

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЧНОСТИ КАРКАСА САЛОНА АВТОМОБИЛЯ ПРИ ФРОНТАЛЬНОМ УДАРЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДОВ ЛИНЕЙНОЙ СТАТИКИ

В. А. Овчинников¹, А.Р. Кирсанов², С.К. Хализов², С.А. Курдюк², Е.О. Иванов²

¹ *ООО Ладуга, Одинцово Московская область*

² *ОАО АВТОВАЗ, Тольятти*

Предложена методика оптимизации силового каркаса салона легкового автомобиля с использованием полноразмерной конечно-элементной модели автомобиля, требующая однократного моделирования полномасштабного удара и расчета силовых потоков, нагружающих салон автомобиля в процессе удара. Разработана расчетная схема, позволяющая свести нелинейную динамическую задачу к линейной статической задаче. Оптимизация структуры салона проведена с использованием рассчитанных силовых потоков методами линейной статики.

Ужесточение требований по безопасности к современному автомобилю и необходимость решения ударных задач большой размерности привели к стремительному развитию программных и технических средств. Наиболее сложной и показательной в этом смысле является задача обеспечения безопасности кузова при фронтальном столкновении на скоростях 56-64 км/час.

Как правило, в настоящее время расчет фронтального удара автомобиля проводится с использованием специализированных программных комплексов (LS-DYNA, PAM-CRASH) на подробных КЭ моделях (на ОАО АВТОВАЗ в настоящее время для анализа фронтального удара применяются модели автомобилей размером 400 000 – 1 000 000 элементов). Оптимизация силовой структуры автомобиля требует многократного повторения расчета удара. С одной стороны, это приводит к необходимости сильного упрощения модели до нескольких десятков тысяч элементов [1], что ухудшает качество решения задачи удара. С другой стороны, при оптимизации конструкции кузова нужно учитывать большое количество смежных вопросов, таких, как шум, вибрации, жесткость, что требует включения в алгоритм оптимизации решения соответствующих задач линейной статики [1-3]. Все это неизбежно приводит к значительным вычислительным затратам и необходимости применения компьютеров высокой производительности [4]. В настоящее время разработаны программные средства и методы решения этой задачи [1,5], при использовании которых приходится мириться с описанной выше ситуацией.

Резюмируя краткий обзор, можно отметить следующие основные недостатки развиваемого в настоящее время подхода к оптимизации силовой структуры кузова:

- использование в процессе оптимизации нескольких разных моделей автомобиля
- грубое упрощение модели кузова, применяемой для расчета на удар, что делает неприменимой оптимизацию на стадии разработки подробной конструкторской документации;
- использование разнородных средств анализа, что усложняет алгоритм решения задачи и приводит к большим вычислительным затратам.

Отметим, что в условиях применения расчетов в реальном процессе проектирования первый из отмеченных недостатков является наиболее сильным. Так, в 1999-2004 гг на ОАО АВТОВАЗ было создано около 10 моделей автомобилей различных семейств для расчета на удар. Размерность моделей составляла от нескольких десятков тысяч до миллиона элементов. Опыт показывает, что трудоемкость создания упрощенной (десятки тысяч элементов) и полноразмерной моделей отличается незначительно и составляет, соответственно, 0.8-0.9 и 1.1 человеко-лет.

Задачу оптимизации силовой структуры кузова можно рассматривать как две относительно независимые задачи – проектирование элементов передка, деформирующихся при ударе, и проектирование салона автомобиля. Для оценки этих двух групп деталей используются разные критерии. Конструкция первых должна быть выполнена таким образом, чтобы при заданных деформациях поглощать максимальное количество энергии. Конструкция вторых в идеале должна обеспечивать отсутствие пластических деформаций и сохранение исходной геометрии салона при заданных нагрузках.

Целью предлагаемой статьи является разработка методика оптимизации силового каркаса салона автомобиля, основанной на использовании единой полноразмерной КЭ модели автомобиля. Основная идея подхода – однократное моделирование полномасштабного удара, расчет силовых потоков,

нагружающих салон автомобиля в процессе удара и дальнейшая оптимизация структуры салона с использованием рассчитанных силовых факторов методами линейной статики. При этом корректность решения задачи определяться следующими основными моментами:

- 1) Определение моментов времени, характеризующихся максимальными нагрузками;
- 2) Корректное определение величины расчетных нагрузок;
- 3) Разработка адекватной расчетной схемы

Остановимся немного более подробно на этих вопросах.

Определение моментов времени, характеризующихся максимальными нагрузками. Для определения моментов времени, характеризующихся экстремальными нагрузками на салон, удобно использовать зависимость от времени ускорения автомобиля на левом пороге в районе центральной стойки. На рис. 1 показан типичный график расчетного ускорения, на котором можно отметить несколько пиков, например, на 30, 40 и 70 мс удара. При этом пик на 70-й миллисекунде более чем в три раза превышает по абсолютной величине первые два пика. Однако, это не значит, что в этот момент времени на салон действует наибольшее по величине усилие, так как по ходу удара масса движущихся частей автомобиля уменьшается.

Для оценки величины нагрузки, действующей на салон по ходу удара, использовалась величина

$$P_{s_j} = \sum_i F_{i,j}, i = 1, n,$$

где P_{s_j} – суммарное усилие, действующее на салон в j -й момент времени;

$F_{i,j}$ – интегральное усилие, действующее в выбранном поперечном сечении i -й детали в j -й момент времени;

n – общее количество деталей, попавших в выбранное поперечное сечение кузова.

В рассматриваемом случае усилие P_s на 30 мс, составило 148.7 кН, а на 70 мс – 186.7 кН. Т.е., разница составляет уже не 300, а только 20%.

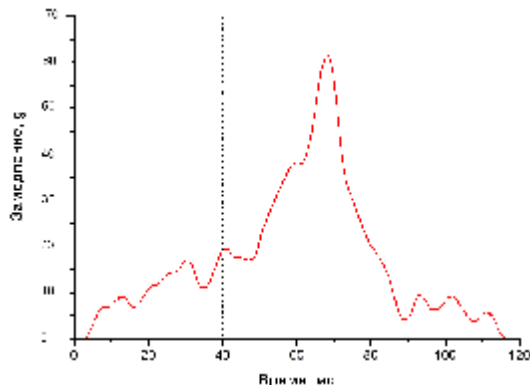


Рис.1. Расчетный график зависимости ускорения автомобиля на левом пороге от времени при фронтальном ударе. Начальный момент времени соответствует началу удара.

Таким образом, при оптимизации следует учитывать, по возможности, все моменты времени, характеризующиеся пиковыми значениями ускорений. В рассматриваемом примере в качестве расчетных величин целесообразно выбрать нагрузки, соответствующие моментам времени 12, 30, 40, 58, 70 мс.

Определение величин расчетных нагрузок. Для определения величин расчетных нагрузок, действующих в сечениях деталей каркаса передка, требуется специальная подготовка расчетной модели автомобиля. В этой модели описываются сечения всех деталей, попадающих в поперечный разрез передка автомобиля в месте, близком к щитку передка. На рис. 2 изображено поддетальное распределение усилий F_i для двух временных срезов. В общем случае в ходе анализа должна быть сохранена таблица максимальных нагрузок по всем сечениям для всех выбранных моментов времени, которая используется при оптимизации.

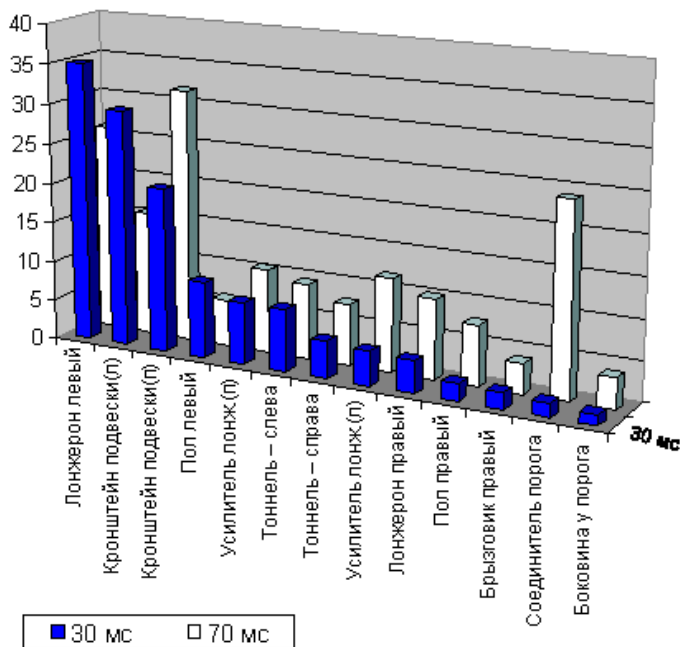


Рис.2. Распределение усилий F_i в сечениях передка для 30 и 70 мс удара. Для более поздней стадии удара характерен существенный рост нагрузок на правую часть автомобиля.

Разработка расчетной схемы и формулировка задачи оптимизации. Расчетная схема для анализа прочности салона включает в себя подробную модель каркаса кузова. В передней части конструкции к кузову приложены ударные нагрузки, определенные ранее при расчете на удар. Поскольку для правильного воспроизведения нагружения кузовов обычным способом закреплять нельзя, ударные нагрузки уравниваются полем специально подобранных объемных сил инерции, моделирующих замедление автомобиля при ударе (см. рис. 3). Использование этой техники предполагает, что в расчетной модели должны присутствовать все заметные инерционные элементы, воздействующие на кузов автомобиля при ударе – сиденья с манекенами, бензобак, система выхлопа и т.д.

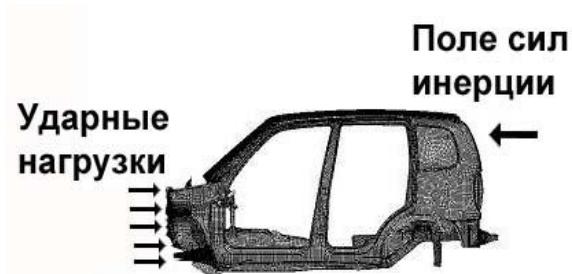


Рис.3. Используемая техника уравнивания в линейном статическом анализе салона автомобиля на прочность. Рассчитывается распределение инерционных сил, уравнивающих ударные нагрузки, приложенные к салону автомобиля.

На рис. 4 показана картина напряженного состояния элементов каркаса салона прототипа автомобиля, полученная с использованием описанной выше техники закрепления, и результаты расчета автомобиля на удар (одна из завершающих стадий, близкая к 70 мс). Стрелками показаны характерные места концентрации напряжений (крыша в месте соединения со средней стойкой, зона петель передней двери, переход порога в арку заднего колеса), которые стали источником локальной потери устойчивости элементов салона при ударе. Сравнение результатов расчетов говорит о схожести количественной и качественной картины напряженного состояния, даваемой статическим расчетом, с результатами, получаемыми при расчете на удар.

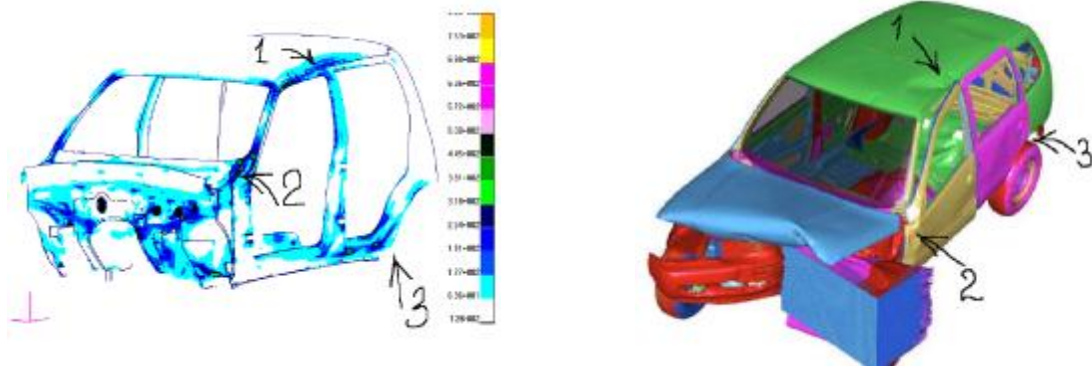


Рис.4. Сравнение картины напряжений, полученных при статическом расчете салона от действия нагрузок при ударе, с результатами расчета автомобиля на удар. Стрелками с цифрами показаны напряженные места конструкции, ставшие источниками локальной потери устойчивости.

Таким образом, правомерной выглядит постановка задачи, при которой целью статического расчета каркаса салона является снижение величины напряжений, вызывающих локальную потерю устойчивости:

$$\min(\sigma_{\max}),$$

$$M \geq \left(\sum_k m_k, k = 1, l \right),$$

$$(t_{k,i} = t_{k,j} = t_k, i = 1, n), j = 1, n$$

$$T_{\min} \leq t_k \leq T_{\max}, k = 1, l,$$

$$\theta_k \in \Theta, k = 1, l$$

где σ_{\max} – максимальное напряжение в деталях салона для всех выбранных расчетных случаев (в рассмотренном выше примере – для всех пяти критических моментов времени);

M – ограничение на массу дополнительных/модифицируемых деталей;

T_{\min}, T_{\max} – ограничения на толщину деталей

m_k – добавочная масса для k -й детали,

$t_{k,i}, t_{k,j}$ – толщины i -го и j -го конечных элементов k -й детали,

n – количество конечных элементов, из которых состоит КЭ модель k -й детали,

t_k – номинальная толщина k -й детали,

Θ – допустимое компоновочное пространство, учитывающее эргономические и технологические ограничения,

θ_k – измененная геометрия k -й детали,

l – количество модифицированных/добавляемых деталей

Рассмотрим применение этого подхода на примере модели прототипа автомобиля ВАЗ размерностью около 400000 элементов. На первой стадии был выполнен расчет прототипа на фронтальный удар в деформируемый барьер. После этого полученные расчетные нагрузки (рис.2) были использованы для оптимизации каркаса салона автомобиля в линейной статической постановке.

Анализ чувствительности максимальных напряжений к толщине деталей, проводящийся на первой стадии оптимизации, позволяет определить наиболее важные с точки зрения восприятия нагрузки детали. В таблице 1 приводятся порядковые номера коэффициентов чувствительности основных деталей каркаса в порядке убывания влияния на напряженное состояние кузова (чем больше номер, тем влияние меньше) для наиболее опасных моментов времени (30 и 70 мс с момента начала удара).

Таблица 1. Влияние основных деталей каркаса на прочность салона.

№	Название деталей	Порядковый номер коэффициента чувствительности детали	
		На 30 мс	На 70 мс.
1	Боковина;	1	1
2	Панель крыши;	2	3
3	Тоннель пола;	3	6
4	Щиток передка;	4	7
5	Соединитель порога пола;	5	10
6	Панель пола передняя левая;	6	-
7	Панель пола передняя правая;	7	-
8	Лонжерон пола передний;	8	-
9	Соединитель лонжерона с полом;	9	-
10	Накладка боковины нижняя;	10	9
11	Панель передка боковая;	-	2
12	Накладка ветровой стойки;	-	4
13	Усилитель ветровой стойки;	-	5
14	Усилитель центральной стойки;	-	8

Обзор этих результатов показывает, что:

- На 30-й мс прочность салона определяется в основном боковиной, крышей и деталями основания кузова – тоннелем, панелями и лонжероном пола, щитком передка, соединителем порога.
- На 70-й мс определяющее значение для прочности салона, кроме боковины и панели крыши, имеют детали, находящиеся выше основания кузова.

Характерно, что для обоих расчетных случаев наиболее важными деталями являются боковина и панель крыши. По величине коэффициентов чувствительности они занимают первое и второе место для первого расчетного случая, и первое и третье место для второго расчетного случая. Нельзя утверждать, что этот вывод является универсальным, для других кузовов могут быть получены другие результаты.

В рассматриваемом примере оптимизация конструкции проводилась для прототипа автомобиля, находящегося на стадии завершения подготовки производства. Это означает наличие очень жестких компоновочных и технологических ограничений на новые/изменяемые элементы и фактическую невозможность структурного изменения конструкции каркаса. Поэтому модификация конструкции ограничивалась поиском формы и места расположения дополнительных усилителей.

На этой стадии работы использовалась следующая техника. Вначале ослаблялись ограничения исходной задачи, а именно вместо ограничений:

$$(t_{k,i} = t_{k,j} = t_k, i = 1, n), j = 1, n$$

$$T_{\min} \leq t_k \leq T_{\max}, k = 1, l$$

применялось ограничение

$$(T_{\min} \leq t_{k,i} \leq T_{\max}, i = 1, n), k = 1, l$$

т.е., решалась задача параметрической оптимизации толщин элементов модели.

На рис.5 показаны результаты выполнения этой стадии оптимизации для боковины (эти результаты определены нагрузками на 30 мс, для последующих моментов времени требуемые модификации являются подмножеством этого решения). Форма дополнительных усилителей определяется местами наибольших углощений. Толщина новых деталей находится усреднением найденной при решении оптимизационной задачи толщины:

$$t_{ek} = \frac{\sum_{i=1}^n (t_{k,i} - t_k)}{n}$$

где t_{ek} – толщина вновь вводимого усилителя k -й детали.

n – число конечных элементов k -й детали.

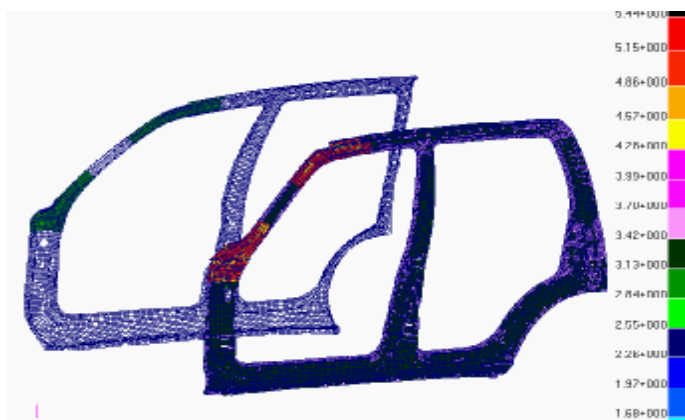


Рис. 5. Результаты параметрической оптимизации толщин элементов боковины.

После конструкторской и технологической проработки вновь вводимых деталей проводится проверка эффективности рекомендованных изменений как статическим расчетом для всех выбранных моментов времени, так и расчетом полномасштабной модели автомобиля на удар.

К сожалению, до последнего времени не удалось добиться формального применения изложенной методики из-за высокой сложности описания компоновочных и технологических ограничений на начальных стадиях решения задачи. Часть результатов приходится отсеивать во время заключительной технологической проработки, так как их возможная реализация делает предлагаемую деталь неэффективной и/или совместная реализация предлагаемых деталей невозможна. Тем не менее, применение методики для оптимизации структуры силового каркаса салона автомобиля ВАЗ наряду с другими конструктивными доработками (повышение энергоемкости элементов передка при ударе, стабилизация перемещений руля и педалей) позволило улучшить оценку автомобиля в отношении фронтального удара по шкале EuroNCAP с 4.5 до 12 баллов.

Кратко резюмируем основные преимущества предлагаемой методики по сравнению с общепринятым в настоящее время подходом:

- использование единой полноразмерной модели автомобиля как для расчетов на удар, так и для прочностного расчета, что практически в два раза сокращает трудоемкость подготовки задачи к решению (в реальной ситуации на 7-9 человеко-месяцев работы высококвалифицированного специалиста)
- исключение расчета на удар из оптимизационного цикла, что позволяет применить для оптимизации конструкции средства решения задач линейной статики и обеспечить решение задачи за несколько десятков часов процессорного времени компьютера на базе Pentium IV
- сопоставимость качественной и количественной картины поведения конструкции автомобиля при ударе с результатами реальных испытаний и корректность определения нагрузок на каркас салона автомобиля, что недостижимо при использовании упрощенных моделей.

О компании. Компания Ладуга предлагает инженерные и аутсорсинговые услуги в области автомобильной промышленности и транспортного машиностроения. Инженеры компании занимаются конструкторским проектированием и инженерными расчетами. Основные направления работ – прочность, анализ разрушений, оптимизация.

ЛИТЕРАТУРА

1. *K.J. Craig, University of Pretoria. Multidisciplinary Design Optimization of Automotive Crashworthiness And NVH Using LS-OPT/ 7th International LS-DYNA Users Conference, May 19-21, Dearborn, Michigan, 2002*
2. *Schramm U. Multi-disciplinary optimization for NHV and Crashworthiness. Proceedings of the First MIT Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics. Bathe KJ, Ed., Boston, June 12-15, 2001. Elsevier Science Ltd., Oxford, pp.721:724.*
3. *Sobieszcanski-Sobieski J, Kodiyalam S, Yang R-J. Optimization of car body under constraints of noise, vibration, and harshness (NVH), and crash. AIAA Paper 2000-1521, 2000.*
4. *Yang R-J, Gu L, Tho CH, Sobieszcanski-Sobieski J. Multidisciplinary design optimization of a full vehicle with high performance computing. AIAA Paper 2001-1273, 2001.*
5. *Stander N, Craig KJ. LS-OPT User's Manual Version 2, Livermore Software Technology Corporation, Livermore, CA, 2001.*