



УДК 539.217.1+539.214

ИМИТАЦИЯ ДТП И АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЕГО ИССЛЕДОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫМИ МЕТОДАМИ ЭКСПЕРТИЗЫ

В. Н. Никонов

Институт механики УНЦ РАН, Уфа

Аннотация. Корректная оценка точности той или иной методики проведения экспертизы дорожно–транспортного происшествия (ДТП) и реконструкции его обстоятельств может быть дана только на основе сравнительного исследования одного и того же ДТП с априорно известными обстоятельствами и небольшим числом существенно влияющих на результаты факторов. На основе результатов численной имитации столкновения двух деформируемых конструкций, моделирующих автомобили, сравниваются результаты реконструкции обстоятельств, полученные по традиционной методике автотехнической экспертизы МЮ РФ, по расширенной методике, используемой рядом европейских стран, и по комплексной методике с использованием прочностных расчетов деформируемых тел методами вычислительной механики. Показано, что существенными факторами, влияющими на точность реконструкции обстоятельств ДТП, наряду с длиной следов торможения (традиционная методика), являются учет вращения объектов после столкновения (расширенная методика) и энергии, затраченной на деформацию конструкций при столкновении (комплексная методика).

Ключевые слова: методика автотехнической экспертизы, реконструкция обстоятельств, деформация

Интенсивное развитие вычислительной техники открывает возможность широкого применения научно разработанных и хорошо апробированных методов механики деформируемого твердого тела к анализу обстоятельств ДТП. Опыт ряда европейских стран и США показывает, что в настоящее время применяются динамические модели столкновения транспортных средств как с учетом деформации их конструкций и, соответ-

ственно, затрат механической энергии в момент удара, так и без их учета. Однако, как показано в работе [1] при анализе программы CARAT, использование динамических моделей без учета деформаций конструкций, в ряде случаев приводит к значительным погрешностям расчетов.

Целью статьи является сравнительный анализ используемых в настоящее время методики автотехнической экспертизы и методов механики как с учетом деформаций конструкций транспортных средств, так без их учета, на примере касательного столкновения автомобилей.

Для обеспечения корректности сравнительного анализа ниже рассмотрен пример анализа не реального ДТП, а его численной имитации методами механики деформируемого твердого тела. Реальные автомобили «Ока» и «Нива» заменены пустотелыми металлическими конструкциями простой формы с теми же внешними габаритами, колесными базами и колеями. Построенная математическая модель состояла из двух прямоугольных параллелепипедов, имеющих габариты автомобилей «Нива» ВАЗ–2121 и «Ока» ВАЗ–1111, с металлическими стенками толщиной 1.5 мм. Реологическая модель материала стенок полагалась упруго–идеально–пластической, модуль Юнга 20000 кг/м^2 , коэффициент Пуассона 0.33, напряжение течения 30 кг/мм^2 , плотность материала 7000 кг/м^3 . Колеса автомобилей для имитации трения были заменены опорными элементами, имеющими кубические формы размером 0.2 м с толщиной стенок 5 мм, материал стенок — упругий. Таким образом, масса модели автомобиля «Нива» составила 322.2 кг, масса модели автомобиля «Ока» составила 238.2 кг. Дорожное покрытие имитировал прямоугольный абсолютно жесткий элемент. Коэффициент трения между моделями автомобилей был принят 0.1, между моделями автомобилей и моделью дорожного покрытия — 0.3. С целью упрощения расчетов поправочный коэффициент 0.8 для поперечного скольжения при численной имитации и иных расчетах не применялся.

Модель автомобиля «Ока» была ориентирована под углом 3° к осевой линии дороги, а модель автомобиля «Нива» — рядом с моделью «Оки» под углом 17° , и, таким образом, острый угол между продольными осями моделей перед столкновением составил 20° . Начальная скорость модели «Оки» непосредственно перед столкновением была задана $12 \text{ м/с} = 43.2 \text{ км/ч}$, «Нивы» — $5 \text{ м/с} = 18 \text{ км/ч}$.

Расчет проводился методом конечных элементов с учетом массовых инерционных сил. Моделирование показало, что после столкновения модель автомобиля «Нива» вращалась против часовой стрелки в плане, а модель «Оки» вращалась по часовой стрелке в плане. Обе модели после столкновения продолжали двигаться по инерции от точки столкновения. Начальные, конечные и промежуточные положения моделей показаны на Рис. 1. Контакт моделей имел место в течении времени около 0.1 с. При этом модель «Оки» получила значительную деформацию левого переднего

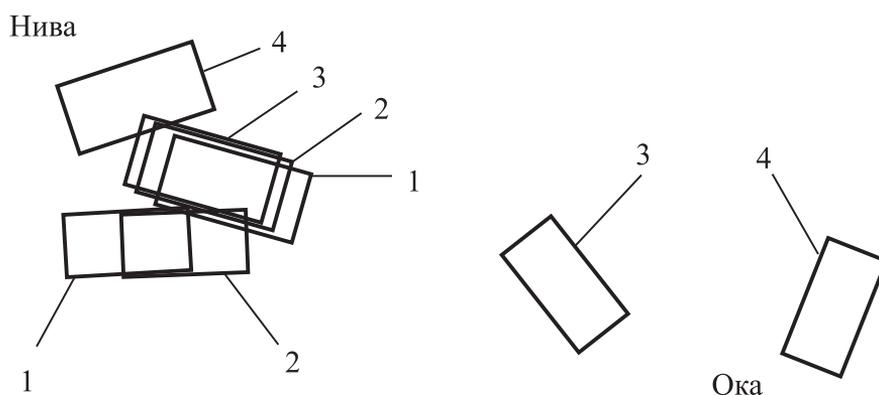


Рис. 1. Положения моделей при ДТП. 1 — начальное положение, 2 — момент окончания контакта, 3 — момент последующего инерционного движения, 4 — окончательное положение после остановки

нижнего угла, а модель «Нивы» — вмятину на левом борту длиной 1.65 м. Один из моментов взаимной деформации показан на Рис. 2, на котором виден перед модели «Оки» и зад модели «Нивы». Действовавшие во время столкновения силы взаимодействия показаны на Рис. 3 в системах координат, жестко связанных с моделями автомобилей. Затраты механической энергии на производство пластической деформации конструкций моделей составили для обеих моделей 251.56 кгм.

Из полученных расчетом конечных положений моделей автомобилей и точки их первоначального контакта была составлена схема ДТП, показанная на Рис. 4. Далее, на основании схемы ДТП и информации о деформациях, полученных моделями автомобилей (в реальной ситуации — из протокола осмотра транспортных средств), были произведены «экспертизы» — автотехническая по существующей методике МЮ РФ, автотехническая по расширенной методике, принятой в ряде европейских стран, и полностью использующей законы движения твердого тела, и комплексная инженерно-техническая и автотехническая. Целью трех «экспертиз» было определение скоростей и ориентации транспортных средств относительно осевой линии дороги в момент их столкновения и скорости модели «Оки» перед началом торможения. Сравнительный анализ результатов расчетов приведен ниже.

Используя существующую методику автотехнической экспертизы, с учетом того, что торможение моделей началось до точки столкновения, скорости моделей вдоль осевой линии дороги можно определить по формуле

$$V = \sqrt{26\varphi gS}, \quad (1)$$

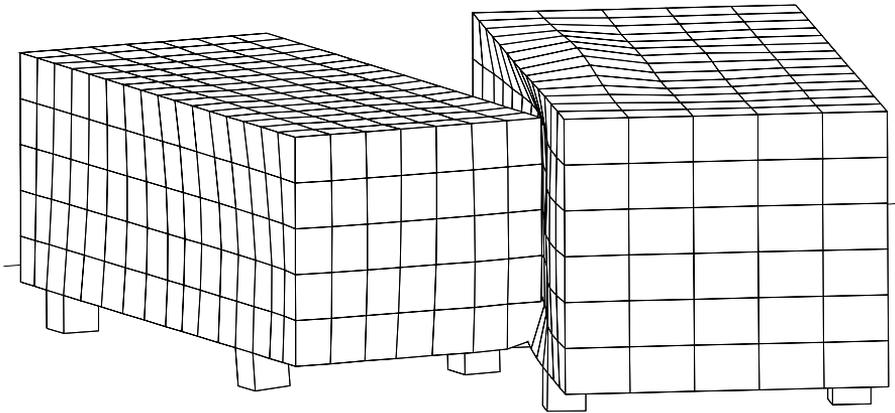


Рис. 2. Столкновение моделей

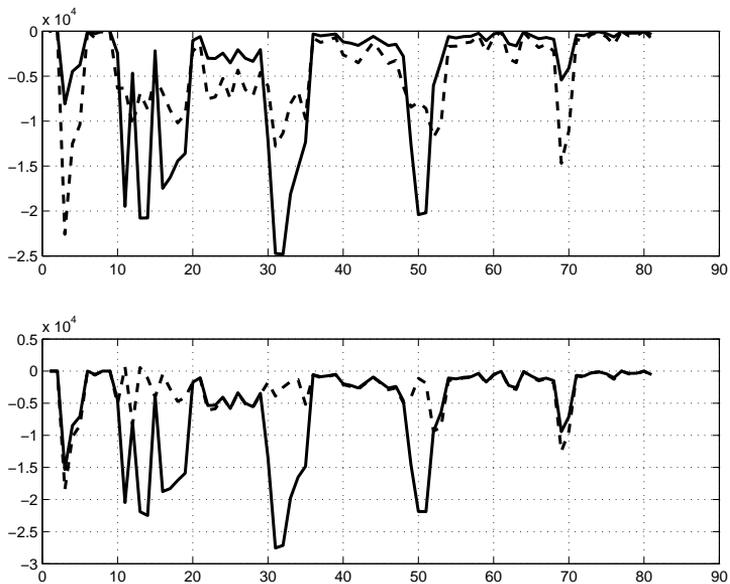


Рис. 3. Силы взаимодействия моделей в локальных координатах, а) — модель «Оки», б) — модель «Нивы», сплошные линии — продольные силы, штрих-пунктирные линии — поперечные силы

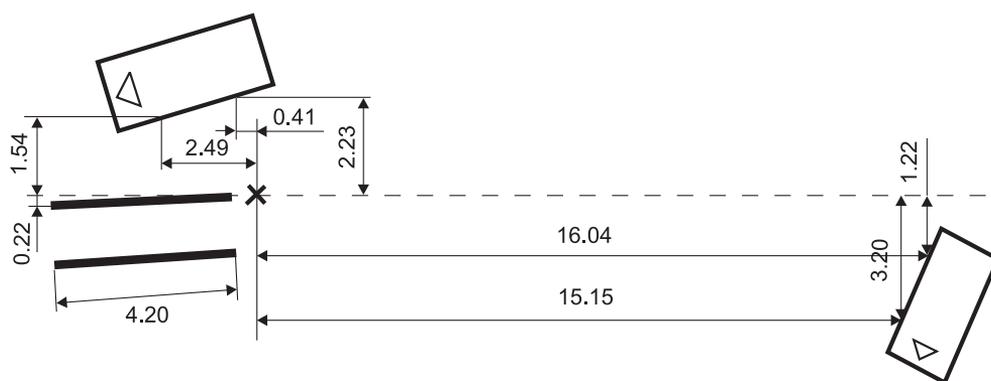


Рис. 4. Схема ДТП

где φ — коэффициент трения о дорожное покрытие равный 0.3; g — ускорение свободного падения равное 9.81 м/с^2 ; S — длина следов торможения.

Тогда для модели «Оки» из (1) с учетом длины следов торможения не менее 15.15 м получаем, что ее скорость в момент столкновения была не менее 34 км/ч, а с учетом длины следа торможения перед столкновением 4.2 м и базы 2.18 м ее скорость в момент начала торможения была не менее 36.2 км/ч. Определить потери кинетической энергии на деформацию конструкций существующая методика автотехнической экспертизы возможности не дает. Таким образом, при истинной скорости 43.2 км/ч в момент столкновения погрешность определения скорости модели «Оки» составила 21.3 %. Заметим, что погрешность традиционной методики тем выше, чем больше потери кинетической энергии столкнувшихся тел на деформацию их конструкций, что будет показано ниже.

Для модели «Нивы» учтено, что место удара находится под передней стойкой автомобиля, смещение которой от точки столкновения составляет 1.9 м. Тогда для модели «Нивы» из (1) получаем, что ее скорость была не менее 12.1 км/ч, а погрешность определения при истинной скорости 18 км/ч составляет 33 %.

Точно определить ориентацию моделей автомобилей в момент столкновения с использованием существующих экспертных методик не представляется возможным, так как контакт моделей происходил в сочетании с интенсивным взаимным скольжением частей моделей относительно друг друга и форма вмятины на модели «Оки» могла сильно исказиться к концу скольжения.

Однако комплексная инженерно-техническая и автотехническая экспертиза может дать более точный результат как по расчету скоростей моделей в момент столкновения, так и по расчету траекторий их движения. Прочностный расчет конструкций автомобилей согласно ГОСТ Р 50–54–

42–88 «Расчеты и испытания на прочность. Метод конечных элементов и программы расчета на ЭВМ пространственных элементов конструкций в упругопластической области деформирования» дает зависимости продольных и поперечных сил, показанные на Рис. 3, в зависимости от истории нагружения конструкций до получения ими деформаций, указанных в протоколах осмотра транспортных средств. Кроме этого результатом прочностного расчета являются и затраты механической энергии, потребной для производства данных деформаций.

Установим угол взаимной ориентации моделей в момент соприкосновения. С момента соприкосновения силы взаимодействия автомобилей, равные по величине и противоположно направленные, возрастают от нулевого значения до некоторой величины, требующейся для начала пластической деформации. Выберем в качестве такой точки первые пики на обеих графиках. Для определенности направим ось X параллельно осевой линии дороги вдоль направления движения модели «Оки», а ось Y перпендикулярно оси X влево от направления движения модели «Оки». Для модели «Оки» величины сил следующие: продольная сила $P_X^0 = -8089.9$ кг; поперечная сила $P_Y^0 = -22591.3$ кг. Отсюда угол наклона вектора этой силы к продольной оси модели «Оки» составляет величину $\arctg(P_Y^0/P_X^0) = 70.3^\circ$. Аналогично для модели «Нивы» $P_X^H = -15331.6$ кг, $P_Y^H = -18459.6$ кг, и угол наклона вектора силы к продольной оси модели составляет величину 50.3° . Отсюда сразу получаем угол взаимной ориентации моделей в момент столкновения $70.3^\circ - 50.3^\circ = 20^\circ$, что в точности соответствует начальным условиям задачи имитации.

Дальнейшее исследование проведено без численного интегрирования уравнений движения моделей [2], а простым инженерным расчетом.

Рассматривая обе модели как механическую систему, применим к ней теорему об изменении количества движения. При этом силы взаимодействия моделей будут внутренними — они не изменяют количества движения всей системы. Внешними силами, действовавшими на систему, являются силы трения, величина импульса которых мала по сравнению с количеством движения как каждого автомобиля, так и системы в целом, однако может быть оценена.

Скорости моделей после столкновения и работу сил трения на пути движения моделей от точки столкновения по прямой до конечного положения моделей можно рассчитать. При этом таковые траектории движения моделей будут кратчайшими из возможных траекторий их движения, и, следовательно, работа сил трения на этом пути будет минимально возможной. Так как угол между направлением движения модели «Оки» и осевой линией дороги известен, и выше получен угол между направлением движения моделей, то неизвестными задачи являются по одной из составляющих векторов скоростей каждой модели. Для двух неизвестных

можно записать выражение для проекции количества движения системы на осевую линию дороги и условие баланса механической энергии до и после столкновения, составляющих систему уравнений, достаточную для определения скоростей моделей в момент столкновения.

На основании анализа масштабной схемы ДТП с учетом известной ориентации модели «Оки» относительно осевой линии дороги в момент столкновения и установленного угла разориентации обеих моделей получены следующие величины перемещений центров масс моделей и углов разворота в конечном положении: продольное перемещение центра масс модели «Нивы» вдоль осевой линии дороги — 2.52 м, поперечное — 2.05 м, угол разворота модели — 37° , продольное перемещение центра масс модели «Оки» — 17.84 м, поперечное — 1.71 м, угол разворота модели — 117° .

Обозначим массы моделей «Оки» и «Нивы» как m_1 и m_2 соответственно, скорости моделей «Оки» и «Нивы» в момент перед столкновением как \bar{v}_1 и \bar{v}_2 соответственно, а их скорости после столкновения как \bar{u}_1 и \bar{u}_2 соответственно.

Тогда проекция количества движения системы на осевую линию дороги запишется в виде

$$m_1 v_{1x} + m_2 v_{2x} = m_1 u_{1x} + m_2 u_{2x} + \Delta S_x, \quad (2)$$

где ΔS_x — импульс сил трения о дорожное покрытие во время взаимного контакта моделей.

Так как импульс ΔS_x уменьшает количество движения системы, его знак в правой части выражения (2) должен быть положительным. Величину этого импульса можно найти как произведение величины проекции суммарной силы трения на осевую линию дороги на время контакта моделей, определяющееся встречной скоростью моделей и длиной следа контакта на боковой поверхности модели «Нивы»

$$\Delta S_x = (m_2 - m_1) g \varphi \frac{1.65 \cos(17^\circ)}{v_{1x} - v_{2x}}. \quad (3)$$

При этом заметим, что, так как проекцию следа контакта на осевую линию дороги определить в инженерном расчете не представляется возможным, с учетом вращения модели «Нивы» против часовой стрелки в плане в выражении (3) использована его наименьшая возможная длина исходя из положения модели «Нивы» в момент столкновения.

С учетом угла наклона вектора скорости модели «Оки» перед столкновением 3° к осевой линии дороги вторая проекция вектора скорости и его полное значение могут быть найдены как

$$v_{1y} = v_{1x} \operatorname{tg}(3^\circ), \quad v_1 = \sqrt{v_{1x}^2 + v_{1y}^2}. \quad (4)$$

Аналогично для модели «Нивы» с учетом ее угла 17° к осевой линии дороги

$$v_{2y} = -v_{2x} \operatorname{tg}(17^\circ), \quad v_2 = \sqrt{v_{2x}^2 + v_{2y}^2}. \quad (5)$$

Из закона сохранения энергии для системы моделей следует, что кинетическая энергия системы моделей автомобилей в момент удара была израсходована на работу сил трения о дорожное покрытие при дальнейшем инерционном движении моделей до их полной остановки и деформацию конструкций моделей, т.е.

$$\frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} = A_F + A_D, \quad (6)$$

где A_F — работа сил трения; A_D — работа деформации конструкций.

Для определения скоростей моделей в м/с после удара используем выражение аналогичное выражению (1)

$$u = \sqrt{2\varphi g S}. \quad (7)$$

Из выражения (7) и выше установленных значений перемещений центров масс моделей получаем, что $u_{1x} = 10.25$ м/с, $u_{1y} = 3.17$ м/с, $u_{2x} = 3.85$ м/с и $u_{2y} = 3.47$ м/с.

Работа сил трения A_F есть сумма работ сил трения на поступательном перемещении центров масс и вращательном движении относительно центра масс

$$A_F = mg\varphi R + M_F\theta, \quad (8)$$

где R — расстояние между центрами масс модели в момент удара и в конечном положении; M_F — момент сил трения при вращении модели вокруг ее центра масс; θ — угол разворота модели (в радианах).

Момент трения определяется для каждой модели из геометрических характеристик модели как сумма произведений величин силы трения под каждым колесом модели на расстояния от центра опорной поверхности колеса до центра масс модели. Легко показать, что для модели «Оки» момент трения составляет величину 851.7 нм, для модели «Нивы» — 1242.2 нм, а суммарная работа сил трения для обеих моделей, вычисленная по выражению (8), составляет 18185.3 нм.

Величина работы деформации конструкций A_D , как отмечено выше, была определена численным прочностным расчетом и составляет 2467.78 нм.

Решая совместно уравнения (2) и (6) с учетом (3), (4) и (5) получаем значения скоростей моделей в момент столкновения $v_1 = 11.756$ м/с = 42.3 км/ч и $v_2 = 5.102$ м/с = 18.4 км/ч, что отличается от истинных значений скоростей при численной имитации на 2 %.

Длина следов торможения модели «Оки» перед столкновением $S = 4.2$ м, база $L = 2.18$ м и время прохождения этого пути t связаны соотношением

$$S - L = v_1 t + \frac{\varphi g t^2}{2}, \quad (9)$$

откуда получаем, что $t = 0.168$ с .

Тогда скорость модели «Оки» в момент начала торможения была

$$v_{1x} = v_1 + \varphi g t, \quad (10)$$

откуда получаем значение скорости 12.251 м/с= 44.1 км/ч.

Погрешность инженерного расчета в 2 % обусловлена только выбором кратчайших траекторий движения центров масс моделей от их положения в момент столкновения до конечного положения, т.е. неучтенным движением моделей во время изменения ими своих первичных траекторий движения во время контакта длительностью около 0.1 с. Других отличий условий численной имитации ДТП и инженерного расчета нет.

Сравнивая полученную погрешность с погрешностью методики автотехнической экспертизы, составляющую для моделей «Оки» и «Нивы» 21.3 % и 33 % соответственно, отметим, что согласно выражению (6) эта погрешность тем больше, чем больше доля работы деформации конструкций, в уравнении баланса энергии. Поэтому при лобовых или боковых столкновениях, когда работа деформации конструкций значительно превышает работу сил трения на путях последующего инерционного движения транспортных средств, не учет этой деформации приводит к значительным ошибкам.

Проверим результаты расширенной методики, полагая в (6), что работа деформации конструкций $A_D = 0$ как неизвестная, что используется в распространенных западных программах анализа ДТП. Тогда расчет движения моделей идет как расчет движения и соударения материальных точек, имеющих массы и моменты инерции, и с использованием, кроме основного закона динамики, законов сохранения энергии и количества движения. Получаем, что в момент столкновения $v_1 = 11.131$ м/с= 40.1 км/ч и $v_2 = 4.614$ м/с= 16.6 км/ч, что отличается от истинных значений скоростей при численной имитации на 7.2 % и 7.7 % соответственно. Заметим, что точность этих результатов выше точности традиционной методики автотехнической экспертизы и для данного ДТП является удовлетворительной. Однако следует отметить, что величина работы деформации конструкций составила только 12 % от величины кинетической энергии моделей перед столкновением, что и обусловило достаточно высокую точность.

Таким образом, проведенный анализ столкновения транспортных средств с заранее известными начальными параметрами показал, что сочетание результатов прочностных расчетов деформаций элементов конструкций транспортных средств и препятствий с методами классической механики, в том числе и используемых в традиционной методике автотехнической экспертизы, дает значительно более точные и близкие к фактическим результаты. При этом показано, что утверждения о погрешностях классического закона сохранения количества движения [1] не имеют оснований при корректно и полно поставленной расчетной задаче. Полученные результаты дают основание утверждать, что дальнейшее развитие экспертных методик анализа ДТП должно происходить на основе сочетания методов классической механики с вычислительными методами механики деформируемого твердого тела и на основе богатого опыта, накопленного отечественной автотехнической экспертизой.

Список литературы

- [1] Митунявичус В. Л. Анализ программного обеспечения, применяемого в практике автотехнических экспертиз // Материалы международной научно-практической конференции «Современное состояние и перспективы развития новых направлений судебных экспертиз в России и за рубежом». Калининград, 2003. С. 159–165.
- [2] Никонов В. Н. Реконструкция обстоятельств автомобильных аварий с использованием методов вычислительной механики // Тезисы докладов XII международной конференции по вычислительной механике и современным прикладным программным системам. Владимир, 2003. Т. 2. С. 501–502.
- [3] Никонов В. Н. Роль современных методов вычислительной механики при анализе автомобильных аварий // Автотранспортное предприятие. 2003. № 6. С. 27–29.