

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Пензенский государственный университет архитектуры и
строительства»

КАФЕДРА «Эксплуатация автомобильного транспорта»

Утверждаю:
Зав. кафедрой

Ю.В.

Родионов
(подпись, инициалы, фамилия)

число месяц год

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

на тему:

«Исследование эффективности бампера легкового автомобиля»
утверждена приказом по ПГУАС № 06-09-332 от 01. 12. 2016 г.
число месяц год

Автор ВКР _____ А.А. Осипов _____
подпись инициалы, фамилия

Направление подготовки 23.04.03 – Эксплуатация транспортно-
технологических машин и комплексов
(наименование)

Группа ЭТМК-21М

Руководитель ВКР _____ Ю.В. Родионов _____
подпись дата инициалы, фамилия

Пенза, 2017 г.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Пензенский государственный университет архитектуры и
строительства»

Автомобильно-дорожный институт
Кафедра «Эксплуатация автомобильного транспорта»

Согласовано:
Декан АДИ

Утверждаю:
Зав. кафедрой

_____	_____	_____	_____		
<u>Родионов</u>	<u>Ю.В.</u>	<u>Родионов</u>	<u>Ю.В.</u>		
(подпись, инициалы,	фамилия)	(подпись, инициалы,	фамилия)		
_____	_____	_____	_____		
число	месяц	год	число	месяц	год

ЗАДАНИЕ НА ВЫПОЛНЕНИЕ

ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Студенту гр. ЭТМК-21М Осипову Александру Александровичу

Тема ВКР «Исследование эффективности бампера автомобиля»

утверждена приказом по ПГУАС № 06-09-332 от 01. 12. 2016 г.
число месяц год

ВКР представляется к защите 23 июня 2017 года
число месяц год

Научный

руководитель

ВКР

_____ _____ _____
подпись дата инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению Осипов А.А.
(Ф.И.О. студента)

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	1
ГЛАВА 1. КРИТЕРИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ БАМПЕРА АВТОМОБИЛЯ..	1
1.1. Особенности совершенствования конструкций упругого элемента бампера	6
1.2. Оценка эффективности бамперов транспортных средств.....	19
1.3. Измерители и показатели основных свойств системы обеспечения пассивной безопасности при фронтальном столкновении ТС	23
1.1. Возможности учета деформаций конструкции бампера ТС	30
1.2. Новые подходы к оценке энергии, рассеиваемой при пластическом деформировании поврежденных конструкций автомобилей	38
1.6. Использование метода конечных элементов в области анализа безопасности ТС	43
1.7. Основные положения метода конечных элементов.....	52
2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СТОЛКНОВЕНИЯ УНИВЕРСАЛЬНОГО БАМПЕРА АВТОМОБИЛЯ С ПРЕГРАДОЙ..	60
2.1. Определение зависимости деформации конструкции системы бампера от скорости столкновения	64
2.2. Влияние изменения толщины профиля усилителя бампера на деформирование его конструкции.....	70
2.3. Влияние изменения толщины энергопоглощающего элемента бампера на деформирование его конструкции.....	73
2.1. Особенности деформирования системы бампера в зависимости от перекрытия между соударяющимися объектами.....	77
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	93
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	93

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 несмертельных 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.

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].

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 определённую 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].

Цель исследований – повышение эффективности проведения дорожно-транспортной экспертизы в зависимости от изменения напряженно-деформированного состояния бампера автомобиля.

Задачи исследований:

- разработать критерий оценки безопасности конструкции бампера легкового автомобиля;
- разработать методику определения напряженно-деформированных показателей бампера автомобиля с учетом его конструктивных особенностей.

ГЛАВА 1. КРИТЕРИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ БАМПЕРА АВТОМОБИЛЯ

1.1. 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].

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. 1.1).

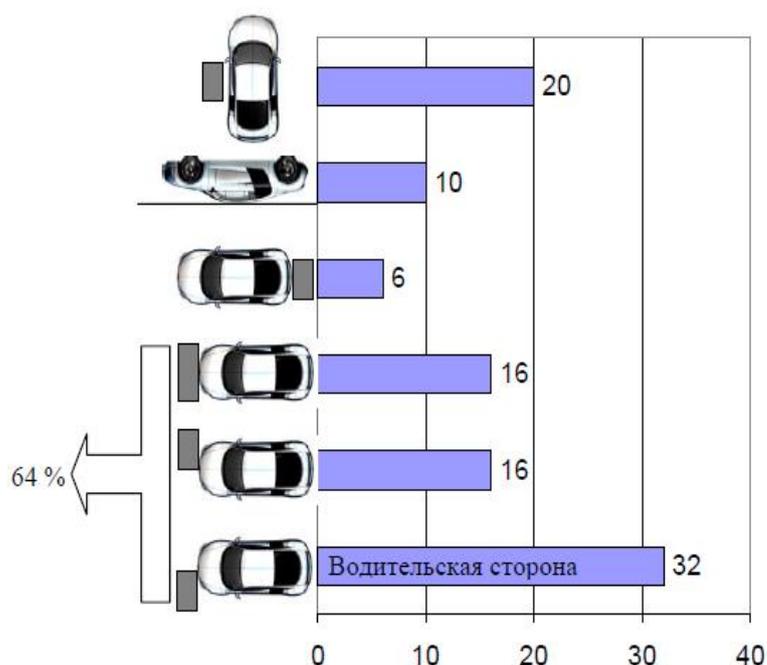


Рис. 1.1. Распределение ДТП, в которых были пострадавшие или погибшие, по виду столкновения, % [1]

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 автомобилей 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.

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).

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, дутые 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 дутую 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. 1.2).

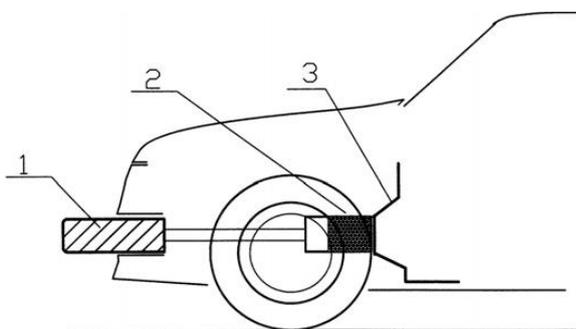


Рис. 1.2. Схема безопасного бампера экспериментального автомобиля компании *Volkswagen*:
1 – подвижный бампер; 2 – цилиндр с энергопоглощающим наполнителем;
3 – щит передней части кузова

На рис. 1.3, 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. 1.3, б). Элементы, работающие на сдвиг, удобны еще и тем, что их жесткость не зависит от направления перемещения 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. 1.4, 1.5). Эта конструкция крепится на передней части автомобиля и предназначена для смягчения случайных несильных ударов [65].

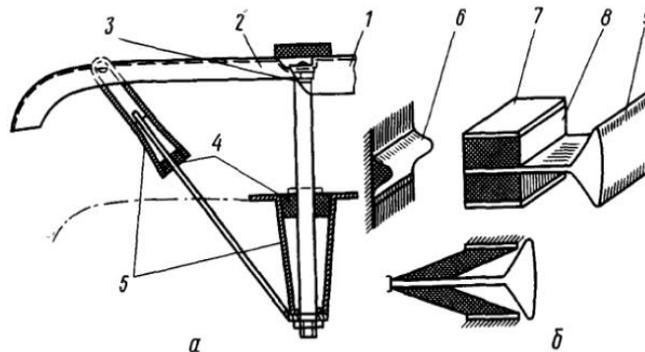


Рис. 1.3. Конструктивная схема безопасного бампера с упругими амортизирующими элементами:
 а – работающими на сжатие; б – работающими на сдвиг;
 1 – балка; 2 – боковое крыло; 3 – шарнир; 4 – упругий элемент;
 5 – энергопоглощающий конус; 6 – буфер; 7 – обойма; 8 – резиновый упругий элемент; 9 – поперечный брус бампера

Цифровые обозначения, используемые на рис. 1.4, 1.5: 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).

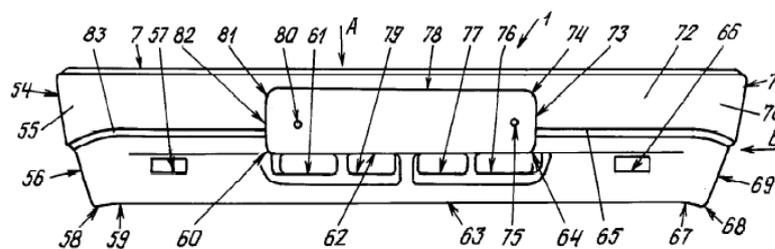


Рис. 1.1. Бампер: вид спереди

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

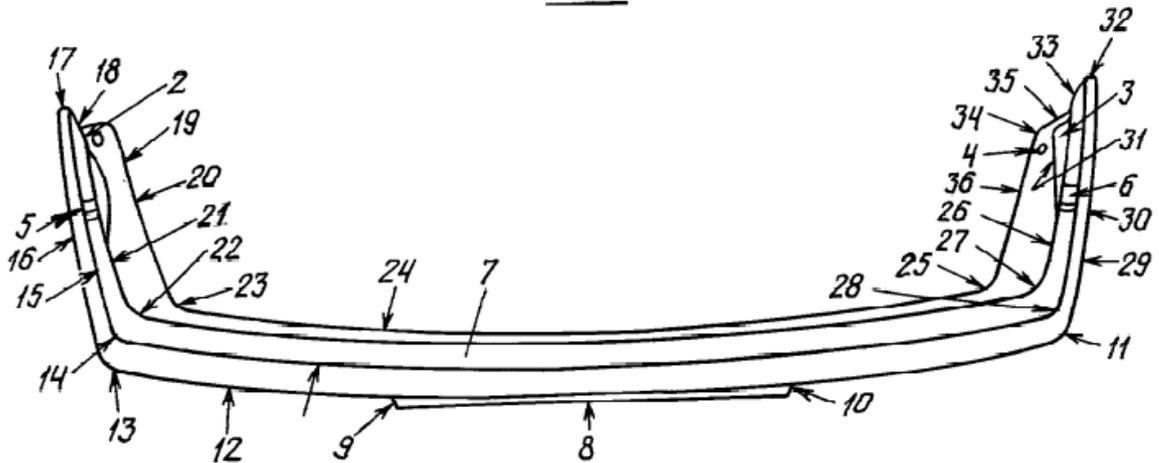


Рис. 1.2. Бампер: вид в плане

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. 1.6, 1.7).

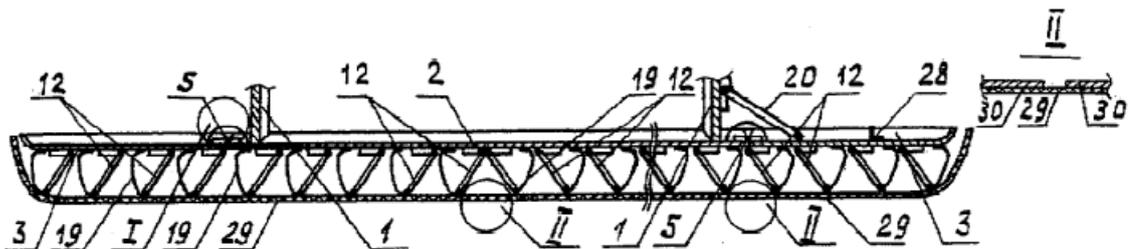


Рис. 1.6. Продольный разрез энергопоглощающего бампера – вид сверху

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. Наиболее 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. 1.6) 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. Применение 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. 1.7.

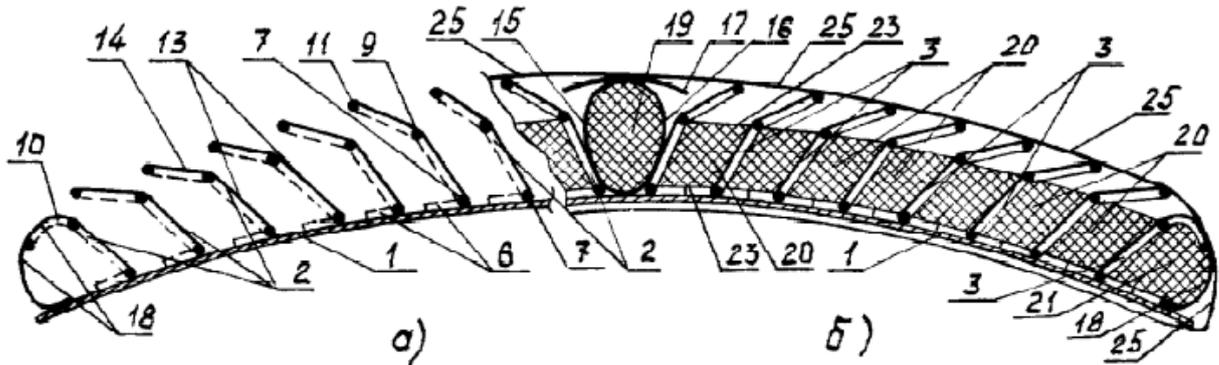


Рис. 1.7. Продольное сечение энергопоглощающего бампера:
а – продольное сечение, но без блоков твердого пеноматериала и наружной обшивки;
б – продольный разрез энергопоглощающего бампера

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 деформирование – сжатие толстого слоя эластично-упругого материала и смещение наружной обшивки 22. 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. 1.8, 1.9 приведены схемы двух типов гидропневматических бамперов с упругими оболочками.

На рис. 1.8 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.

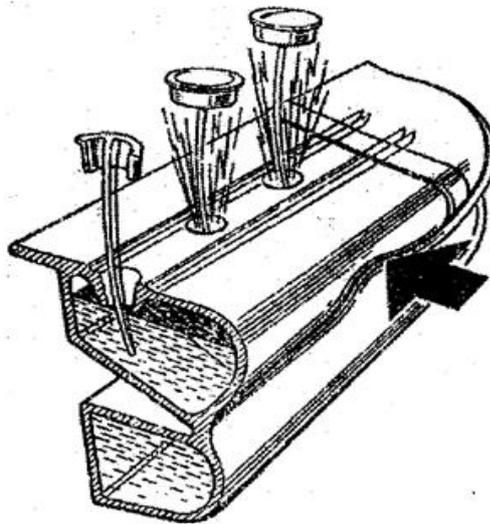


Рис. 1.8. Гидропневматический бампер с легко деформируемой оболочкой (с выбиваемыми заглушками)

Другой вариант бампера показан на рис. 1.9. 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) удастся получить перемещение в процессе удара, равное 0,76 м, при этом 0,3 м – ход поршня, а 0,46 м – деформация рамы.

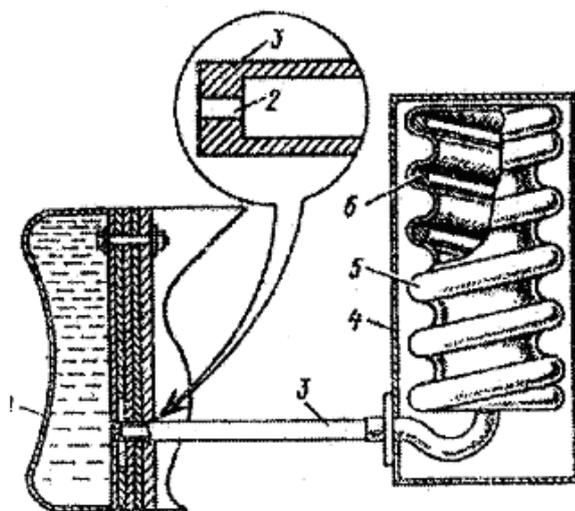


Рис. 1.9. Конструкция гидравлического бампера с системой «самовосстановления»:
 1 – эластичный бампер, наполненный жидкостью;
 2 – дроссельное отверстие в штоке; 3 – полый шток;
 4 – силовая конструкция кузова; 5 – сиффон;
 6 – сжимающая пружина, внутри сиффона

На рис.1.10 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 упираются пружины. Назначение последних – смягчить удар, если подушки потеряют герметичность [16].

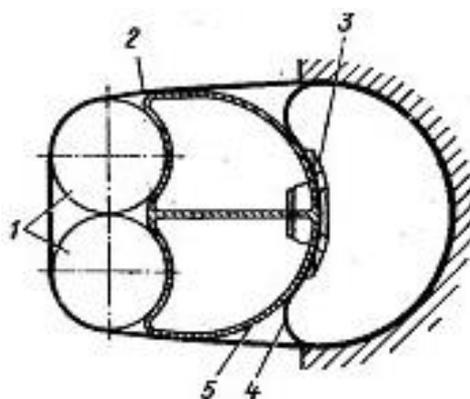


Рис. 1.10. Конструктивная схема пневматического безопасного бампера

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 отличающиеся 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.

1.2. 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. 1.11), 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.

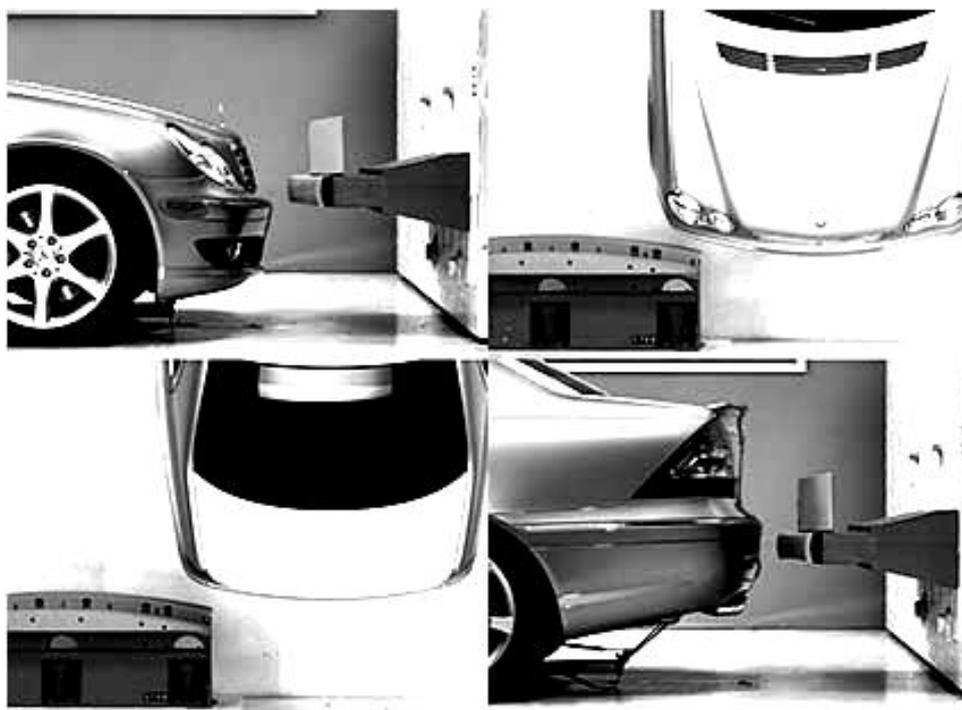


Рис. 1.11. Комплекс испытаний бамперов автомобилей

Барьер состоит из набора (пакета) стальных пластин толщиной 12,5 мм собранных вместе (рис. 1.12); стального ограничителя, установленного на верхней поверхности пакета пластин и смещенного относительно его фронтальной стороны на 25 мм (рис. 1.13). 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. 1.14).

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].

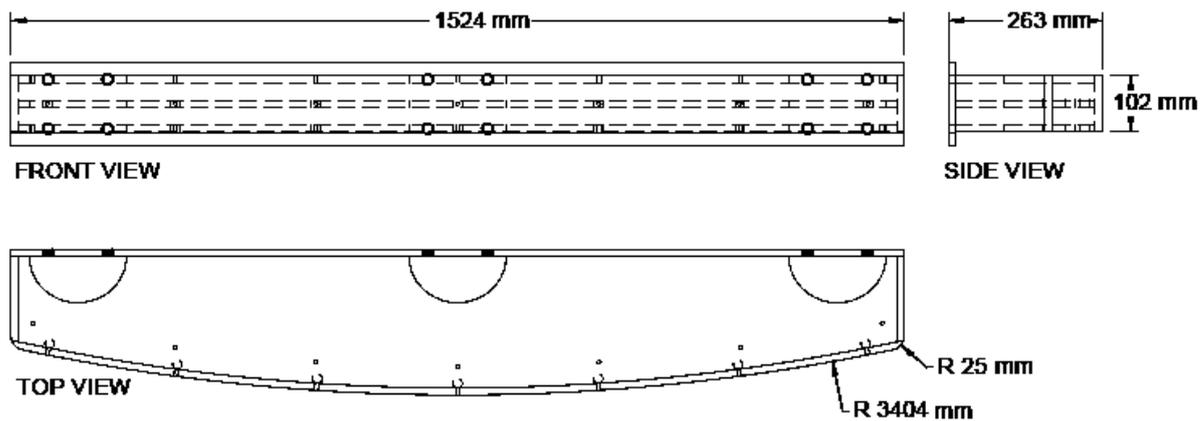


Рис. 1.12. Конструкция пакета пластин барьера

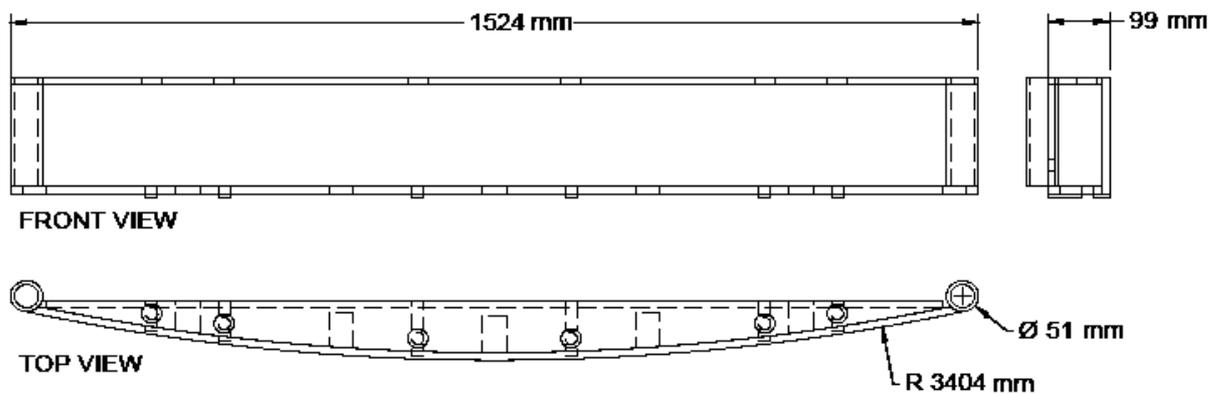


Рис. 1.13. Конструкция ограничителя барьера

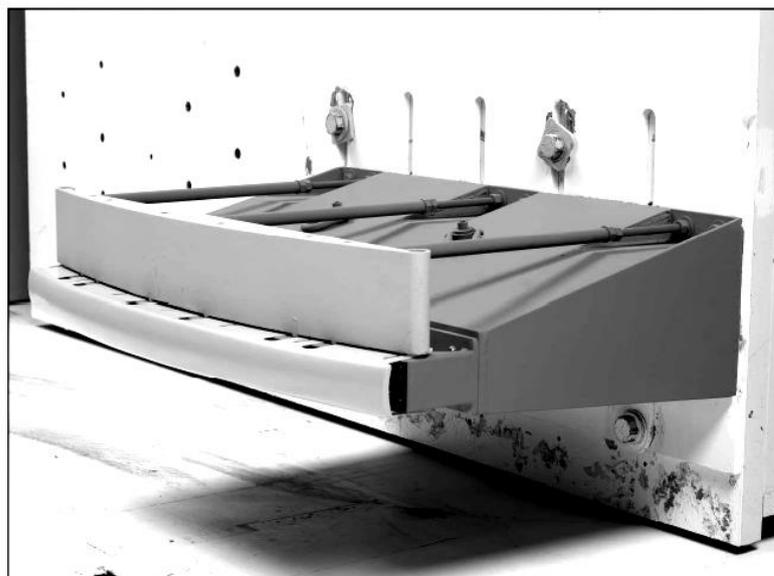


Рис. 1.11. Общий вид закрепленного барьера

В зависимости от затрат, необходимых для ремонта и замены поврежденных деталей, каждое ТС попадает в определенную категорию: «хороший», «приемлемый», «крайний» и «плохой» (табл. 1.1).

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 1 . 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

Данные, полученные после обработки результатов, а также оценки ТС [88] являются общедоступными (табл. 1.2).

Т а б л и ц а 1 . 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
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
----------------------------	--------	--------	--------	--------	--------	--------

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.

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.

1.3. 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 θ_a ;
 - вероятность выбрасывания человека из автотранспортного средства $P_{Эч}$.
- Перегрузки человека $N_{ч}$ и автомобиля N_a изменяются в процессе ДТП:

$$N_{ч(a)}=f(t), \quad (1.1)$$

где t – время процесса столкновения.

Деформации автомобиля возникают и изменяются в процессе ДТП, $\theta_a = f(t)$ и оцениваются значением θ_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 ω_a и изменения поступательной Δv_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 $\theta_{a \text{ max}}$, среднеинтегральная перегрузка автомобиля N_a и изменение скорости движения автомобиля при столкновении Δv_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 Δv_a , N_a и $\theta_{a \text{ max}}$ 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:

$$\Delta v = v_a = \sqrt{2E_a/m_a}, \quad (1.2)$$

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:

$$N_a = \frac{v_a^2}{2g\theta_{a\max}} = \frac{v_a^2}{2gK_y\theta_{a\text{ост}}}, \quad (1.3)$$

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:

$$K_y = \theta_{a\max}/\theta_{a\text{ост}}. \quad (1.4)$$

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:

$$K_{уд} = \frac{(v_2' - v_1')}{(v_1 - v_2)}, \quad (1.5)$$

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]:

$$\theta_a = K_a F_a^{n_a}, \quad (1.6)$$

где θ_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]:

$$\theta_{a \max} = E_a K_a^{1/n_a} \left((n_a + 1)/n_a \right)^{n_a/1+n_a}. \quad (1.7)$$

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 $L_{\text{п}}$, 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:

$$\theta_{a \max} = S_{\text{п}} + S_{\text{с}}, \quad (1.8)$$

где $S_{\text{п}}$ – возможная деформация передней части автомобиля, м;
 $S_{\text{с}}$ – деформации салона, м.

Деформация S_{Π} 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:

$$K_s = \theta_{a \max} / S_{\Pi}. \quad (1.9)$$

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_{Π} , можно вычислить значение безопасной длины передней части автомобиля:

$$L_{\Pi. \text{без}} = (1,11 \dots 1,18) \theta_{a \text{ без. max}} + L_{\text{ж}}, \quad (1.10)$$

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 θ_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.1.3 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 1 . 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 ²	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

О к о н ч а н и е т а б л . 1 . 3

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: 13,2...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. 1.15 показаны зависимости между скоростью автомобиля «Польский Фиат 125В», деформацией Δ (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].

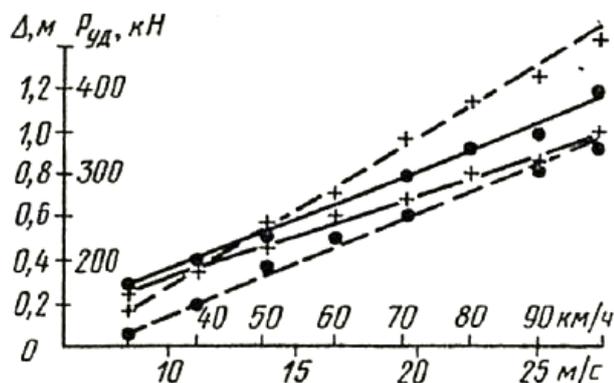


Рис. 1.12. Зависимости деформации кузова и силы удара от скорости автомобиля

Из рис. 1.15 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].

1.1. 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. 1.16).

При изгибе величина статической деформации δ_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:

$$\delta_c = f_{c \max} = \frac{Q \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J}, \quad (1.11)$$

где E – модуль упругости 1-го рода, Па;

J – осевой момент инерции сечения, м⁴;

- статическое напряжение:

$$p_c = \sigma_{c \max} = \frac{Q \cdot l}{4 \cdot W}, \quad (1.12)$$

где W – осевой момент сопротивления сечения, м³;

- потенциальная энергия деформации:

$$U_c = \frac{Q \cdot f_{c \max}}{2} = \frac{Q^2 \cdot l^3}{96 \cdot E \cdot J}. \quad (1.13)$$

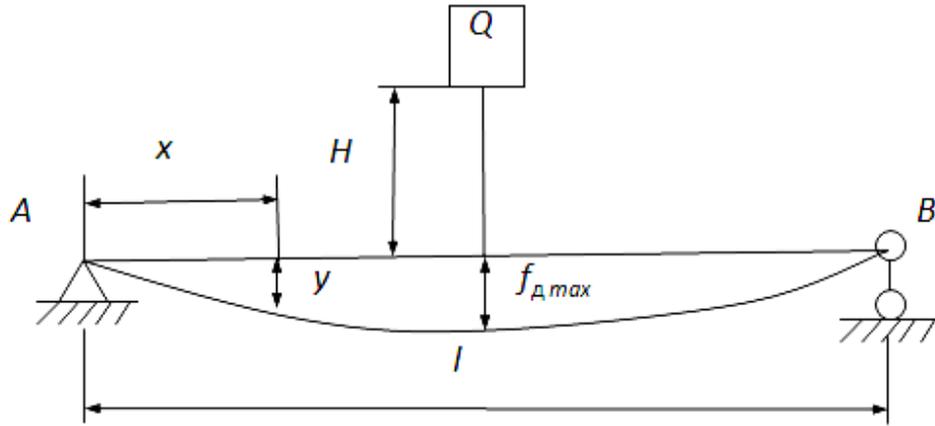


Рис. 1.16. Расчетная схема бампера

Для определения величин динамической деформации δ_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 (δ_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 δ_c , определяется по формуле

$$K_d = \sqrt{\frac{2 \cdot H}{\delta_c}} = \sqrt{\frac{T_0}{U_c}}, \quad (1.14)$$

где T_0 – энергия ударяющего тела, Дж.

Приближенные формулы для вычисления $f_{d \max}$ и $\delta_{d \max}$ в случае удара балки на двух опорах (рис. 1.16) получают такой вид:

$$f_{d \max} = f_{c \max} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{U_c}} = \frac{Q \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J} \cdot \sqrt{\frac{96 \cdot T_0 \cdot E \cdot J}{Q^2 \cdot l^3}} = \sqrt{\frac{T_0 \cdot l^3}{24 \cdot E \cdot J}}, \quad (1.15)$$

и

$$\sigma_{д \max} = K_{д} \cdot \sigma_{с \max} = \frac{Q \cdot l}{4 \cdot W} \cdot \sqrt{\frac{96 \cdot T_0 \cdot E \cdot J}{Q^2 \cdot l^3}} = \sqrt{\frac{6 \cdot T_0 \cdot E \cdot J}{W^2 \cdot l}}. \quad (1.16)$$

Представив энергию ударяющего тела в виде:

$$T_0 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2, \quad (1.17)$$

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:

$$v = \sqrt{\frac{48 \cdot E \cdot J \cdot f_{д \max}^2}{m \cdot l^3}}. \quad (1.18)$$

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:

$$E \cdot J = \frac{m \cdot v^2 \cdot l^3}{48 \cdot f_{д \max}^2}. \quad (1.19)$$

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. 1.17).

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:

$$T = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{\sigma^2 \cdot F \cdot l}{2 \cdot E}, \quad (1.20)$$

где m – масса тела, действующего на стержень I, кг;

v – скорость в начальный момент удара, м/с;

σ – наибольшее напряжение в стержне, Па;

F – площадь поперечного сечения, м²;

l – длина стержня, м;

E – модуль упругости 1-го рода, Па.

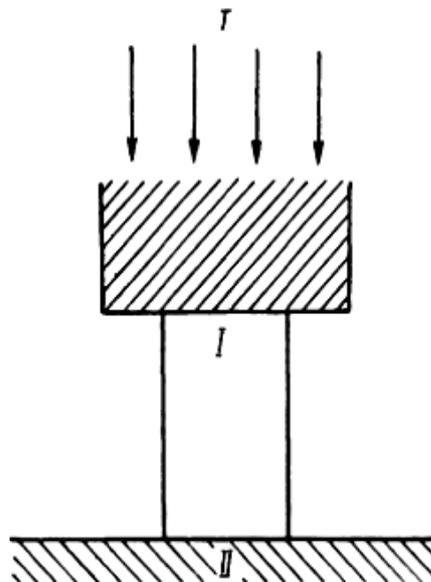


Рис. 1.17. К продольному удару о стержень

Работой силы тяжести mg , производимой при смещении верхнего конца стержня, пренебрегаем.

Отсюда при известном значении T можно найти напряжение σ . Если принять в равенстве (1.20) $\sigma = \sigma_e$, где σ_e – предел упругости, можно найти предельное значение работы, поглощаемой стержнем, без появления остаточных деформаций:

$$T_{\max} = \frac{\sigma_e^2 \cdot F \cdot l}{2 \cdot E}. \quad (1.21)$$

Рассмотрим продольный удар упругого стержня, движущегося со скоростью v , о неподвижную упругую плиту, масса которой значительно превышает массу стержня (рис. 1.18).

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.

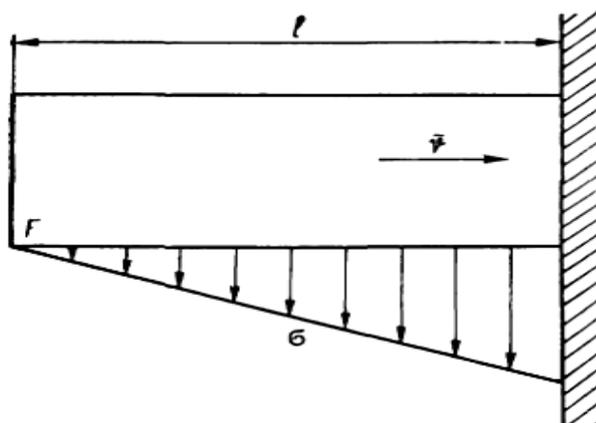


Рис. 1.18. Продольный удар стержня о плиту

Аппроксимируем распределение напряжений в стержне линейной функцией:

$$\sigma_x = \sigma \cdot \frac{x}{l}, \quad (1.22)$$

где x – координата, величина которой отсчитывается от свободного конца стержня, м;

σ – напряжение в ударяющем конце стержня, Па.

Тогда работа деформации элемента стержня dx выражается формулой:

$$dA = \frac{\sigma^2}{2 \cdot l^2} \cdot F \cdot \frac{x^2 \cdot dx}{E}, \quad (1.23)$$

а полная работа деформации – формулой:

$$A = \frac{\sigma^2 \cdot F \cdot l}{6 \cdot E}. \quad (1.24)$$

Эта работа вызывает изменение кинетической энергии стержня от начального значения до нуля в момент наибольшего сжатия.

Находим

$$\frac{\sigma^2 \cdot F \cdot l}{6 \cdot E} = \frac{m \cdot v^2}{2}. \quad (1.25)$$

Здесь

$$\sigma = v \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot m \cdot E}{F \cdot l}} = v \cdot \sqrt{3 \cdot \rho \cdot E}, \quad (1.26)$$

где ρ – плотность материала стержня, кг/м³.

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 (1.26) вместо σ предел упругости σ_e , получаем

$$v_{\max} = \frac{\sigma_e}{\sqrt{3 \cdot \rho \cdot E}}. \quad (1.27)$$

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.

1. Принимается статическая аппроксимация процесса аварийного нагружения.

2. 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. 1.19.

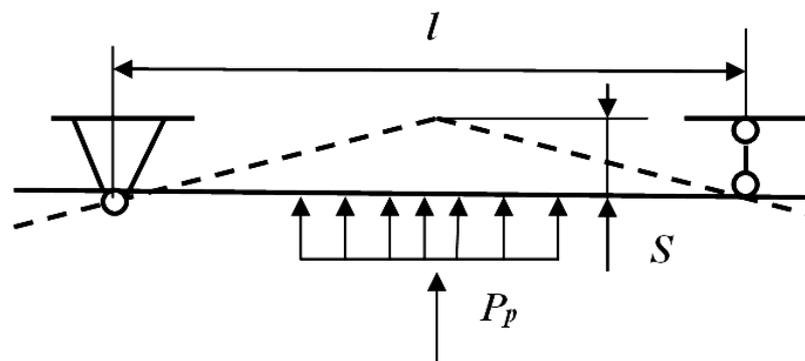


Рис. 1.19. Расчетная схема и механизм разрушения бампера

Разрушающая нагрузка, которую может выдержать бампер, определяется по формулам:

$$P'_p = 4 \cdot W_{пл} \cdot \sigma_T / l; \quad P''_p = 8 \cdot W_{пл} \cdot \sigma_T / l, \quad (1.28)$$

где l – длина бампера между опорами, м;

$W_{пл}$ – пластический момент сопротивления сечения, м³;

σ_T – предел текучести материала, МПа.

В выражениях (1.28) 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:

$$v_a = \sqrt{2 \cdot P_{pi} \cdot S / m_a}. \quad (1.29)$$

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:

$$W_{пл} = m_a \cdot v_a^2 \cdot l / 8 \cdot \sigma_T \cdot S_{доп}. \quad (1.30)$$

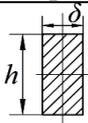
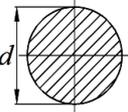
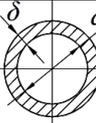
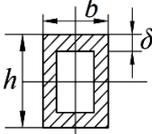
От $W_{пл}$ можно перейти к размерам сечения B , h , d и δ при известных зависимостях, приведенных в таблице 1.1.

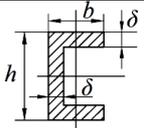
Принимая определенную форму сечения и задаваясь одним или двумя размерами, можно определить оставшийся размер сечения. Этот же принцип сохраняется при проектировании других элементов и узлов, определяющих пассивную безопасность автомобиля [41].

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 1 . 4

Характеристики сечений

Форма	$W_{пл}$
	$\frac{1}{4}bh^2$
	$\frac{1}{6}d^3$
	$\frac{1}{6}d^3 \left[1 - \left(1 - \frac{2\delta}{d} \right)^3 \right]$
	$b\delta(h - \delta) + \frac{1}{2}\delta(h - 2\delta)^2$

	$\frac{1}{2}bh\delta$
---	-----------------------

1.2. 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 σ_T , пределы прочности σ_B , интенсивности деформаций ε_{iT} и ε_{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 ε – условные напряжения σ [75],

которые затем пересчитываются в обобщённые координаты: интенсивность деформаций ε_1 – интенсивность напряжений σ_1 [34]. Такая типичная диаграмма изображена на рис. 1.20 и характеризуется тремя участками:

1) упругий участок ОА: $0 \leq \varepsilon_i \leq \varepsilon_{iT}$, зависимость между интенсивностями напряжений и деформаций описывается законом Гука:

$$\sigma_i(\varepsilon_i) = \frac{\sigma_T}{\varepsilon_{iT}} \varepsilon_i; \quad (1.31)$$

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:

$$\sigma_i(\varepsilon_i) = \sigma_T \left(\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_{iT}} \right)^m; \quad (1.32)$$

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.

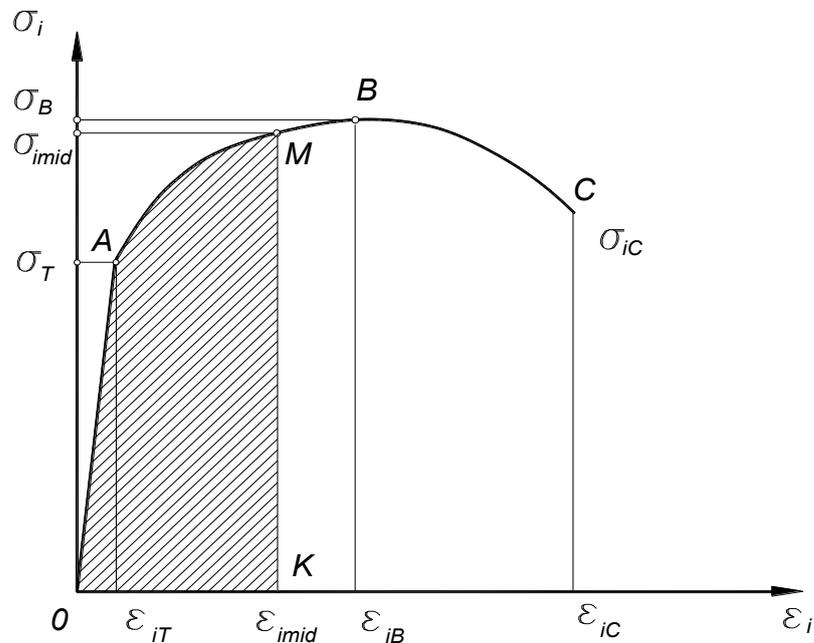


Рис. 1.20. Типичная диаграмма растяжения образца из малоуглеродистой стали

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 ε_i , которая характеризует удельную энергоемкость материала во всем диапазоне возможных деформаций вплоть до полного разрушения (см. рис. 1.20).

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 ε_{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. 1.20), 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, характеризуемых восходящим участком AB диаграммы (см. рис. 1.20), 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:

$$\varepsilon_{imid} = \frac{1}{2}(\varepsilon_{iT} + \varepsilon_{iB}). \quad (1.33)$$

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 σ_{imid} , а осредненная удельная работа деформаций определяется площадью заштрихованной фигуры $OAMK$ (см. рис.1.20). С учетом зависимостей (1.31), (1.32) и (1.33) расчетная осредненная удельная работа деформаций для какой-либо j -й поврежденной детали определяется по формуле

$$w_j = \sigma_T \left[\frac{\varepsilon_{iT}}{2} + \frac{(\varepsilon_{iT} + \varepsilon_{iB})^{m+1} - \varepsilon_{iT}^{m+1}}{2\varepsilon_{iT}^m(m+1)} \right]. \quad (1.34)$$

Непосредственными замерах поврежденных деталей автомобилей определяется объем V_{defj} каждой j -й поврежденной детали и ее работа деформаций:

$$w_{defj} = w_j V_{defj}, \quad (1.35)$$

а работу деформаций каждого автомобиля, участвовавшего в столкновении, можно найти по формуле

$$W_{def} = \sum_{j=1}^n w_{defj}, \quad (1.36)$$

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 *VA3-2101*. 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. 1.21–1.23.

Левая передняя балка (рис. 1.21) 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:

$$V_{def} = 2\delta(b + h)l = 2 \cdot 2(150 + 110)100 = 104000 \text{ мм}^3.$$

С использованием формулы (1.36) 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. 1.22) в поперечном сечении представляет собой швеллер со скругленными углами высотой $h=160$ мм, шириной $b = 77$ мм и толщиной стенки и полок, равной $\delta = 7$ мм. Длина l зоны интенсивных деформаций, прилегающих к надрезу, равна 500 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:

$$w_{def} = 7400 \text{ Дж.}$$

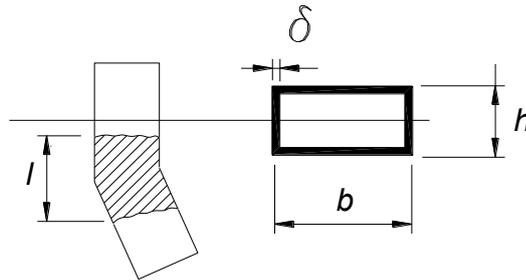


Рис. 1.21. Эскиз поврежденных элементов конструкций автомобилей (заштрихованы зоны интенсивных деформаций): коробчатая конструкция левой передней балки

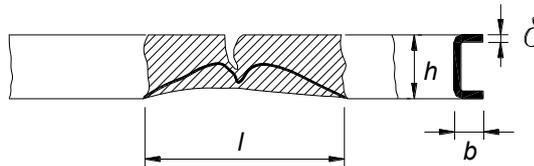


Рис. 1.22. Эскиз поврежденных элементов конструкций автомобилей (заштрихованы зоны интенсивных деформаций): магниевый гаситель ударов бампера

Стальная основа бампера (рис. 1.23) представляет собой пластину толщиной $\delta=2$ мм. Площадь деформированной части этой детали определяется размерами $h=300$ мм и $l=500$ мм, а ее объем определяется по формуле

$$V_{def} = \delta lh = 2 \cdot 500 \cdot 300 = 300000 \text{ мм}^3,$$

а работа деформаций:

$$w_{def} = 5100 \text{ Дж.}$$

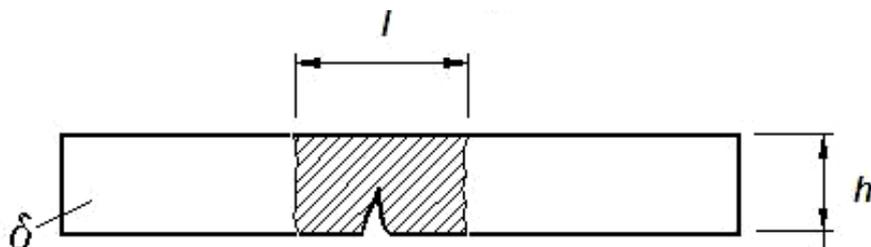


Рис. 1.23. Эскиз поврежденных элементов конструкций автомобиля (заштрихованы зоны интенсивных деформаций): стальная основа бампера

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 транспортных средств можно привести к энергетически эквивалентному абсолютно упругому удару.

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.

1.6. 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. 1.21.

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. 1.25).

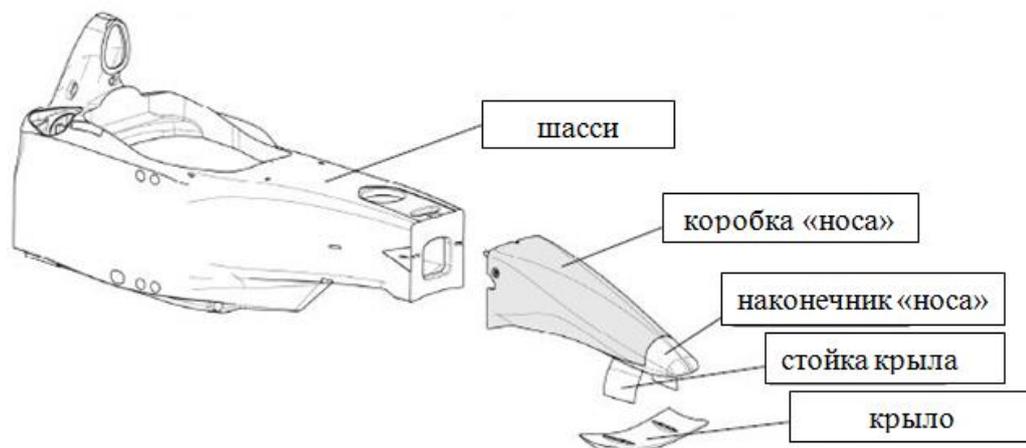


Рис. 1.21. Основные конструктивные элементы передней части болида

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.



Рис. 1.22. Испытательная установка болида на лобовое столкновение

Конечно-элементная модель передней части конструкции болида состоит из коробки «носа», наконечника «носа», стойки крыла и самого крыла (рис. 1.26).

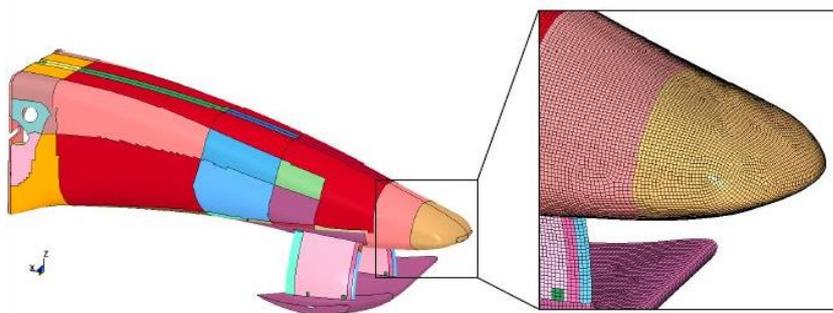


Рис. 1.26. Модель передней части *F1*, реализованная в программе *LS-DYNA*

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. 1.27.

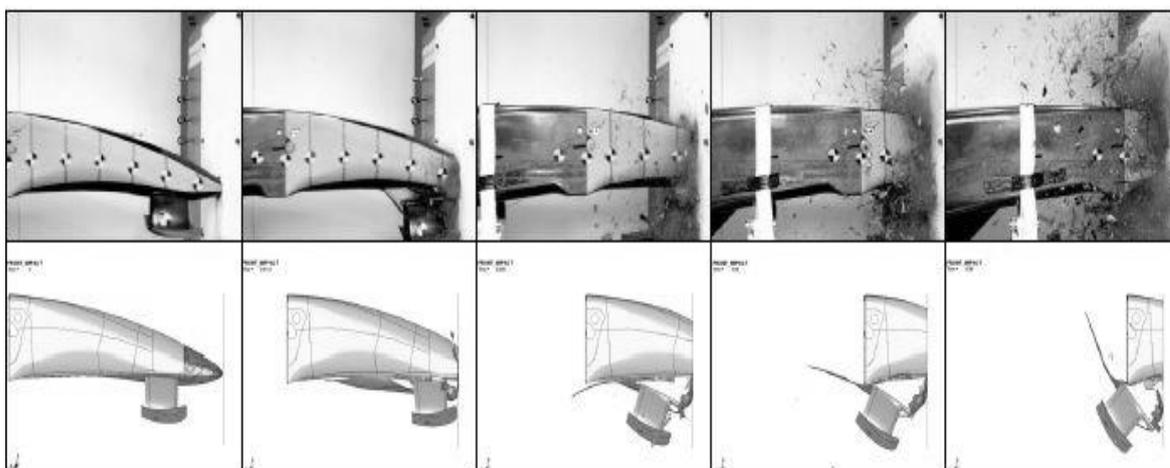


Рис. 1.27. Изображения высокоскоростной съёмки испытания в сравнении с результатами моделирования

Представленное сравнение демонстрирует хорошую совместимость результатов. На рис. 1.28 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.1.29 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.

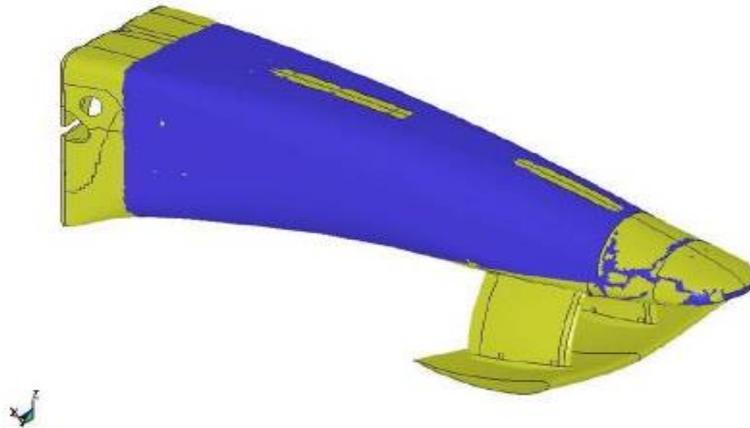


Рис. 1.28. Иллюстрация разрушенных элементов, которые должны сломаться (изображены тёмным цветом)

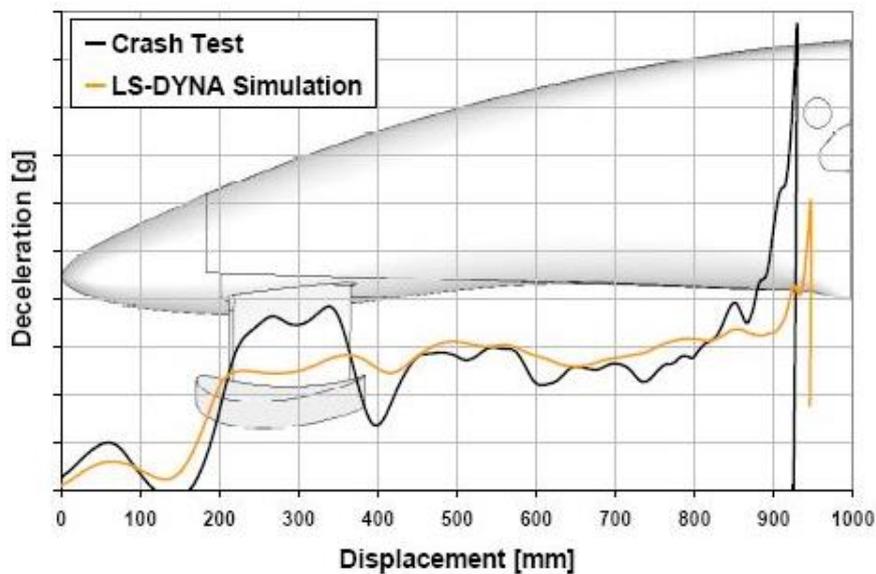


Рис. 1.29. Сравнительная зависимость замедление – перемещение между экспериментом и симуляцией на основе *LS-DYNA*

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].

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. 1.30–1.31) [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 натурных краш-тестов.

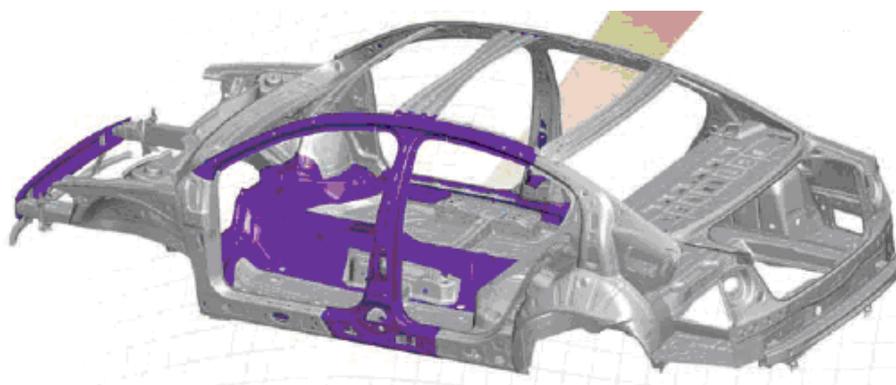


Рис. 1.30. Анализ конструкции автомобиля на надёжность элементов конструкции

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.



Рис. 1.31. Сравнительный анализ разрушений автомобиля, выполненный компанией Volkswagen

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. 1.32 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. 1.32. Расчётная и фактическая деформации автомобиля Додж Неон

Тем же *NCAS* был всесторонне исследован МКЭ-аналог пикапа Шевроле С-1500, показанный на рис. 1.33.

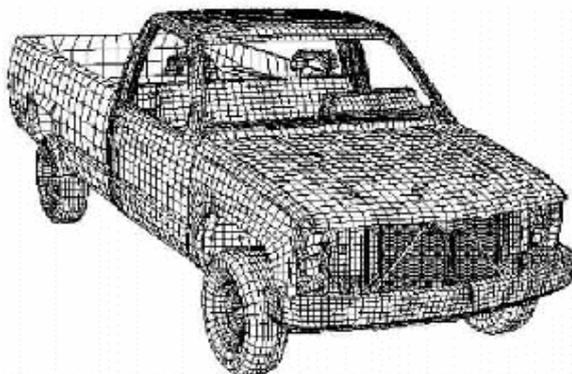


Рис. 1.33. МКЭ-аналог пикапа Шевроле С-1500

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. 1.34 показано сопоставление кадров видеосъёмки с расчётными результатами на виде сверху. Видно, что результат расчёта хорошо согласуется с фактическим движением пикапа.

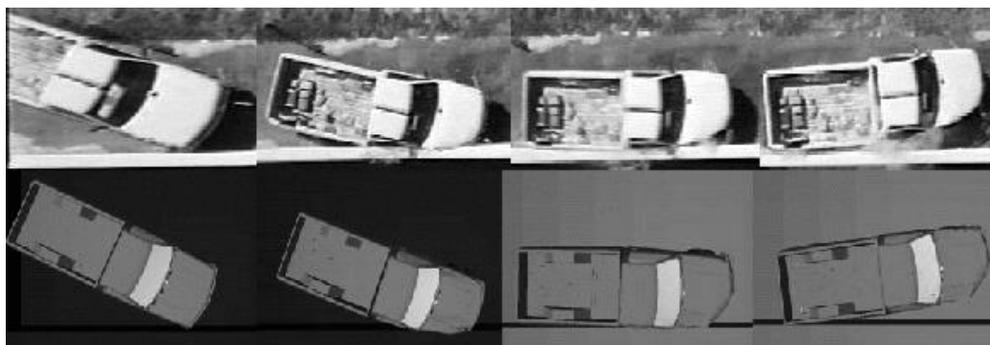


Рис. 1.31. Сравнение фактического (вверху) и расчётного (внизу) движения пикапа при скользящем ударе

Для полноты сведений на рис. 1.35 показано сопоставление кадров видеосъёмки с расчётными результатами на виде спереди [43].

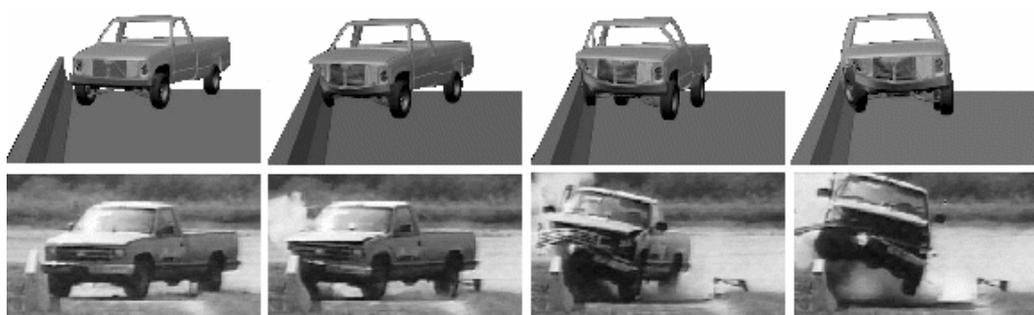


Рис. 1.32. Сравнение расчётного (вверху) и фактического (внизу) движения пикапа при скользящем ударе

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.

1.7. Основные положения метода конечных элементов

Метод конечных элементов в настоящее время является стандартом при решении задач механики твердого 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. 1.36, 1.37), или же быть математической абстракцией, как элементы стержней, балок, пластин или оболочек (рис. 1.38).

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.

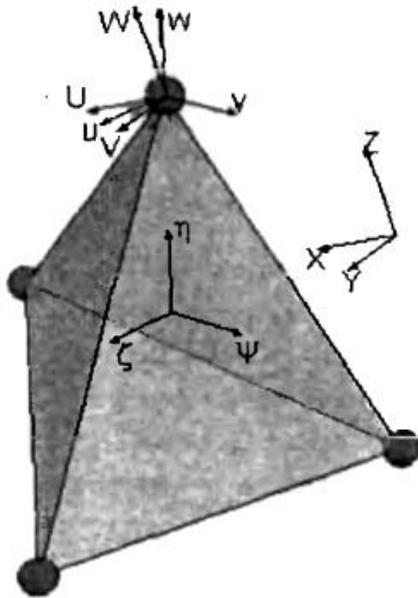


Рис. 1.36. Объемный линейный конечный элемент

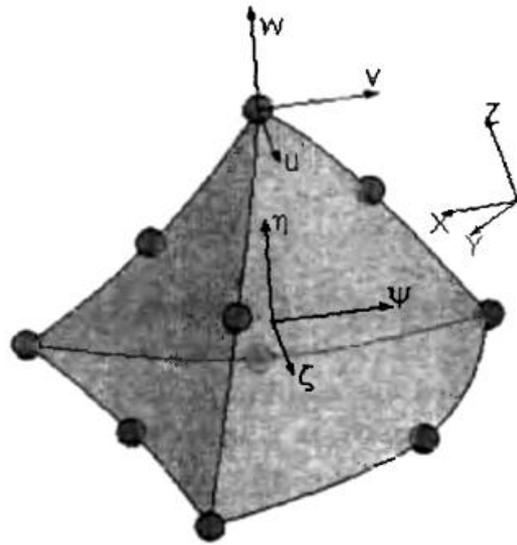


Рис. 1.37. Объемный параболический конечный элемент

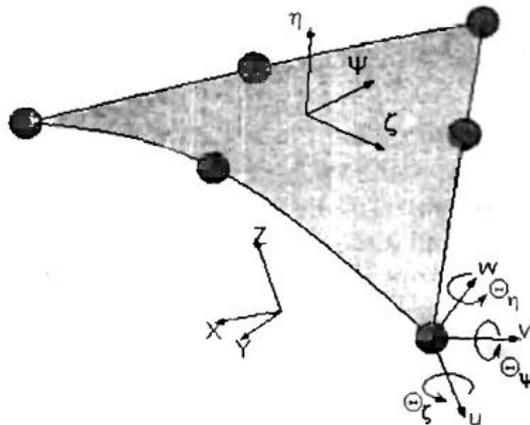


Рис. 1.38. Параболический конечный элемент поверхности

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:

$$\Delta = N \cdot \{\Delta\}. \quad (1.37)$$

Для пространственной задачи:

$$\{\Delta\} = [u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, \dots, u_k, v_k, w_k]^T, \quad (1.38)$$

где k – число узлов конечного элемента;

T – обозначает операцию транспонирования матрицы.

Поле деформаций ε выражается через степени свободы $\{\Delta\}$ посредством дифференцирования поля перемещений (а фактически интерполяционных функций) согласно соотношениям, собранным в матрицу $[D]$ и связывающим деформации с перемещениями:

$$\varepsilon = [D] \cdot \{\Delta\}. \quad (1.39)$$

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:

$$\sigma = [E] \cdot \varepsilon, \quad (1.40)$$

а затем и между напряжениями и степенями свободы в узлах:

$$\sigma = [E] \cdot [D] \cdot \{\Delta\}. \quad (1.41)$$

Формулируются выражения для сил $\{F\}$, действующих в вершинах элемента, в зависимости от поля напряжений σ , для чего используется матрица преобразования напряжений в узловые силы $[A]$:

$$\{F\} = [A] \cdot \{\sigma\}. \quad (1.42)$$

Связываются выражения для узловых сил и перемещений в узлах:

$$\{F\} = [k] \cdot \{\Delta\}, \quad (1.43)$$

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:

$$[k] = [D]^T \cdot [E] \cdot [D]. \quad (1.44)$$

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:

$$[k] = \left[\int_V [D]^T [E] \cdot [D] dx dy dz \right]. \quad (1.45)$$

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 ξ, ψ, η , причем координаты изменяются в интервале $[-1, +1]$. При этом выражение для элементарного объема приобретает вид:

$$dx dy dz = |J| d\xi d\psi d\eta, \quad (1.46)$$

где $|J|$ – определитель матрицы Якоби, или якобиан преобразования.

Тогда:

$$[k] = \left[\int_{-1}^{+1} \int_{-1}^{+1} \int_{-1}^{+1} [D]^T [E] [D] \det[J] d\xi d\psi d\eta \right]. \quad (1.47)$$

Аналитический расчет интегралов в выражении для матрицы жесткости невозможен даже для треугольников с криволинейными сторонами. Поэтому прибегают к численному интегрированию. Оно заключается в замене интеграла суммой произведений подынтегральных 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 всём 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 гидрогазодинамике 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 металла; 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 θ_{amax} , среднеинтегральная перегрузка автомобиля N_a и изменение скорости движения автомобиля при столкновении Δv_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.

1. 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.

2. 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.

2. 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. 2.1).

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.

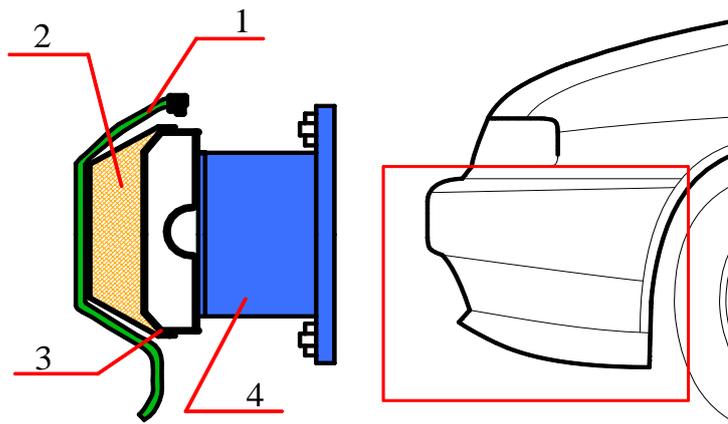


Рис. 2.1. Основные части бампера автомобиля:
 1 – наружная пластиковая оболочка (полипропилен);
 2 – энергопоглощающий наполнитель; 3 – балка (усилитель); 4 – кронштейн

В инженерной практике основными механическими характеристиками металлов обычно считают предел текучести, предел прочности и относительное поперечное сужение, отвечающее моменту разрушения. 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. 2.2).

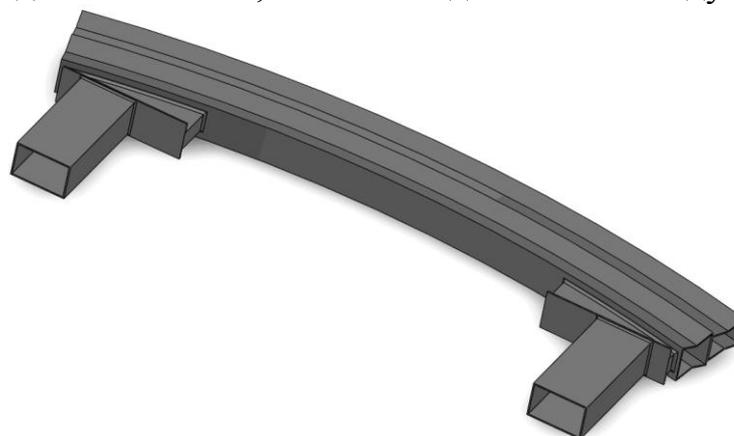


Рис. 2.2. Общий вид сборки

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. 2.3.

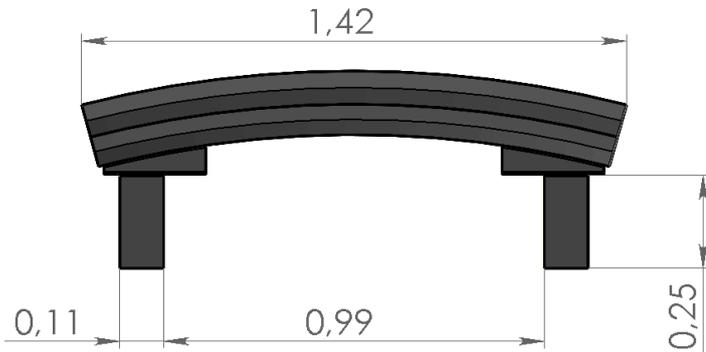


Рис. 2.3. Основные параметры системы бампера (значения размеров приведены в метрах)

Профильная длина усилителя бампера составляет 175 мм, толщина стенки первой секции составляет 2,9 мм, второй – 2,4 мм (рис. 2.4).

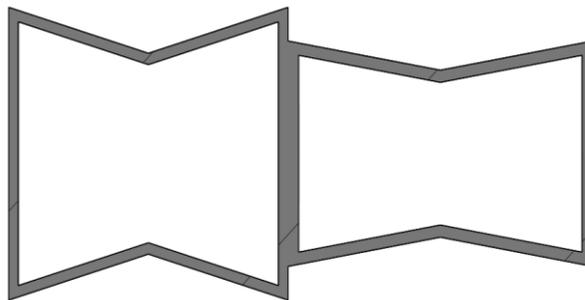


Рис. 2.1. Общий вид профиля усилителя бампера:
1 секция – справа; 2 секция – слева

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. 2.5).

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.

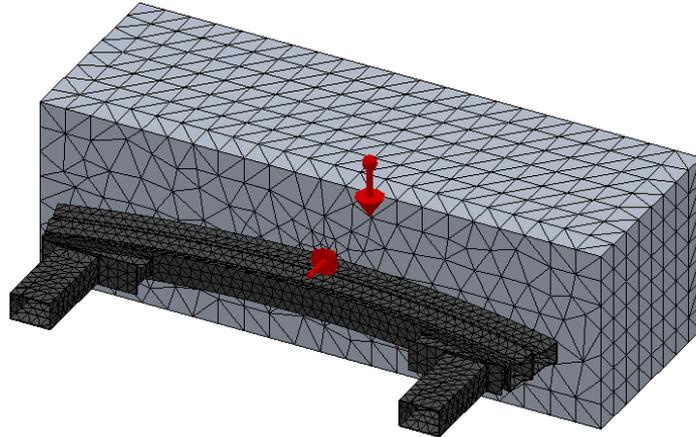


Рис. 2.2. Модель столкновения системы бампера с жестким барьером с нанесенной на объекты сеткой. Стрелками показаны направления векторов скорости и ускорения свободного падения

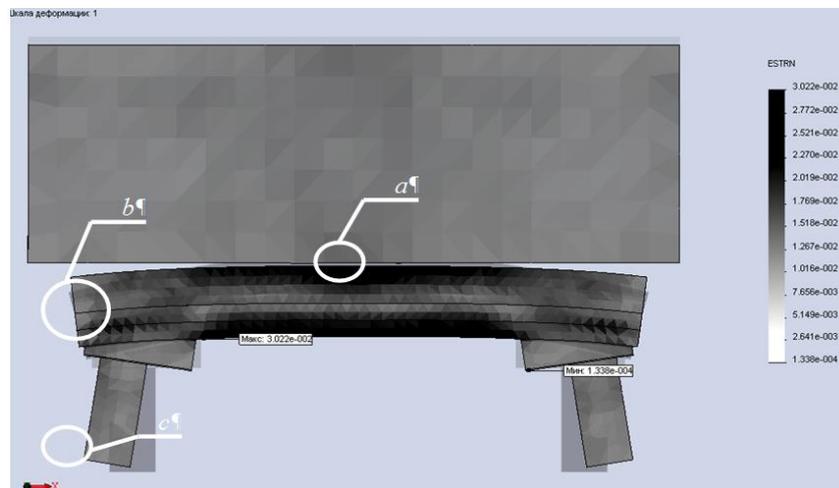


Рис. 2.6. Вид эпюры эквивалентных деформаций с указанием максимальных и минимальных значений

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. 2.6 (серым цветом показано расположение объектов до взаимодействия). Скорость в момент удара составляла 100 км/ч.

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 напряжения 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. 2.7).

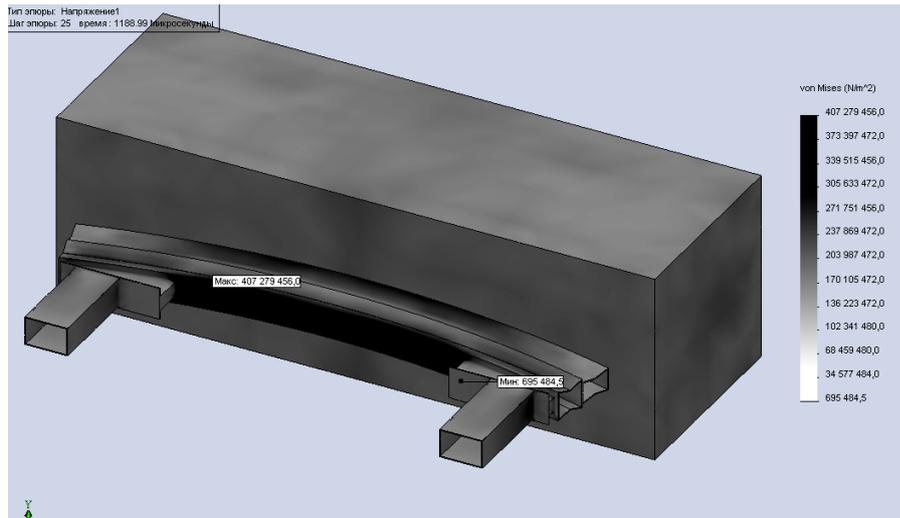


Рис. 2.7. Эпюра эквивалентных напряжений по Мизесу

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.

2.1. 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. 2.1.

Таблица 2.1

Результаты испытания системы бампера в интервале скоростей 0–16 км/ч

Скорость столкновения, v		Деформации			Эквивалентные напряжения по Мизесу σ , МПа	
км/ч	м/с	зона a , Δ_a , мм	зона b , Δ_b , мм	зона c , Δ_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. 2.8) 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].

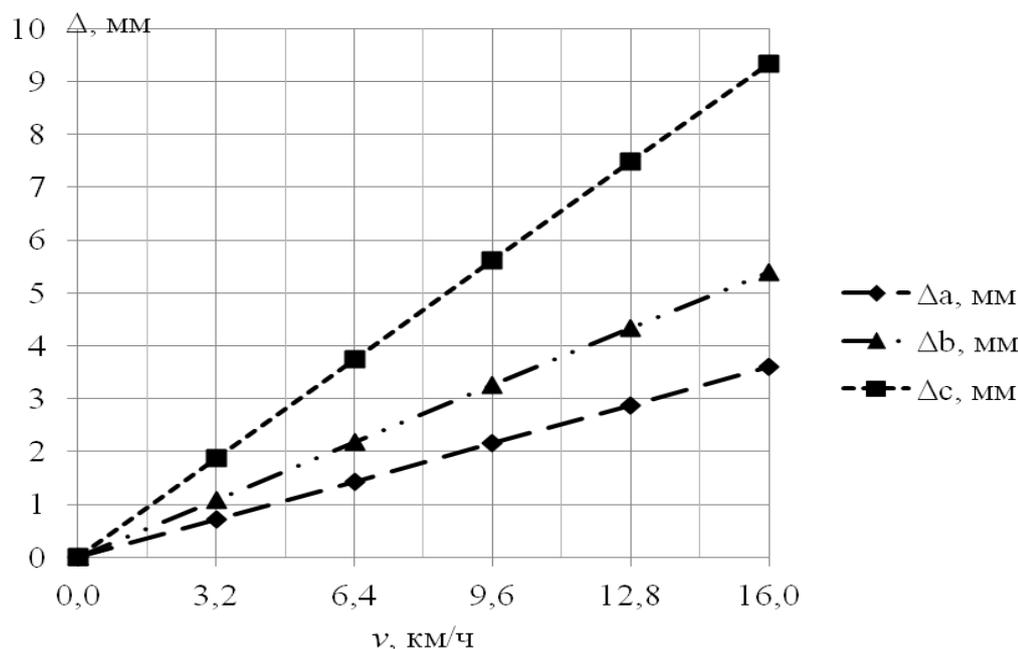


Рис. 2.8. Характер зависимости деформации в зонах a , b и c от скорости столкновения

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 Δ_a в месте контакта происходит прогиб концов усилителя бампера в направлении удара, достигая максимального значения Δ_b . Обе секции усилителя деформируются как одно целое;
- 3) далее наблюдается выворачивание продольных балок – достижение деформации Δ_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. 2.1). 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:

$$\Delta_a(v) = a + b \cdot \frac{v}{v_{\text{баз}}}, \quad (2.1)$$

где коэффициенты $a = -0,0006$; $b = 3,5976$.

Ввиду малости значения коэффициента a окончательное уравнение примет вид:

$$\Delta_a(v) = k_1 \cdot v, \quad (2.2)$$

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:

$$\Delta_b(\Delta_a) = a_1 + b_1 \cdot \Delta_a, \quad (2.3)$$

где коэффициенты $a_1 = 0,0073$; $b_1 = 1,5016$;

$$\Delta_c(\Delta_b) = a_2 + b_2 \cdot \Delta_b, \quad (2.4)$$

где коэффициенты $a_2 = -0,0055$; $b_2 = 1,7270$;

или

$$\Delta_b(v) = k_2 \cdot v, \quad (2.5)$$

$$\Delta_c(v) = k_3 \cdot v, \quad (2.6)$$

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. 2.5) была модифицирована. Результаты имитации столкновения системы бампера с жестким барьером на скорости 100 км/ч представлены на рис. 2.9. 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.

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. 2.2.

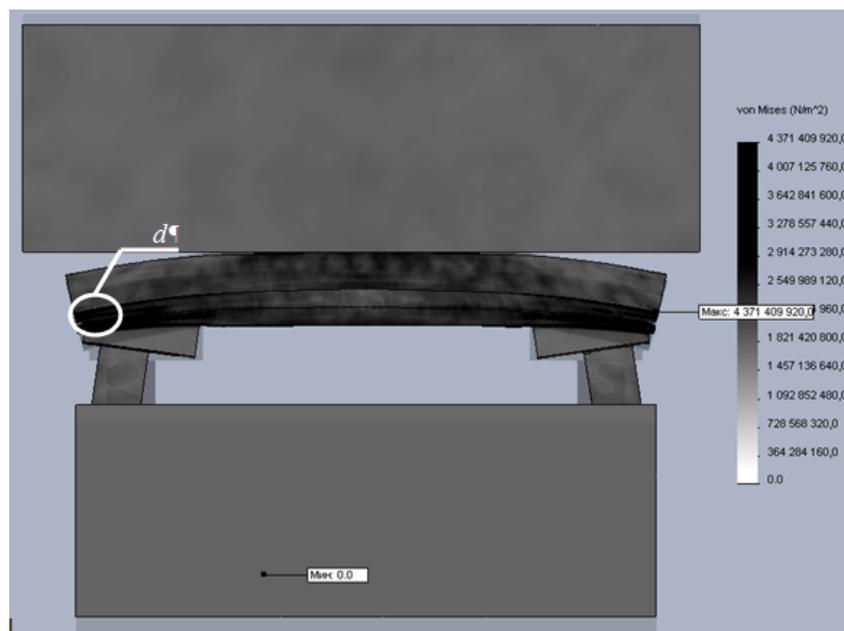


Рис. 2.9. Особенности распределения напряжений с учетом воздействия автомобиля

Т а б л и ц а 2 . 2

Результаты испытания модифицированной системы бампера
в интервале скоростей 0–16 км/ч

Скорость столкновения, v		Деформации			Эквивалентные напряжения по Мизесу σ , МПа	
км/ч	м/с	зона a , Δ_a , мм	зона b , Δ_b , мм	зона c , Δ_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. 2.10. 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*:

$$\Delta'_a(v) = k'_1 \cdot v, \quad (2.7)$$

$$\Delta'_b(v) = k'_2 \cdot v, \quad (2.8)$$

$$\Delta'_c(v) = k'_3 \cdot v, \quad (2.9)$$

где коэффициенты $k^l_1 = 0,83$; $k^l_2 = 2,23$; $k^l_3 = 2,60$.

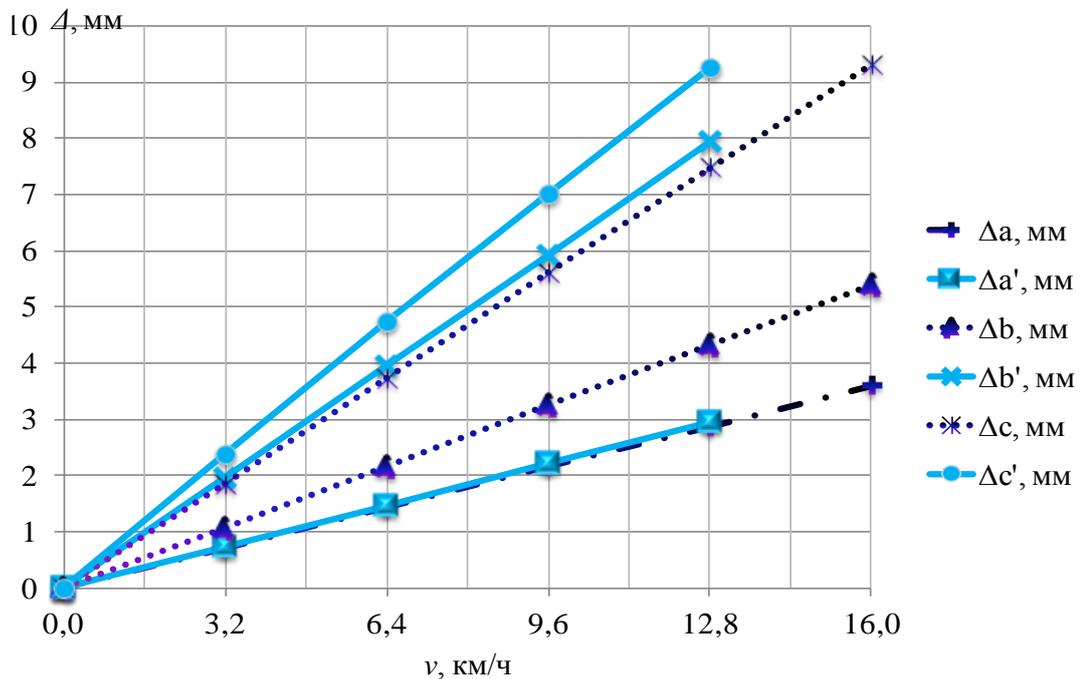


Рис. 2.10. Сравнительный вид распределения деформаций

Благодаря данным, полученным в ходе виртуальных испытаний (табл. 2.2), 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:

$$\frac{v}{v_{\text{баз}}} = a + b \cdot \Delta_b + c \cdot \Delta_c, \quad (2.10)$$

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:

$$v = b' \cdot \Delta_b + c' \cdot \Delta_c, \quad (2.11)$$

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.

2.2. Влияние изменения толщины профиля усилителя бампера на деформирование его конструкции

Проанализируем влияние изменения толщины профиля усилителя бампера (см. рис. 2.4) на распределение деформаций в его конструкции. Выбранные для рассмотрения толщины секций усилителя бампера представлены в сводной табл. 2.3.

Т а б л и ц а 2.3

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. 2.9). 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. 2.4 и на рис. 2.11, 2.12.

Приведенные данные распределения максимальных значений эквивалентных напряжений (см. табл. 2.4) 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).

Т а б л и ц а 2 . 4

Распределение максимальных значений эквивалентных напряжений в конструкции в зависимости от изменения толщины секции усилителя

Скорость столкновения, км/ч	Эквивалентные напряжения по Мизесу σ_{\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	–	–	–	–	–

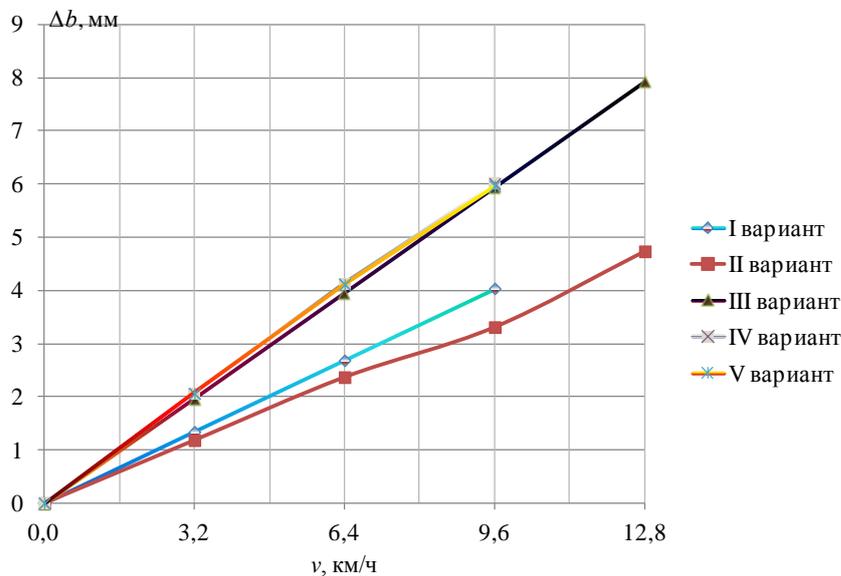


Рис. 2.11. Распределение деформаций в зоне b в зависимости от изменения толщины секции усилителя

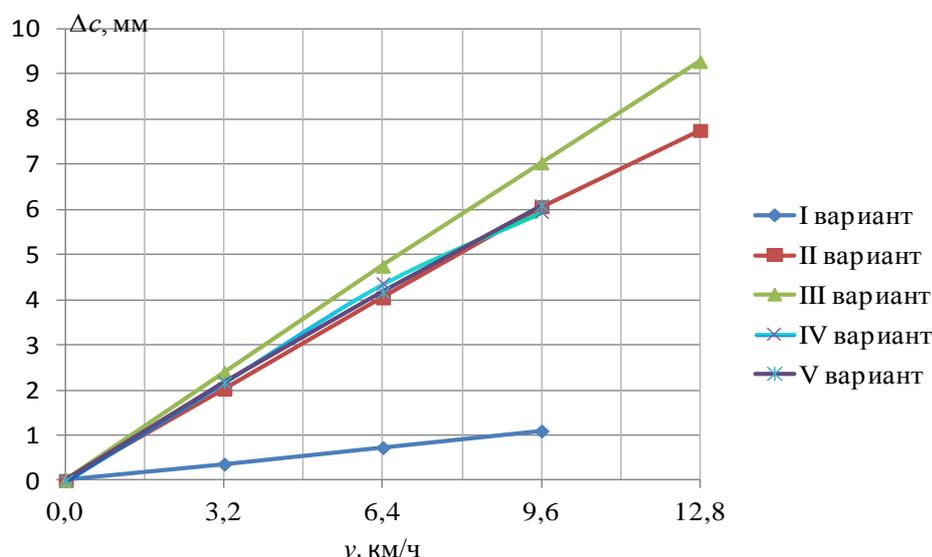


Рис. 2.12. Распределение деформаций в зоне *c* в зависимости от изменения толщины секции усилителя

Распределение деформаций в зонах *b* и *c* в зависимости от изменения толщины секции усилителя представлено на рис. 2.11 и 2.12. 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:

$$\Delta b(t_2) = a_1^I + b_1^I \cdot t_2 + \frac{c_1^I}{t_2}; \quad (2.12)$$

$$\Delta c(t_2) = a_2^I + b_2^I \cdot t_2 + \frac{c_2^I}{t_2}; \quad (2.13)$$

$$\Delta b(t_1) = a_1^{II} + b_1^{II} \cdot t_1 + c_1^{II} \cdot t_1^2; \quad (2.14)$$

$$\Delta c(t_1) = a_2^{\text{II}} + b_2^{\text{II}} \cdot t_1 + c_2^{\text{II}} \cdot t_1^2, \quad (2.15)$$

где t_1 и t_2 – толщина первой и второй секции усилителя соответственно, мм;

коэффициенты:

$$a_1^{\text{I}} = 0,19; b_1^{\text{I}} = 0,89; c_1^{\text{I}} = 3,77;$$

$$a_2^{\text{I}} = -1,97; b_2^{\text{I}} = 1,42; c_2^{\text{I}} = 5,61;$$

$$a_1^{\text{II}} = 6,71; b_1^{\text{II}} = -1,65; c_1^{\text{II}} = 0,26;$$

$$a_2^{\text{II}} = -15,42; b_2^{\text{II}} = 15,68; a_2^{\text{II}} = -2,92.$$

Для определения точек экстремума выражений (2.12–2.15) были найдены их производные и критические точки:

$t_2 = 2,06$ мм ≈ 2 мм, при котором деформация Δb принимает минимальные значения;

$t_2 = 1,99$ мм ≈ 2 мм, при котором деформация Δc принимает минимальные значения;

$t_1 = 3,17$ мм ≈ 3 мм, при котором деформация Δb принимает минимальные значения;

$t_1 = 2,65$ мм ≈ 3 мм, при котором деформация Δc принимает максимальные значения.

Совокупность всех данных позволяет сделать вывод о преимуществе II варианта ($t_1 = 2,2$ мм; $t_2 = 2$ 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.

2.3. 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. 2.13.

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. 2.5.

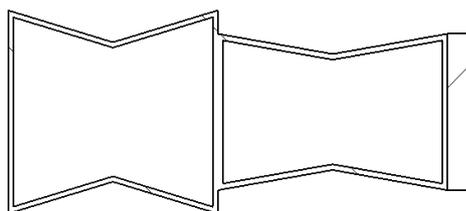


Рис. 2.13. Общий вид профиля усилителя бампера с энергопоглощающим элементом

Т а б л и ц а 2 . 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}

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.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что деформации конструкции преобладают в зоне a , где происходит сжатие и разрушение энергопоглощающего элемента (рис. 2.14). В остальных же зонах наблюдаются незначительные деформации.

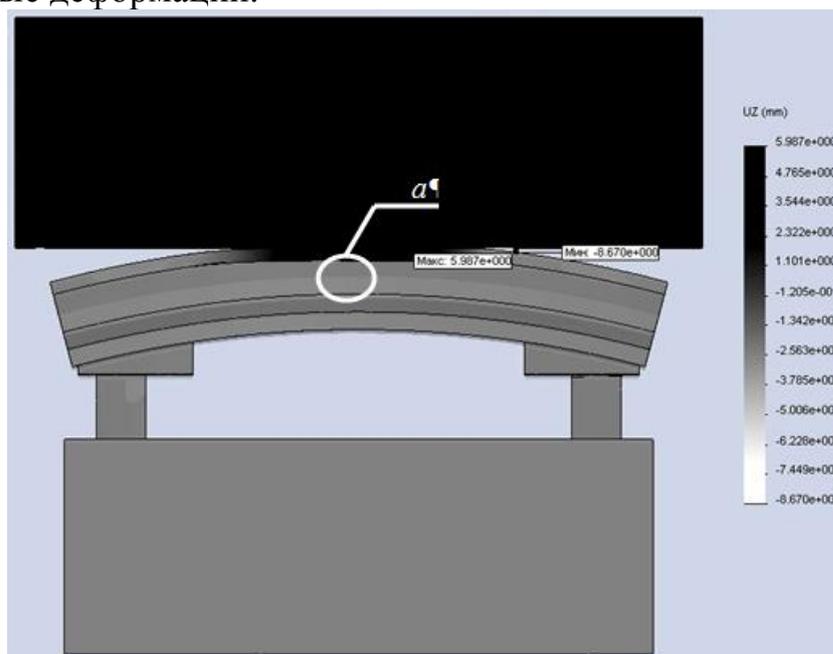


Рис. 2.14. Распределение деформаций в конструкции бампера с энергопоглощающим элементом толщиной 30 мм (скорость столкновения 22,4 км/ч)

Данные по распределению максимальных значений эквивалентных напряжений приведены в табл. 2.6. Распределение деформаций в зоне *a* в зависимости от изменения толщины энергопоглощающего элемента бампера представлено на рис. 2.15.

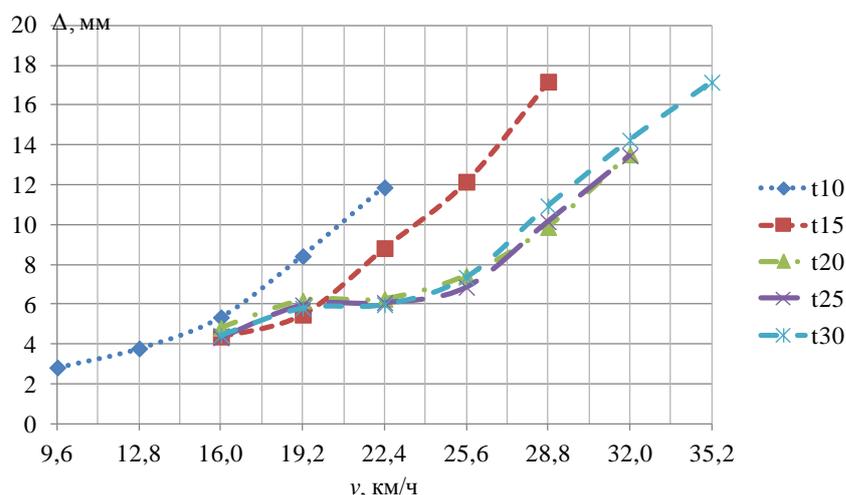


Рис. 2.15. Распределение деформаций в зоне *a* в зависимости от изменения толщины энергопоглощающего элемента бампера

Представленные данные (табл. 2.6) 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).

Таблица 2.6

Распределение максимальных значений эквивалентных напряжений в конструкции в зависимости от изменения толщины энергопоглощающего элемента бампера

Скорость столкновения, км/ч	Эквивалентные напряжения по Мизесу σ_{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:

$$\Delta(v) = a + b \cdot \frac{v}{v_{\text{баз}}} + c \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^3, \quad (2.16)$$

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:

$$\Delta(v) = a + b \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^4 + d \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^6, \quad (2.17)$$

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:

$$\Delta(v) = a + b \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right) + c \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^2 + d \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^3, \quad (2.18)$$

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:

$$\Delta(v) = 3 \cdot \frac{v}{v_{\text{баз}}} + 3 \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^3, \quad (2.19)$$

– для II варианта:

$$\Delta(v) = \frac{v}{v_{\text{баз}}} + 3 \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^3, \quad (2.20)$$

– для III варианта:

$$\Delta(v) = 7 \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^2 - 3 \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^4 + 0,5 \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^6, \quad (2.21)$$

– для IV варианта:

$$\Delta(v) = 6 \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^4 + 0,4 \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^6, \quad (2.22)$$

– для V варианта:

$$\Delta(v) = 8 \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right) - 7 \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{v}{v_{\text{баз}}} \right)^3. \quad (2.23)$$

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.

2.1. 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. 2.16. Вид сборки системы бампера с жестким препятствием при 100 % перекрытии показан на рис. 2.17.

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. 2.17). В остальных же зонах наблюдаются незначительные деформации.

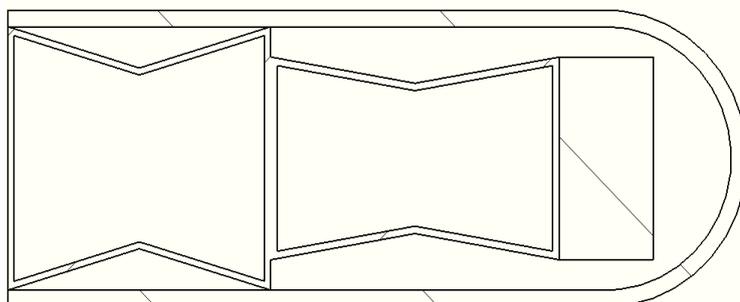


Рис. 2.16. Общий вид профиля системы бампера

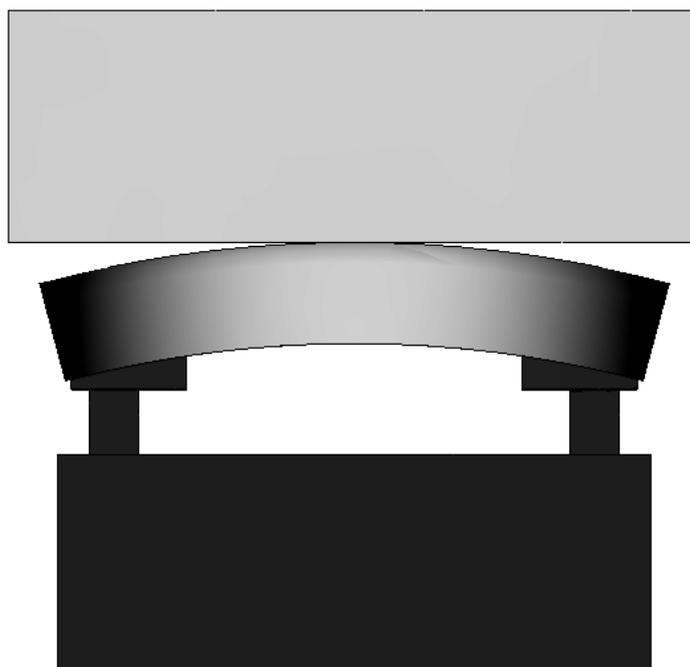


Рис. 2.17. Вид сборки системы бампера с жестким препятствием при 100 % перекрытии (цветом светлого тона показаны зоны, наиболее деформируемые при ударе)

Распределение деформаций в зоне непосредственного соприкосновения взаимодействующих объектов в зависимости от изменения перекрытия между ними представлено на рис. 2.18.

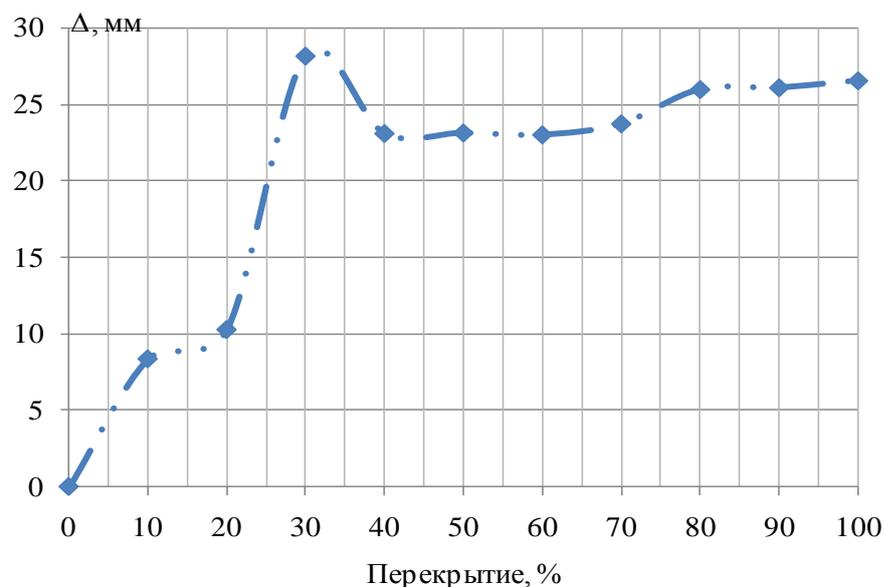


Рис. 2.18. Распределение деформаций в зависимости от изменения перекрытия между соприкасающимися объектами

Согласно полученным данным (рис. 2.18) наибольшее значение деформации конструкции наблюдается при 30 % перекрытии и составляет 28,17 мм. Вид эпюры эквивалентных деформаций конструкции показан на рис. 2.19.

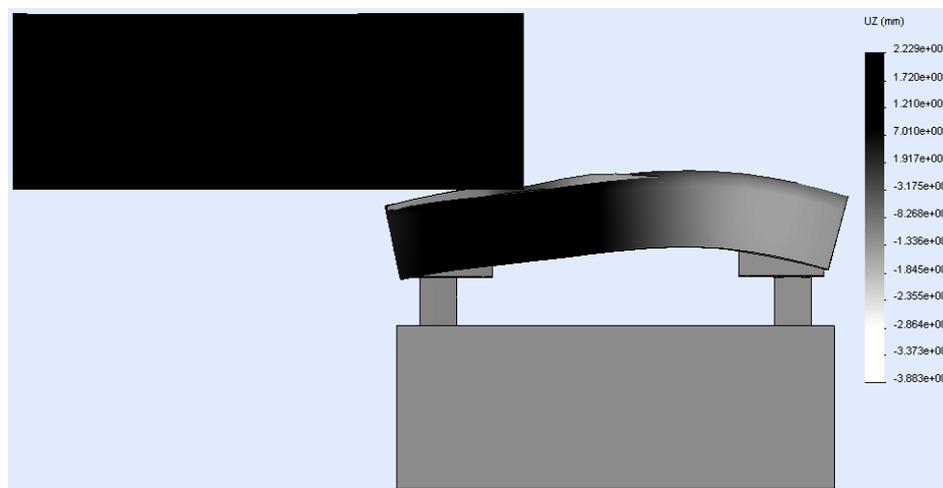


Рис. 2.19. Вид эпюры эквивалентных деформаций анализируемой сборки

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. 2.20).

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. 2.21), толщина стенки 3 мм.

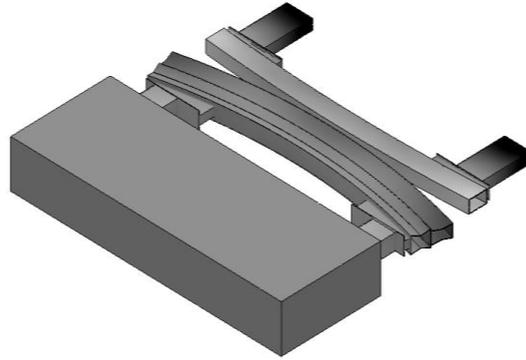


Рис. 2.20. Общий вид анализируемой сборки

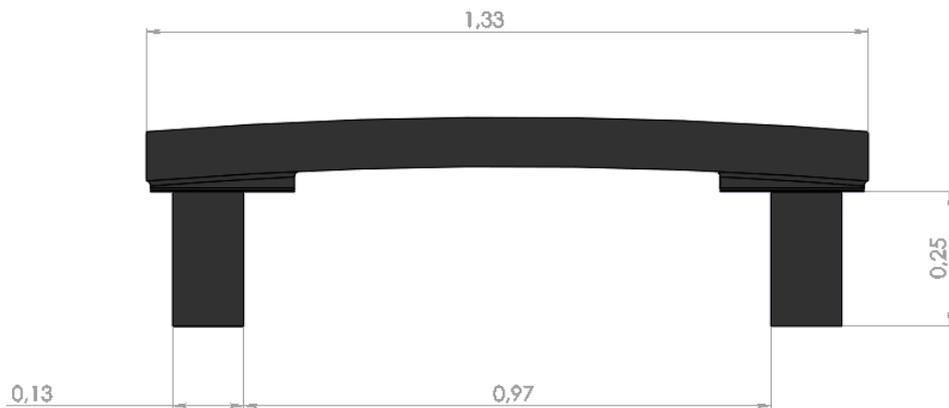


Рис. 2.21. Основные параметры 1-секционного усилителя бампера (значения размеров приведены в метрах)

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. 2.22 а);

2 вариант – когда 2-секционный усилитель располагается ниже 1-секционного (рис. 2.22 б).

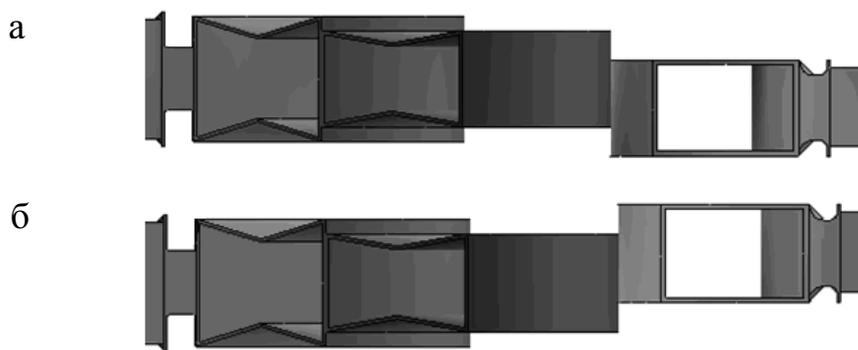


Рис. 2.22. Совмещение усилителей бамперов по высоте:
а – 1 вариант; б – 2 вариант

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. 2.23.

Результаты распределения деформаций в выявленных зонах, приведенные на рис. 2.24 (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. 2.25 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.

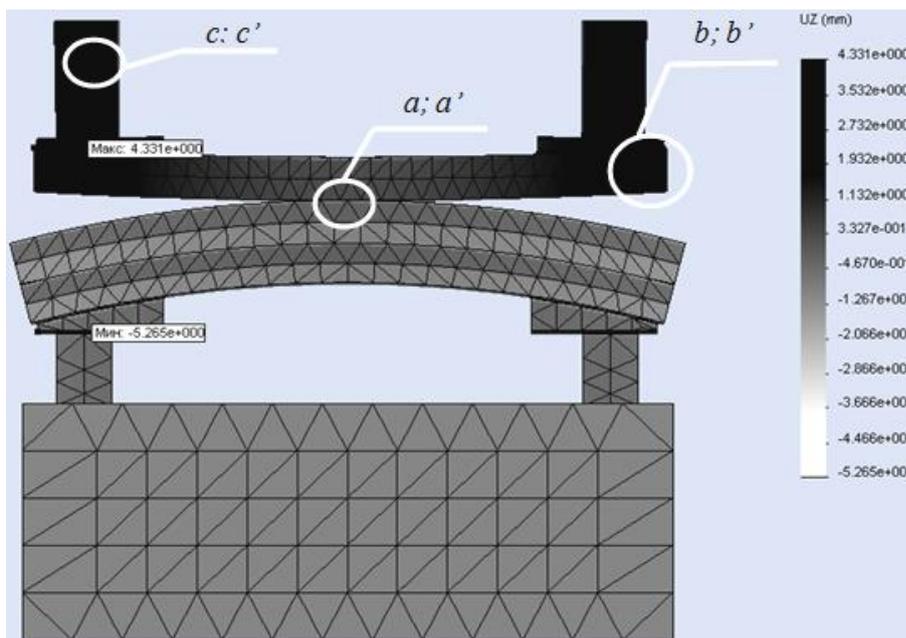


Рис. 2.23. Вид эпюры эквивалентных деформаций с указанием максимальных и минимальных значений

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. 2.26–2.29.

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;

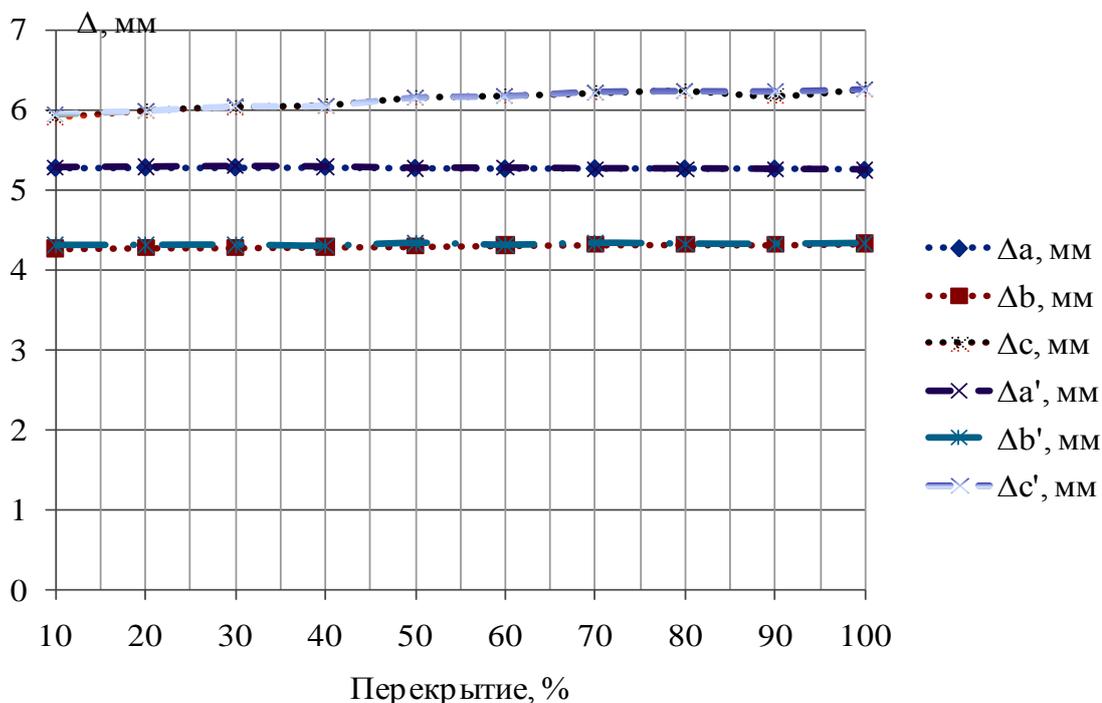


Рис. 2.24. Распределение деформаций в зависимости от степени перекрытия взаимодействующих объектов в горизонтальной плоскости

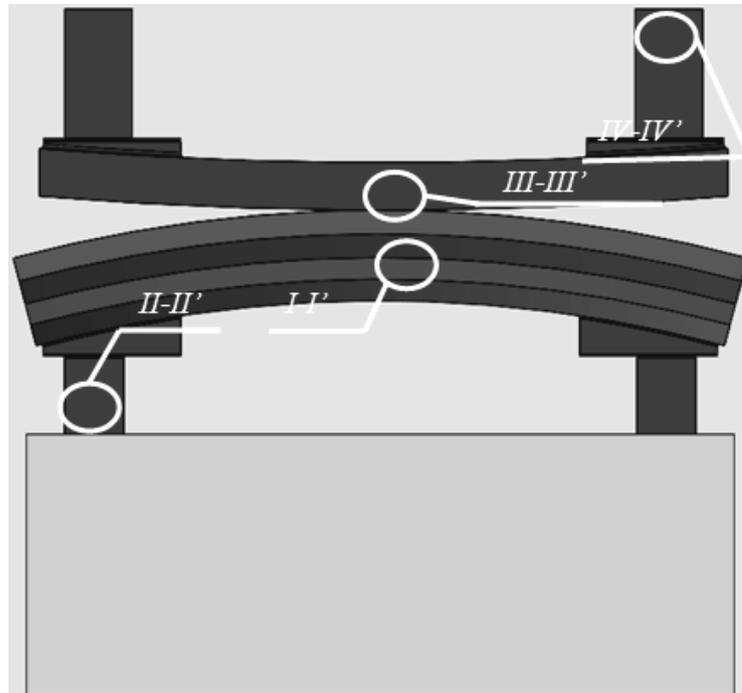


Рис. 2.25. Зоны, в которых фиксируются вертикальные составляющие деформаций конструкций

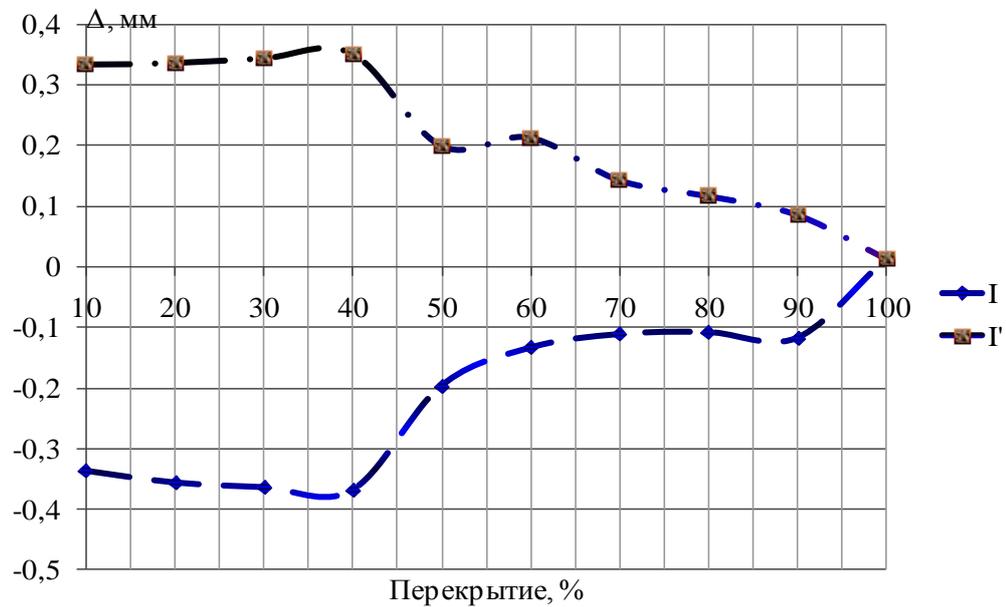


Рис. 2.26. Распределение деформаций в зависимости от степени перекрытия в зоне I-I'

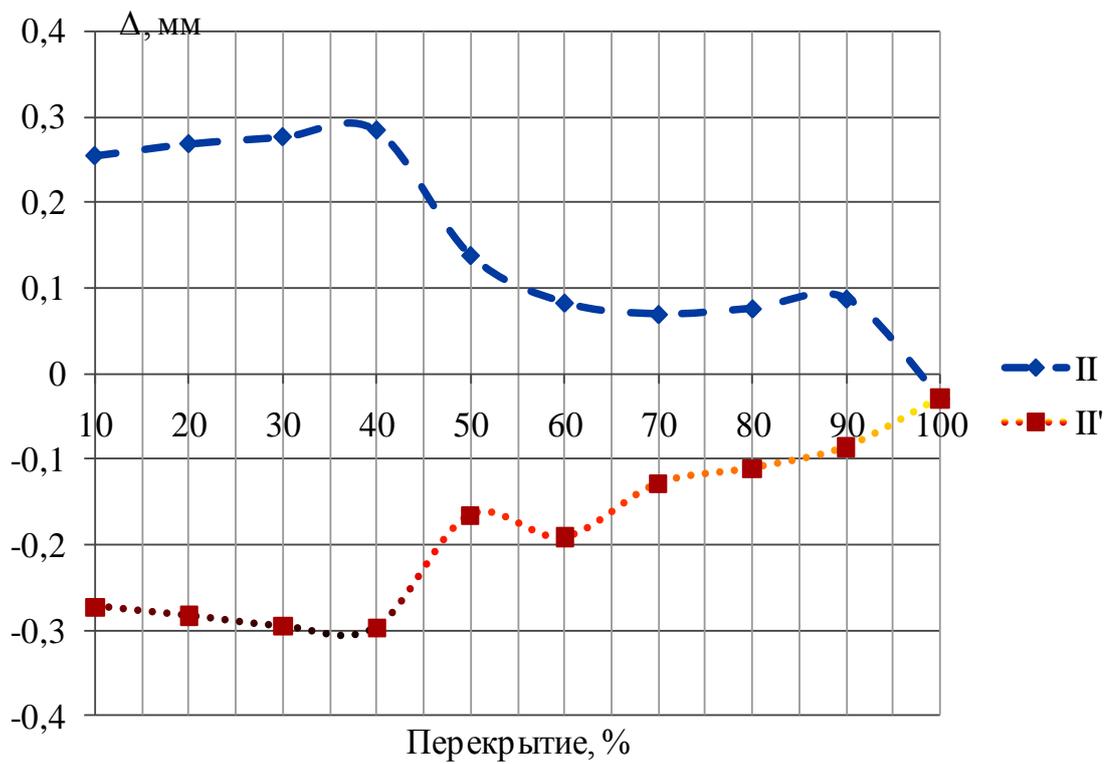


Рис. 2.27. Распределение деформаций в зависимости от степени перекрытия в зоне II-II'

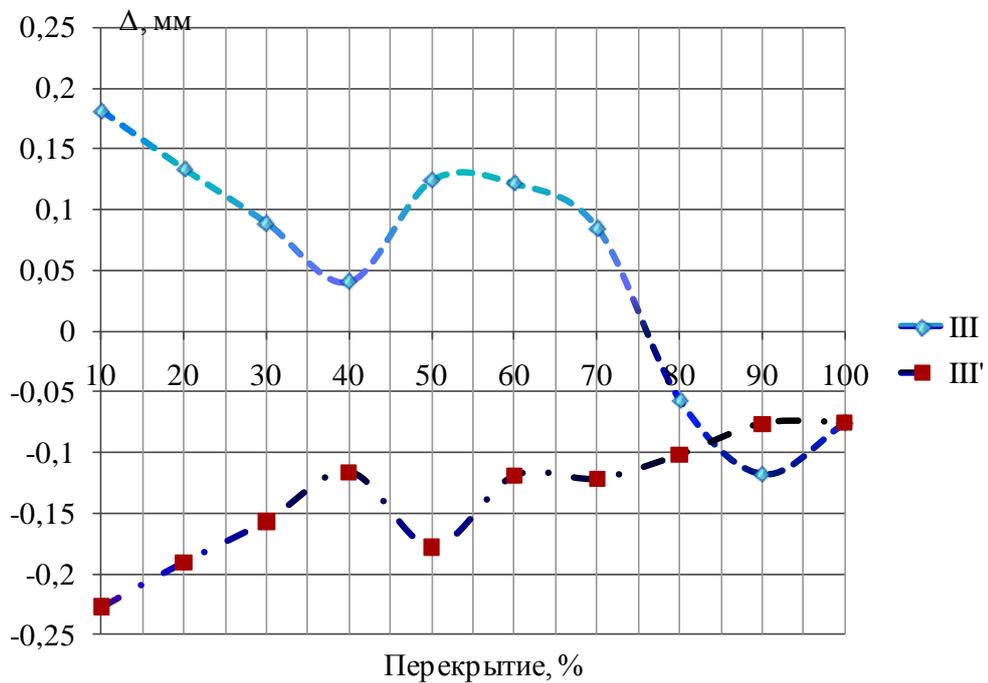


Рис. 2.28. Распределение деформаций в зависимости от степени перекрытия в зоне III-III'

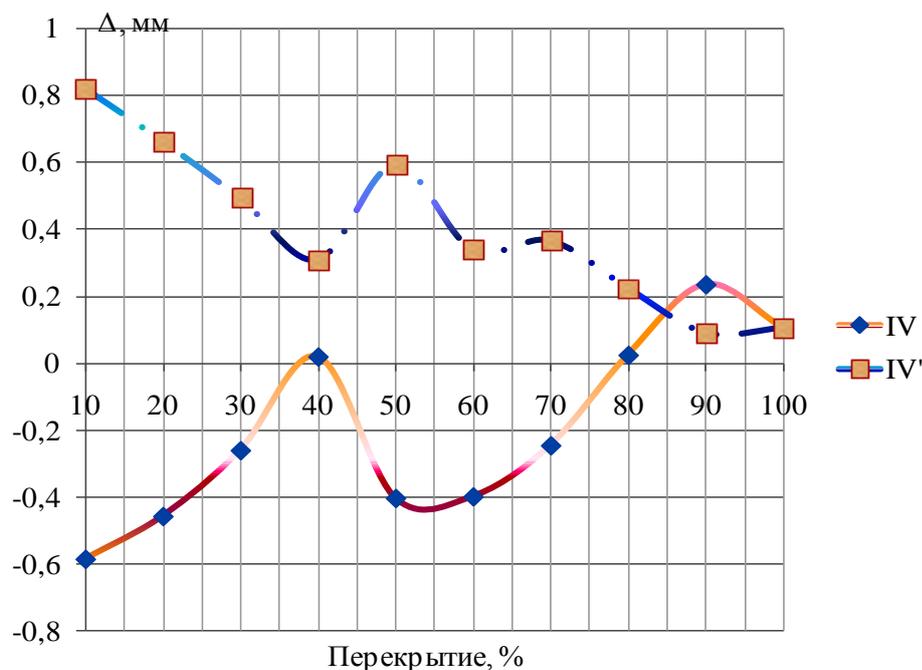


Рис. 2.29. Распределение деформаций в зависимости от степени перекрытия в зоне IV-IV'

- 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 достижением 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 объема 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. 2.30).

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*.

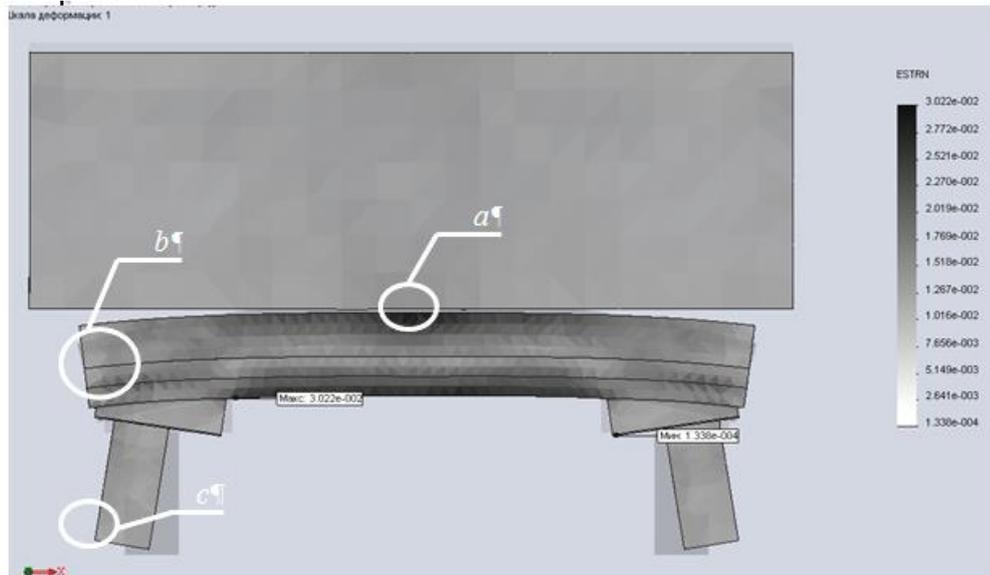


Рис. 2.30. Особенности распределения деформаций с указанием критических зон:
зона *a* – место непосредственного контакта с препятствием;
зона *b* – крайние области усилителя бампера;
зона *c* – отклонение концов продольных балок кронштейнов

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. 2.7.

Т а б л и ц а 2 . 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:

$$t_1(t_2) = a + b \cdot t_2; \quad (2.24)$$

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. 2.31 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 варианта – 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):

$$v_{\text{ст}}(\Delta a; t_1) = a + b \cdot \Delta a^2 + c \cdot \Delta a^{2,5} + d \cdot t_1^{0,5}; \quad (2.25)$$

где $v_{\text{ст}}$ – скорость столкновения, м/с;

Δa – деформация конструкции усилителя бампера в зоне a , мм;

t_1 – толщина первой секции усилителя бампера, мм;

коэффициенты: $a = -0,005478738$;

$b = 1,134886511$;

$c = -0,470256472$;

$d = 0,295673213$.

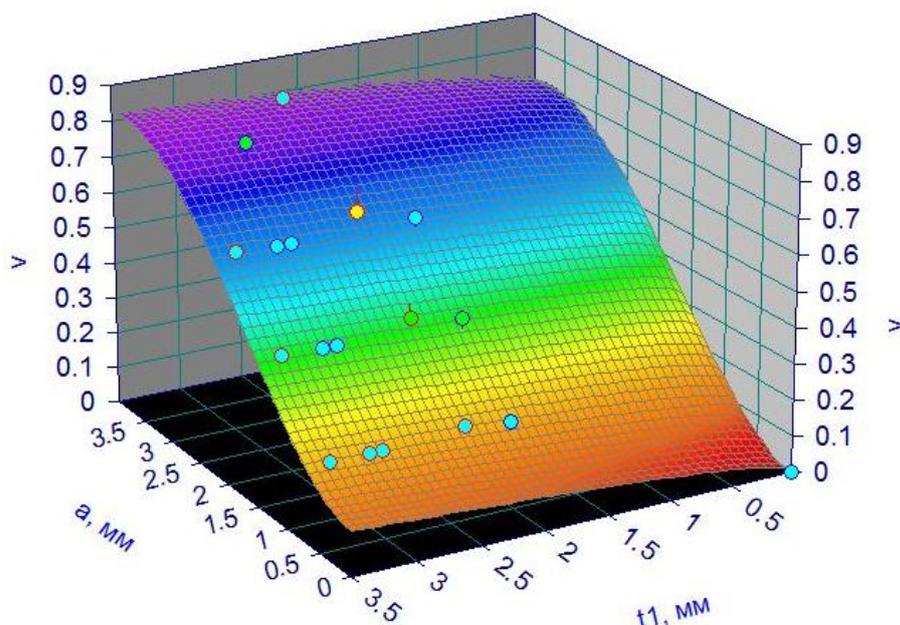


Рис. 2.31. Распределение деформаций в зоне *a* конструкции усилителя бампера

Точность полученного выражения составляет 0,98.

После некоторых преобразований выражения (2.25), окончательно получим:

$$v_{ст}(\Delta a; t_1) = 1,1 \cdot \Delta a^2 - 0,5 \cdot \Delta a^{2,5} + 0,3 \cdot t_1^{0,5}. \quad (2.26)$$

На рис. 2.32 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.

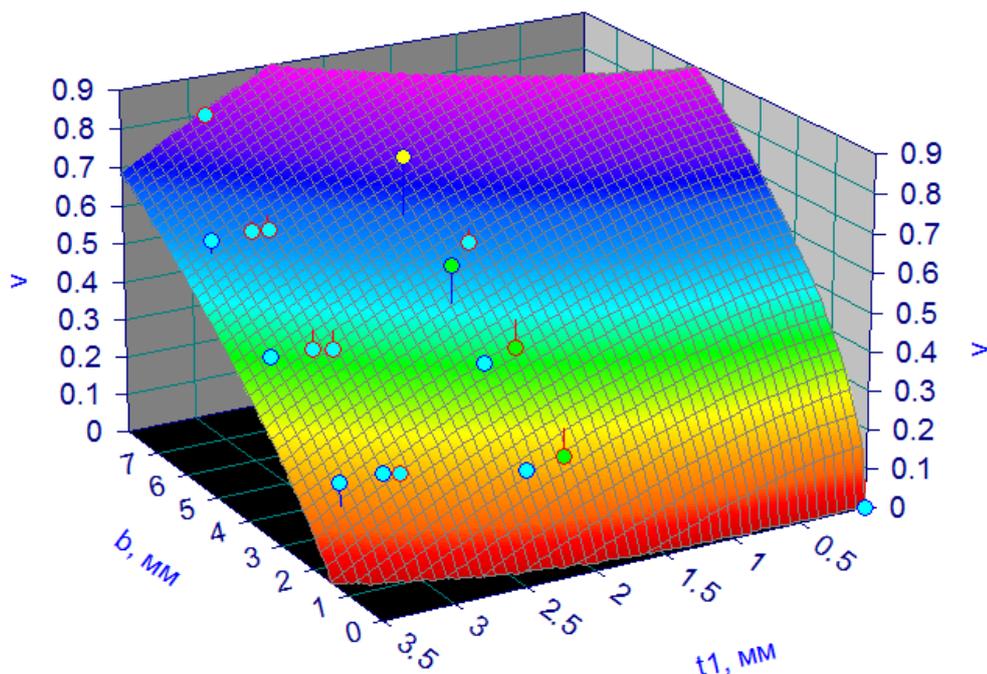


Рис. 2.32. Распределение деформаций в зоне b конструкции усилителя бампера

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):

$$v_{\text{ст}}(\Delta b; t_1) = a + b \cdot \Delta b^{0,5} + c \cdot t_1^{1,5}; \quad (2.27)$$

где $v_{\text{ст}}$ – скорость столкновения, м/с;

Δb – 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 (2.27), окончательно получим:

$$v_{\text{ст}}(\Delta b; t_1) = -0,1 + 2 \cdot \Delta b^{0,5} + 0,3 \cdot t_1^{1,5}. \quad (2.28)$$

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 (2.24), устанавливающее зависимость изменения толщины в секциях усилителя

бампера. Выражения (2.26, 2.28) 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 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 конструктивных 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.

Кроме того, получены уравнения, которые могут быть использованы при производстве экспертизы ДТП и позволят определить скорость столкновения или уточнить ее значение.

В дальнейших исследованиях планируется разработать методику проведения дорожно-транспортной экспертизы путем определения скорости столкновения автомобиля в зависимости от деформации конструкции бампера.

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, 2002. – 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 // Безопаска 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. 142–141.
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 02.2001. Бюл. №1. С. 1–181.
7. Балакин, В.Д. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий [Текст]: учеб. пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2002. – 136 с.
8. Беляев, Н.М. Соппротивление 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», 2002. – 208 с.
10. Богатов, А.А. Ресурс пластичности металлов при обработке давлением [Текст] / А.А. Богатов, О.И. Межирицкий, С.В. Смирнов. – М.: Металлургия, – 1981. – 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», 2001. – 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, 1981. – 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 1902–71. 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://the-4elovek.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 № 1493312. Бампер для транспортного средства, публ. 77.11.30.
25. Заявка Японии № 63–23941. Ударопоглощающий бампер, публ. 88.02.18.
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», 1972. – 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-трасологическая 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, 1972. – 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. 1. – 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, 2002. – 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. 12.
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. Путята. – Киев: Вища школа, 1982. – 328 с.
56. Патент РФ № 2207261. Энергопоглощающий буфер грузового автомобиля, 13.12.2001.
57. Патент РФ по заявке № 2003119280/11. Энергопоглощающий буфер легкового автомобиля, 22.06.2003.

58. Патент РФ по заявке № 2003124320/11. Боковой энергопоглощающий буфер легкового автомобиля, 01.08.2003.
59. Патент США № 4787658. Бампер для автомобиля, публ. 88.11.29.
60. Патент DE 19620404, 11.08.1997.
61. Патент FR 2856968, 07.01.2002.
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, 20.01.1982.
67. Патент WO 2005054011, 16.06.2002.
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 вузов [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, 1971. – 472 с.
76. Хван, Д.В. Повышение эффективности в обработке металлов давлением. [Текст] / Д.В. Хван. – Воронеж. Изд-во Воронежского университета, 1992. – 224 с.
77. Численные методы в задачах физики быстропротекающих процессов [Текст]: учебник для вузов / 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-autowelt.de/azt-allianz-zentrum-technik/crashtests/rcar_bumper-test/azt-bumper-test_rcar-bumpertest.html. – Дата доступа: 10.10.2011.

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. – Дата доступа: 12.10.2011.

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, 1991. – 570 p.