дорожного движения, относятся: включение элементов дорожной безопасности в землепользование, городское планирование и транспортное планирование; проектирование более безопасных дорог и установление требования о независимой проверке дорожной безопасности в связи с новыми строительными проектами; улучшение элементов безопасности транспортных средств; содействие развитию общественного транспорта; эффективное регулирование скорости полицией и с помощью мер «успокоения дорожного движения»; принятие и обеспечение соблюдения законов, требующих использования ремней безопасности, шлемов и средств безопасности для детей; установление и обеспечение соблюдения предельных значений концентрации алкоголя в крови водителей и совершенствование медицинской помощи в поставарийный период для жертв дорожных аварий. Важную роль в поддержке обеспечения соблюдения законодательных мер также играют кампании информирования общественности, повышающие осведомленность о рисках и наказаниях за нарушение закона. Несомненно, значительную роль в уменьшении уровня ДТП играет как качество их расследования в форме автотехнических экспертиз, так и разработка новых методик исследования происшествий, позволяющих повысить достоверность результатов при минимизации требуемых затрат.

Механизм столкновения ТС можно разделить на три стадии: сближение ТС перед столкновением, их взаимодействие при ударе и отбрасывание (движение после столкновения). Вторая стадия механизма столкновения является связующей между первой и третьей его стадиями, что при определенных условиях позволяет установить обстоятельства происшествия на первой стадии исходя из результатов исследования дорожной обстановки после происшествия.

Ввиду наличия большого числа факторов, оказывающих влияние на ТС в процессе столкновения, а также сложности процесса взаимодействия автомобилей, вывод о неподвижном состоянии того или иного ТС может быть основан на результатах всестороннего исследования всех имеющихся у эксперта материалов.

Непосредственное применение теории удара в экспертизе ДТП затрудняется рядом обстоятельств. В теории рассматривается столкновение тел простой формы (шарообразных, плоских) и однородных (изотропных), уп-

ругие и прочностные свойства которых в каждой точке тела одинаковы. Автомобили же представляют собой сложные механические системы с различными внешними очертаниями и разной внутренней структурой. Механические свойства такой системы в отдельных ее местах могут быть резко различными. В итоге действительные последствия столкновения, в частности, скорости и перемещения автомобилей, вычисленные на основании теории удара, могут не совпадать с параметрами конкретного ДТП.

Анализ существующих зарубежных методов оценки энергии, затраченной на пластическое деформирование частей автомобилей, показал, что наиболее распространенная группа методов основана на использовании величины энергетически эквивалентной скорости *EES (Energy Equivalent Speed)*, которая вводится по аналогии со скоростью и имеет ту же физическую размерность. Рассмотренные методы нуждаются в заранее составленном общедоступном каталоге, в который внесены реальные случаи деформирования автомобилей; в определении единичной жесткости, которая зависит как от величины нагрузки и направления ее действия, так и от модели автомобиля и года его выпуска; либо сеток для различных частей разных типов и моделей автомобилей.

Выяснено, что первым конструкционным элементом, с которым взаимодействует автомобиль, является бампер транспортного средства.

Разработанная методика определения напряженно-деформированных показателей бампера автомобиля с учетом его конструктивных особенностей позволила выявить, во-первых, граничные значения скоростей, в пределах которых конструкция способна сохранять свои защитные функции; во-вторых, зоны, подверженные максимальным деформациям.

Проанализировано влияние изменения основных конструкционных параметров бампера на его напряженно-деформированное состояние:

- наблюдается уменьшение значения критической скорости в 1,67 раз для модели, учитывающей воздействие автомобиля на систему бампера, по сравнению с моделью, не рассматривающей влияние на бампер автомобиля;

- анализ различных соотношений толщин 2-секционного усилителя бампера позволил сделать вывод о преимуществе варианта с толщиной 1-й секции  $t_1=2,2$  мм, 2-й секции  $t_2=2$  мм;

- наблюдается улучшение безопасных свойств системы бампера с увеличением толщины энергопоглощающего элемента. Так, использование такого элемента толщиной 30 мм обеспечивает сохранение безопасных функций бампера до достижения скорости 32 км/ч (8,89 м/с), что в 2 раза превышает значение критической скорости бампера подобной конструкции, у которой отсутствует энергопоглощающий элемент.

В ходе проведения исследования были получены данные, позволяющие охарактеризовать распределение деформаций конструкции усилителей в зависимости от степени перекрытия и уточнить характер поведения взаимодействующих объектов при столкновении:

- наибольшее значение деформации конструкции наблюдается при 30 % перекрытии в горизонтальной плоскости и составляет 28,17 мм;

- максимальные значения деформаций 2-секционного усилителя наблюдаются при перекрытии 40 % в вертикальной плоскости, минимальные значения – при 100 %; максимальные же значения деформаций 1-секционного усилителя наблюдаются при перекрытии 10 % в вертикальной плоскости, минимальные значения – при перекрытии 100 %.

Кроме того, получены уравнения, которые могут быть использованы при производстве экспертизы ДТП и позволят определить скорость столкновения или уточнить ее значение.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Автомобильный справочник Bosch. – М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2002. – 896 с.
2. Алямовский, А.А. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике [Текст] / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарев. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.
3. АС СССР № 854751. Многослойная амортизационная панель, 27.07.1979.
4. Байков, В.П. Ударное взаимодействие транспортных средств при их столкновении [Текст] / В.П. Байков, В.Б. Киселев // Безпека дорожнього руху України. – 2000. – №1 (6). – С. 81–96.
5. Байков, В.П. Определение скоростей транспортных средств при столкновении по их повреждениям [Текст] / В.П. Байков, В.Б. Киселев, К.А. Любарский // Криминалистика. XXI век. Материалы науч.-практ. конф. – Т. 1. – М., 2001. – С. 142–144.
6. Байков, В.П. Спосіб визначення швидкостей руху транспортних засобів при зіткненні [Текст] / В.П. Байков, В.Б. Кисельов, К.А. Любарський // Деклараційний патент на винахід №39037 від 05.2001. Бюл. №4. С. 1–181.
7. Балакин, В.Д. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий [Текст]: учеб. пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2005. – 136 с.
8. Беляев, Н.М. Сопротивление материалов [Текст] / Н.М. Беляев. – М.: Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1976г. – 608 с.
9. Березуев, М.Н., Кузнецов Н.П., Соловьёв С.М., Юртиков Р.А. Моделирование при реконструкции механизма столкновения автомобиля с преградой [Текст] / М.Н. Березуев, Н.П. Кузнецов, С.М. Соловьёв, Р.А. Юртиков – Москва–Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2005. – 208 с.
10. Богатов, А.А. Ресурс пластичности металлов при обработке давлением [Текст] / А.А. Богатов, О.И. Межирицкий, С.В. Смирнов. – М.: Металлургия, – 1984. – 144 с.
11. Важениев, Ю.Г. Оценка влияния истории нагружения на пластичность металлов [Текст] / Ю.Г. Важениев, В.В. Исаев // Обработка металлов давлением. – Свердловск: УПИ им. С.М. Кирова, 1982. – Вып. 9. – С. 77–81.
12. Виды безопасности автомобиля [Электронный ресурс]: Пассивная безопасность и ее оценка – Режим доступа: <http://www.livesave.narod.ru/passivnayabezopasnost.html>.
13. Всемирный доклад о предупреждении дорожно-транспортного травматизма [Текст]: пер. с англ. – М.: Изд-во «Весь Мир», 2004. – 280 с.

14. Всеукраинский автомобильный портал «Автоцентр» [Электронный ресурс]: Что внутри у бампера – Режим доступа: <http://www.autocentre.ua/ac/service/designs/10296.html>.
15. Галлагер, Р. Метод конечных элементов. Основы [Текст]: пер. с англ. / Р. Галлагер. – М.: Мир, 1984. – 428 с.
16. Геслер, В.М. Книга самодеятельного конструктора автомобилей [Текст] / В.М. Геслер, В.В. Яуре. – М.: ДОСААФ, 1989. – 278 с.
17. Госавтоинспекция МВД России [Электронный ресурс]: Сведения о показателях состояния безопасности дорожного движения – Режим доступа: <http://www.gibdd.ru/stat>
18. ГОСТ 1902–74. Буфера легковых автомобилей. Размеры.
19. Группа Полипластик [Электронный ресурс]: Продукция – Режим доступа: <http://polyplastic.ru/press/news/2007/07/23/item1998>
20. Дель, Г.Д. Определение напряжений в пластической области по распределению твердости [Текст] / Г.Д. Дель. – М.: Машиностроение, 1971. – 199 с.
21. Доклад «Безопасность дорожного движения в России: современное состояние и неотложные меры по улучшению ситуации». – Институт экономики транспорта и транспортной политики, НИУ «Высшая школа экономики», 2013. – 25 с.
22. Журнал «Полезные страницы» [Электронный ресурс]: Активная и пассивная безопасность автомобиля – Режим доступа: <http://the4elovek.narod.ru/avto/3.htm>.
23. Зайцев, И.А. Конструктивные особенности, материалы конференции и технологии изготовления автомобильных бамперов [Текст] / И.А. Зайцев, М.Ю. Ершов // материалы 65-й Междунар. науч.-техн. конф. Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров» Международного научного симпозиума «Автотракторостроение-2009». – Кн.1. – М.: МГТУ «МАМИ», 2009. – С. 141–149.
24. Заявка Великобритании № 1493315. Бампер для транспортного средства, публ. 77.11.30.
25. Заявка Японии № 63–23944. Ударопоглощающий бампер, публ. 88.05.18.
26. Зедгинидзе, Н.Г. Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем [Текст] / Н.Г. Зедгинидзе. – М.: Наука, 1967. – 390 с.
27. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике [Текст] / О. Зенкевич; под ред. Б.Е. Победря. – Изд-во «Мир», 1975. – 271 с.
28. Иванов, В.Н., Лялин В.А. Пассивная безопасность автомобиля [Текст] / В.Н. Иванов, В.А. Лялин. – М.: Транспорт, 1979. – 304 с.
29. Иларионов, В.А. Автотехническая экспертиза [Текст] / В.А. Иларионов. – М.: Транспорт, 1989. – 240 с.

30. Иларионов, В.А. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий [Текст]: учебник / В.А. Иларионов. – М.: Транспорт, 1989. – 255 с.
31. Кильчевский, Н.А. Теория соударений твёрдых тел [Текст] / – Киев, Наукова думка, 1969. – 247с.
32. Коршаков, И.К. Пассивная безопасность автомобиля [Текст] / И.К. Коршаков. – М.: МАДИ, 1979. – Ч.1. – 95 с.; Ч.2 – 88 с.
33. Кристи, Н.М. Транспортно-трассологическая экспертиза по делам о дорожно-транспортных происшествиях. Диагностические исследования [Текст]: метод. пособие для экспертов, следователей и судей / Н.М. Кристи, В.С. Тишин.– Ч. 2. – М., 2006. – 170 с.
34. Малинин, Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести [Текст]: учебник для студентов вузов / Н.Н. Малинин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1975. – 400с.
35. Марковец, М.П. Определение механических свойств металлов по твердости [Текст] / М.П. Марковец. – М.: Машиностроение, 1979. – 191 с.
36. Методические указания по производству автотехнической экспертизы [Текст] / под ред. Н.М. Кристи. – М.: ЦНИИСЭ, 1971. – 127 с.
37. Новописный, Е.А. Влияние толщины конструктивных элементов на безопасные свойства бампера [Текст] / Е.А. Новописный, А.И. Шутов // сб. науч. тр. по материалам Междунар. науч.-практ. конф. «Перспективные инновации в науке, образовании, производстве и транспорте 2011». – Т.1. Транспорт. – Одесса: Черноморье, 2011. – С. 23–28.
38. Новописный, Е.А. Использование данных о конструктивных особенностях бампера при производстве дорожно-транспортной экспертизы [Текст] / Е.А. Новописный, А.Л. Севостьянов, Ю.В. Семикопенко // Вестник ТОГУ. – 2012. – № 1(24). – С. 113–118.
39. Новописный, Е.А. Использование метода конечных элементов при имитации поведения при ДТП бампера автомобиля [Текст] / А.И. Шутов, Е.А. Новописный // сб. науч.-практ. стат. «Проблемы теории и практики автомобильного транспорта». – Вып. 4. – СПб.: СЗТУ, 2011. – С. 86–92.
40. Новописный, Е.А. Особенности методик расследования встречных столкновений автомобилей [Текст] / Е.А. Новописный // Вестник ХНАДУ: сб. науч. тр.– Харьков, 2009. – Вып. 47. – С. 77–80.
41. Новописный, Е.А. Особенности существующих методов расчета бамперов транспортных средств на безопасность [Текст] / Е.А. Новописный // сб. науч. тр. по материалам Междунар. науч.-практич. конф. «Современные направления теоретических и прикладных исследований 2011». Том 1. Транспорт. – Одесса: Черноморье, 2011. – С. 5–13.
42. Новописный, Е.А. Проблемы анализа столкновений транспортных средств [Текст] / Е.А. Новописный // Эффективные материалы, технологии, машины и оборудование для строительства и эксплуатации современных транспортных сооружений: сб. докл. Междунар. науч.-практич. конф. – Белгород, 2009. – С. 296–302.

43. Новописный Е.А. Эффективность использования метода конечных элементов в области анализа безопасности транспортных средств [Текст] / Е.А. Новописный // Современные проблемы безопасности жизнедеятельности: опыт, проблемы, поиски решения: материалы Междунар. науч.-практич. конф. – Казань, 2010. – Ч. I. – С. 372–379.

44. Новописный Е.А. Экспертиза столкновения автомобилей и возможности для совершенствования [Текст] / Е.А. Новописный А.И. Шутов // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. – 2012. – № 1. – С. 177–181.

45. Образовательный сайт Матисова А.А. [Электронный ресурс]: Безопасность автомобиля – Режим доступа: <http://www.matisov-aa.ru/teoruz/sosuk/index.html>.

46. Огородников, В.А. Деформируемость и разрушение металлов при пластическом формоизменении [Текст] / В.А. Огородников. – Киев: УМК ВО, 1989, – 152 с.

47. Огородников, В.А. Оценка деформируемости металлов при обработке давлением [Текст] / В.А. Огородников. – Киев: Вища школа, 1983, – 175 с.

48. Огородников, В.А. Приложение метода определения напряженно-деформированного состояния в пластической области измерения твердости деформированного металла к решению задач технологической механики [Текст] / В.А. Огородников // Вопросы механики и физики процессов резания и холодного пластического деформирования: сб. науч. тр. ин-та сверхтвердых материалов НАН Украины. Серия Г. Процессы механической обработки. – К., 2002. – С. 359–366.

49. Огородников, В.А. Определение скорости движения транспортных средств в момент столкновения с учетом их повреждений [Текст] / В.А. Огородников, В.Б. Киселев // Вибрации в технике и технологиях. – 2002, – №3(24). – С.65–69.

50. Огородников, В.А. Оценка скорости транспортных средств при их столкновении по энергетическим потерям [Текст] / В.А. Огородников, В.Б. Киселев // Вестник Херсонского государственного технического университета. – Вып. 2(15). – Херсон: ХГТУ. 2002. – 570 с.

51. Огородников, В.А. Энергия. Деформации. Разрушение (задачи автотехнической экспертизы) [Текст]: моногр. / В.А. Огородников, В.Б. Киселев, И.О. Сивак. – Винница: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2005. – 204 с.

52. Огородников, В.А. Методика оценки износостойкости при абразивном изнашивании по обобщенному критерию [Текст] / В.А. Огородников, Л.И. Погодаев // Проблемы трения и изнашивания. – 1978. – Вып. 15.

53. Орлов, Л.Н. Безопасность автомобиля [Текст]: метод. разработка / Л.Н. Орлов. – Горький: ГПИ, 1983.

54. Орлов, Л.Н. Комплексная оценка безопасности и несущей способности кабин, кузовов автомобилей, автобусов [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук / Л.Н. Орлов. – Н. Новгород, 2001.

55. Павловский, М.А. Теоретическая механика [Текст] / М.А. Павловский, Т.В. Путьята. – Киев: Вища школа, 1985. – 328 с.
56. Патент РФ № 2207261. Энергопоглощающий буфер грузового автомобиля, 13.12.2001.
57. Патент РФ по заявке № 2003119280/11. Энергопоглощающий буфер легкового автомобиля, 25.06.2003.
58. Патент РФ по заявке № 2003124320/11. Боковой энергопоглощающий буфер легкового автомобиля, 04.08.2003.
59. Патент США № 4787658. Бампер для автомобиля, публ. 88.11.29.
60. Патент DE 19620404, 14.08.1997.
61. Патент FR 2856968, 07.01.2005.
62. Патент GB 2069940, 03.09.1981.
63. Патент RU 2278034, 01.2006.
64. Патент RU 2286893, 01.2006.
65. Патент RU 2364530, 01.2006.
66. Патент US 4325574, 20.04.1982.
67. Патент WO 2005054011, 16.06.2005.
68. Постановление Правительства РФ от 03.10.2013 № 864 «О федеральной целевой программе «Повышение безопасности дорожного движения в 2013–2020 годах».
69. Правила ЕЭК ООН № 42 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении устанавливаемых на них передних и задних защитных устройств (бамперы и т.д.)».
70. Работнов, Ю.Н. Сопротивление материалов. [Текст] / Ю.Н. Работнов. – М., 1950.
71. Рябчинский, А.И. Пассивная безопасность автомобиля [Текст] / А.И. Рябчинский. – М.: Машиностроение, 1983. – 144 с.
72. Свободная энциклопедия «Википедия» [Электронный ресурс]: Бампер. – Режим доступа: <http://ru.wikipedia.org/wiki>.
73. Селиванов, В.В. Механика разрушения деформируемого тела: Учебник для втузов [Текст] / В.В. Селиванов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 420 с. – (Прикладная механика сплошных сред. Т. 2).
74. Феодосьев, В.И. Сопротивление материалов [Текст] / В.И. Феодосьев. – Главная редакция физико-математической литературы издательства «Наука», 1967. – 552 с.
75. Фридман, Я.Б. Механические свойства металлов. Часть первая. Деформация и разрушение [Текст] / Я.Б. Фридман. – М.: Машиностроение, 1974. – 472 с.
76. Хван, Д.В. Повышение эффективности в обработке металлов давлением. [Текст] / Д.В. Хван. – Воронеж. Изд-во Воронежского университета, 1995. – 224 с.
77. Численные методы в задачах физики быстропротекающих процессов [Текст]: учебник для втузов / А.В. Бабкин, В.И. Колпаков, В.Н. Охитин,

В.В. Селиванов. – 2-е изд., испр. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 520 с. – (Прикладная механика сплошных сред: в 3 т. / науч. ред. В.В. Селиванов. Т. 3).

78. Шевцов, С.О. Расследование обстоятельств дорожно-транспортных происшествий [Текст] / С.О. Шевцов, К.В. Дубонос. – 2-е изд., доп. – Харьков: Факт, 2003. – 199 с.

79. Шутов, А.И. Коррекция методики проведения экспертизы ДТП по разлёту осколков [Текст] / А.И. Шутов, Е.А. Новописный // III Междунар. студенческий форум. Образование, наука, производство. Программа. Тезисы докладов. – Белгород, 2006.

80. Юридические советы и консультации [Электронный ресурс]: Дорожно-транспортные происшествия – Режим доступа: <http://legalaidspb.ru/dorozhno-transportnye-proisshestviya-dtp/>

81. Allianz [Электронный доступ]: AZT Bumper Test – Режим доступа: [http://www.allianz-utowelt.de/azt-allianz-zentrum-technik/crashtests/rcar\\_bumper\\_test/azt-bumper-test\\_rcar-bumpertest.html](http://www.allianz-utowelt.de/azt-allianz-zentrum-technik/crashtests/rcar_bumper_test/azt-bumper-test_rcar-bumpertest.html). – Дата доступа: 10.10.2014.

82. Allianz Group Portal [Электронный ресурс]: Protection on the road – Режим доступа: [https://www.allianz.com/en/customer\\_solutions/protection\\_on\\_the\\_road/page2.html?startItem=2&hideExplorer=true](https://www.allianz.com/en/customer_solutions/protection_on_the_road/page2.html?startItem=2&hideExplorer=true). – Дата доступа: 15.10.2014.

83. Aylor, D., Nolan J.M., Avery M. and Weekes A.M. Corner protection in low-speed crashes. SAE Technical Paper Series 2007-01-1760. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers. 2007.

84. Bumper Test and Rating Protocol. Version VIII. Insurance Institute for Highway Safety. September 2010.

85. Construction and Assembly Drawings for IIHS/RCAR Bumper Barrier. Insurance Institute for Highway Safety. Highway Loss Data Institute. October 2009.

86. Danner M., Halm J. Technische analyse von verkehrsunfallen. – Eurotax (International) AG CH-8808 Plaffikon, 1994. – 570 p.

87. Heimbs S., Strobl F., Middendorf P., Gardner S., Eddington B., Key J. Crash simulation of an F1 racing car front impact structure. 7th European LS-DYNA Conference, 2009.

88. Insurance institute for highway safety [Электронный ресурс]: Highway safety research & communications – Режим доступа: <http://www.iihs.org/>.

89. Kopits E., Cropper M. Traffic fatalities and economic growth. Washington, DC, The World Bank, 2003. (Policy Research Working Paper No. 3035).

90. Laszlo Farkas, Cedric Canadas, Stijn Donders, Tom Van Langenhove, Nick Tzannetakis, Johan Tielens, Danny Schildermans. Optimization study of a parametric vehicle bumper subsystem under multiple load cases using LMS Virtual. Lab and OPTIMUS. 7-th European LS-DYNA Conference. 2009.

91. LENTA.RU [Электронный ресурс]: Рамки погрешности – Режим доступа: <http://lenta.ru/articles/2014/02/11/death toll/> – Дата доступа: 10.10.14.

92. Low-speed crash test. Insurance Institute for Highway Safety. May 2006.
93. Murray C.J.L., Lopez A.D., eds. The global burden of disease: a comprehensive assessment of mortality and disability from diseases, injuries, and risk factors in 1990 and projected to 2020. Boston, MA, Harvard School of Public Health, 1996.
94. National crash analysis center [Электронный ресурс]: Highway safety and infrastructure research – improving roadside structures – Режим доступа: <http://www.ncac.gwu.edu/research/infrastructure> – Дата доступа: 10.10.14.
95. Novopisny E., Shutov A. Possibilities of program SolidWorks Simulation at an estimation of safe properties of bumpers // International virtual journal for science, technics and innovations for the industry Machines, technologies, materials. – Scientific-technical union of mechanical engineering. Bulgaria. Issue 4. 2011. P.18–21.
96. Podstawowe materialy szkoleniowe dla rzeczoznawcow i asystentow specjalnosci «B». – Warszawa: Polski zwiazek motorowy, 1983. – 176s.
97. Research council for automobile repairs [Электронный ресурс]: About RCAR – Режим доступа: [http://www.rcar.org/About/About\\_RCAR.htm](http://www.rcar.org/About/About_RCAR.htm).
98. Solanki K., Oglesby D.L., Burton C.L., Fang H., Horstemeyer M.F. Crashworthiness simulations comparing Pam-crash and LS-DYNA in CAE methods for vehicle crashworthiness and occupant safety and safety-critical systems. Society of Automotive Engineers, 2004.
99. SolidWorks Russia [Электронный ресурс]: Программный комплекс SolidWorks – Режим доступа: [http://www.solidworks.ru/index.php?option=com\\_content&view=article&id=174&Itemid=63](http://www.solidworks.ru/index.php?option=com_content&view=article&id=174&Itemid=63). – Дата доступа: 12.10.2014.
100. Steffan H., Moser A. Rekonstrukcja wypadkow przy zastosowaniu strategii optymalizacyjnych // Problemy rekonstrukcji wypadkow drogowych: Zbior referatow VIII konf. – Krakow, 2002. – P. 53–84.
101. Systat Software Inc [Электронный ресурс]: Table Curve 2D – Режим доступа: <http://www.sigmaplot.com/products/tablecurve2d/tablecurve2d.php>. – Дата доступа: 15.10.2014.
102. Thatcham motor insurance repair research center [Электронный ресурс]: Thatcham safety – Режим доступа: <http://www.thatcham.org/safety/>. – Дата доступа: 17.10.2014.
103. Thatcham research news. A write-off at 6 m.p.h. Special edition. Volume two, issue eleven. November 2007. – 8 p.
104. Unpublished analysis of passenger vehicle insurance loss data. Highway Loss Data Institute. Arlington, VA. 2008.
105. Wypadki drogowe – elementy analizy technicznej i opiniowania. – Warszawa: Wydawnictwo Komunikacji i Laczynosci, 1985. – S. 139–182.
106. Wypadki drogowe. Vademecum bieglego sadowego / Ins. Ekspertyz Sadowych. – Krakow, 2002. – 941s.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ .....	3
ВВЕДЕНИЕ .....	4
1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ .....	5
2. ОСОБЕННОСТИ РАССЛЕДОВАНИЯ СТОЛКНОВЕНИЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ .....	17
2.1. Классификация видов столкновений ТС .....	17
2.2. Механизм взаимодействия ТС при столкновении .....	22
2.3. Установление угла взаимного расположения ТС в момент столкновения .....	28
2.4. Определение места столкновения ТС .....	36
2.5. Установление факта движения или неподвижного состояния ТС при столкновении .....	43
3. МЕТОДИКИ РАССЛЕДОВАНИЯ СТОЛКНОВЕНИЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ .....	51
3.1. Основные положения теории удара .....	51
3.2. Наезд на неподвижное препятствие .....	53
3.3. Классическая методика анализа столкновений ТС .....	57
3.4. Методика проведения экспертизы ДТП по разлёту осколков .....	60
3.5. Модели определения скорости транспортных средств .....	66
3.6. Существующие зарубежные методы оценки энергии, затраченной на пластическое деформирование конструкций ТС .....	81
ГЛАВА 4. КРИТЕРИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ БАМПЕРА АВТОМОБИЛЯ 90	
4.1. Особенности совершенствования конструкций упругого элемента бампера .....	90
4.2. Оценка эффективности бамперов транспортных средств .....	104
4.3. Измерители и показатели основных свойств системы обеспечения пассивной безопасности при фронтальном столкновении ТС .....	108
4.4. Возможности учета деформаций конструкции бампера ТС .....	114
4.5. Новые подходы к оценке энергии, рассеиваемой при пластическом деформировании поврежденных конструкций автомобилей .....	122
4.6. Использование метода конечных элементов в области анализа безопасности ТС .....	128
4.7. Основные положения метода конечных элементов .....	136
5. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СТОЛКНОВЕНИЯ УНИВЕРСАЛЬНОГО БАМПЕРА АВТОМОБИЛЯ С ПРЕГРАДОЙ	144
5.1. Определение зависимости деформации конструкции системы бампера от скорости столкновения .....	148

5.2. Влияние изменения толщины профиля усилителя бампера на деформирование его конструкции .....	154
5.3. Влияние изменения толщины энергопоглощающего элемента бампера на деформирование его конструкции .....	157
5.4. Особенности деформирования системы бампера в зависимости от перекрытия между соударяющимися объектами .....	161
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	177
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	180

Научное издание

Родионов Юрий Владимирович  
Новописный Евгений Александрович

## МЕТОДИКИ ЭКСПЕРТНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ СТОЛКНОВЕНИЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Монография

В авторской редакции  
Верстка Т.А. Лильп

---

Подписано в печать 12.03.15. Формат 60×84/16.  
Бумага офисная «Снегурочка». Печать на ризографе.  
Усл.печ.л. 10,93. Уч.-изд.л. 11,75. Тираж 500 экз. 1-й завод 100 экз.  
Заказ №87.

---

Издательство ПГУАС.  
440028, г. Пенза, ул. Германа Титова, 28.