

## Оптимизация конструкции основания кузова грузопассажирского автомобиля в целях повышения энергоёмкости при боковом ударе

© Д.А. Сулегин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

*Рассмотрены возможности повышения уровня пассивной безопасности автомобиля путем разработки решений по усилению основания кузова. Методом достижения поставленной цели являлось математическое моделирование с использованием модулей топологической оптимизации (Topology Optimization), а также топографической оптимизации листовых тел программного продукта Altair Inspire и явной динамики LS-DYNA программного продукта ANSYS. Для того чтобы проверить эффективность усиления основания кузова, в качестве режима нагружения был выбран боковой удар о столб, регламентированный ЕЭК ООН 135. Критериями эффективности приняты энергоёмкость, определяемая как отношение энергии системы к остаточной (пластической) деформации на уровне центра двери, и остаточное жизненное пространство. На основании результатов оптимизации были получены три варианта расположения усиливающих элементов, один из которых был далее дополнительно усилен с помощью пеноалюминия. По результатам моделирования проведена сравнительная оценка эффективности рассмотренных вариантов усиления. Наиболее эффективный вариант (с поперечными выштамповками и пеной) позволил повысить энергоёмкость на 57,5 %. Выполнена оценка остаточного жизненного пространства, обеспечение которого оказалось возможно лишь одним вариантом усиления: с поперечными выштамповками с пеной.*

**Ключевые слова:** пассивная безопасность, кузов, основание, оптимизация, боковой удар, столб, энергоёмкость

**Введение.** Достаточно масштабный и, несомненно, важный элемент кузова автомобиля, выполняющий ряд функций, — это его основание. С позиции несущей системы оно воспринимает нагрузки от веса полезного груза (пассажиров), действующие в вертикальной плоскости. Следует обратить внимание на то, что в настоящей статье рассматривается вторая фаза разложения процесса удара, и при боковом столкновении с препятствием уже на этой фазе (рис. 1) основание кузова начинает воспринимать возникающие нагрузки. Более подробное разложение процесса удара на фазы, их характеристики рассмотрены в [1]. Фактически основание кузова — это опора порога, от жесткости которой в немалой степени зависит деформативность системы и, как следствие, пассивная безопасность водителя и пассажиров.

Цель работы — повышение энергоёмкости кузова автомобиля за счет разработки вариантов усиления его основания с помощью топологической и топографической оптимизаций.

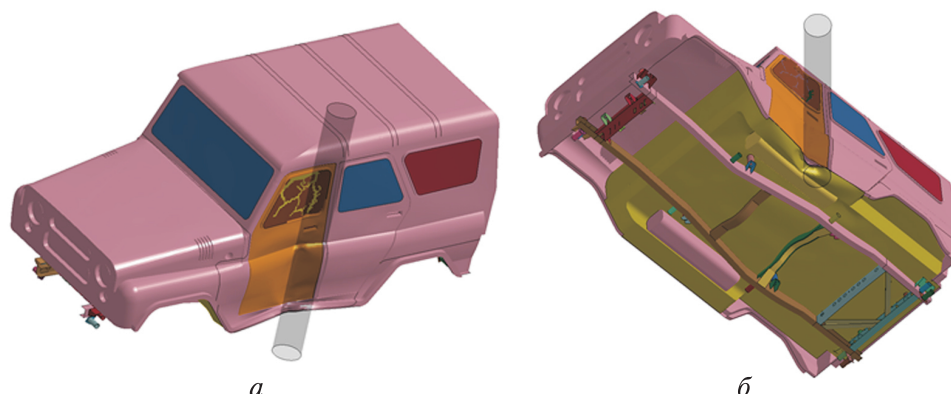


Рис. 1. Деформирование двери (а) и основания кузова (б) во второй фазе удара о столб

**Анализ деформированного состояния основания кузова при боковом ударе.** Основание кузова работает в условиях внецентренного сжатия, т. е. подвержено сжатию с изгибом. При изгибе наиболее эффективным способом повышения жесткости является увеличение высоты изгибаемой конструкции, когда момент инерции сечения растет пропорционально третьей степени увеличения высоты. Очевидно, что работа основания в составе кузова не соответствует в чистом виде данному виду нагружения, вследствие чего эта задача решается в нелинейной постановке. Метод конечных элементов и программы, его реализующие, дадут наилучший результат.

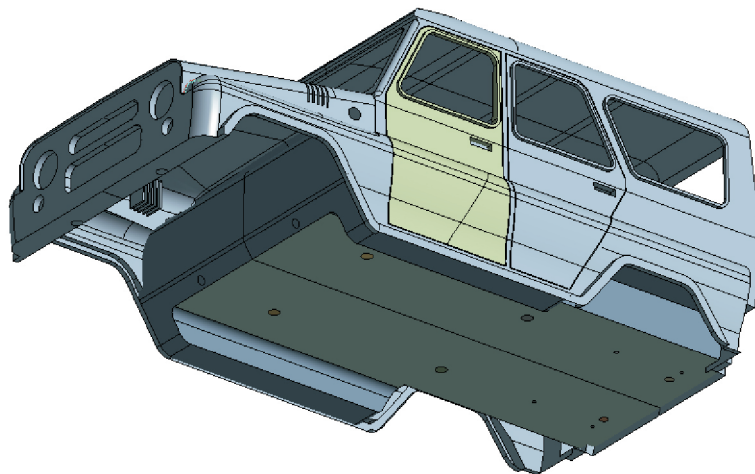
Основание кузова представляет собой листовое тело, связанное с одной стороны с рамой, с другой — с кузовом автомобиля. Сохранение максимальной адекватности поведения основания кузова под нагрузкой при одновременном упрощении расчетной модели видится только в варианте отбрасывания рамы автомобиля, но с обязательным учетом кузова, крыши и дверей. На рис. 2 представлена геометрия кузова автомобиля, на основании которой будет проводиться поиск вариантов усиления днища транспортного средства.

Повысить жесткость листовых тел помогут следующие подходы:

- топографическая оптимизация (Altair Inspire);
- топологическая оптимизация;
- параметрическая оптимизация.

Топографическая оптимизация основана на выборе расположения и ориентации выштамповок, зигов и пуклей на рассматриваемой области конструкции [2].

Топологическая оптимизация в качестве результата дает распределение псевдоплотностей материала, которое подлежит в большинстве случаев субъективной трактовке [3, 4].



**Рис. 2.** Геометрия кузова для выбора варианта усиления днища автомобиля

Основным различием топологической и топографической оптимизаций является то, что при топологической оптимизации область существования уменьшается в объеме в соответствии с ограничением, накладываемым на конструкцию, и в пределах оставшегося объема материал распределяется для достижения целевой функции (максимизация жесткости, получение заданного частотного отклика и др.). При топографической оптимизации объем области существования увеличивается за счет формирования выштамповок, а целевой функцией является повышение жесткости (или частоты). Для сравнения области применения методов топологической и топографической оптимизаций приведены в табл. 1.

Таблица 1

**Область применения методов топологической и топографической оптимизаций**

Область применения	Метод оптимизации	
	Топологическая	Топографическая (Altair Inspire)
Тело (листовое / твердотельное)	Для твердотельных и листовых тел	Только для листовых тел
Ориентация усилителей	Ориентация усиливающих элементов происходит автоматически	Необходимость априорного задания ориентации выштамповок

Оптимизации, топологическая и топографическая, основаны на предварительно выполненном анализе напряженно-деформированного состояния, для которого необходимо задать граничные условия (ГУ).

Карта задания ГУ для проведения предварительного расчета приведена на рис. 3.

Часть модели, указанной в качестве области оптимизации (Design Region: Topology), а также подобласти, рассматриваемые как неизменные (Exclusion Region) показана на рис. 4.

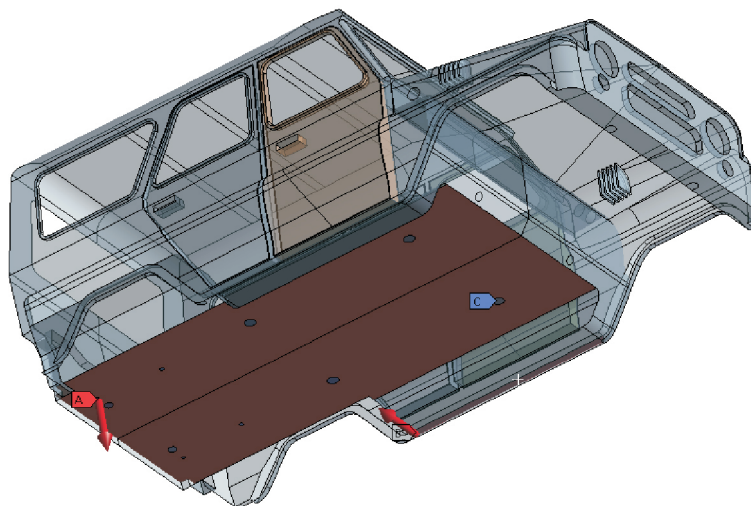


Рис. 3. Граничные условия для проведения предварительного расчета:

- A** — сила удара на порог; **B** — сила удара на основание кузова;  
**C** — опирание на раму

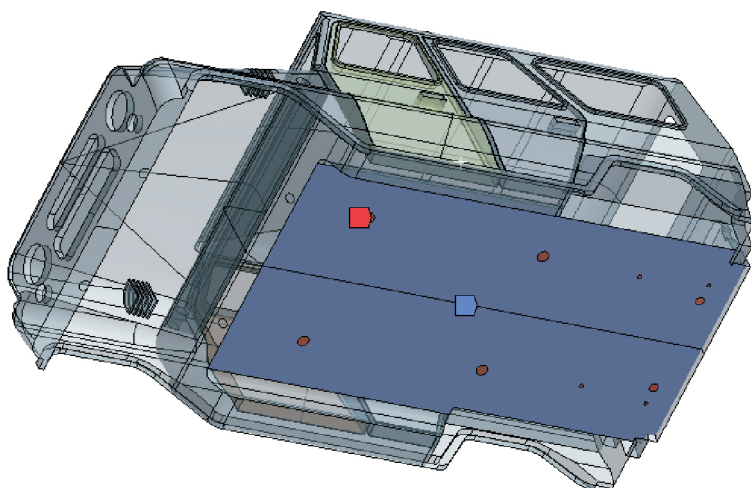


Рис. 4. Область оптимизации и исключаемые из нее подобласти:

- Blue square** — Design Region: Topology; **Red square** — Exclusion Region

**Постановка задачи оптимизаций.** Постановка задачи топологической оптимизации заключается в задании [5]:

– областей оптимизации и исключаемых подобластей (см. рис. 4), которые ограничивают зону существования результата;

– целевой функции. В данной задаче в роли целевой функции выступает минимизация податливости (увеличение жесткости);

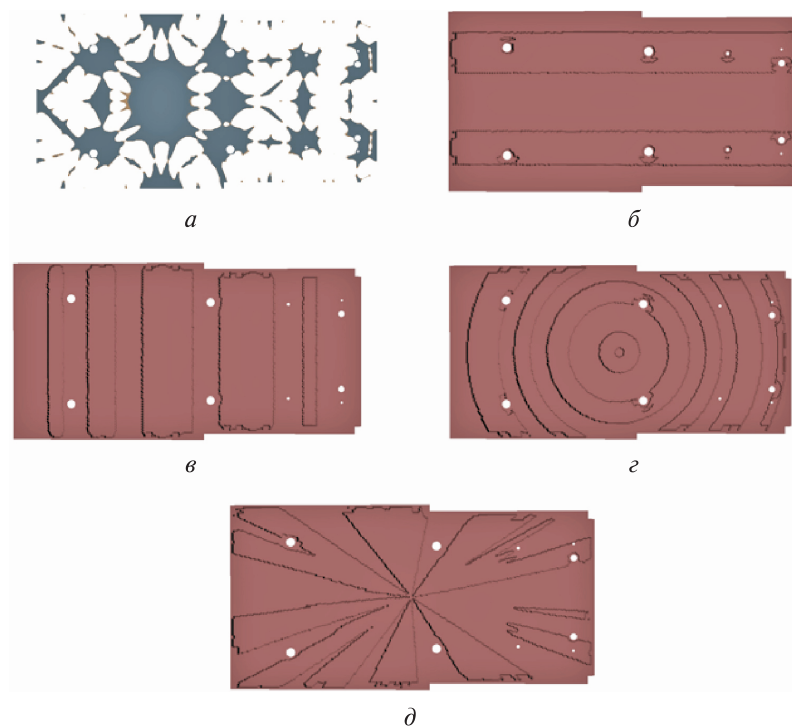
– обязательного ограничения в виде остаточной массы конструкции, накладывающего свои условия по распределению материала для достижения целевой функции. В данном случае остаточная масса составляла 40 % исходной;

– опционального ограничения, учитывающего технологические особенности изготовления или особенности возможного нагружения. В этом случае опциональным ограничением являлось условие продольной симметрии, так как во внимание была принята возможность столкновения с препятствием как левым, так и правым бортом автомобиля.

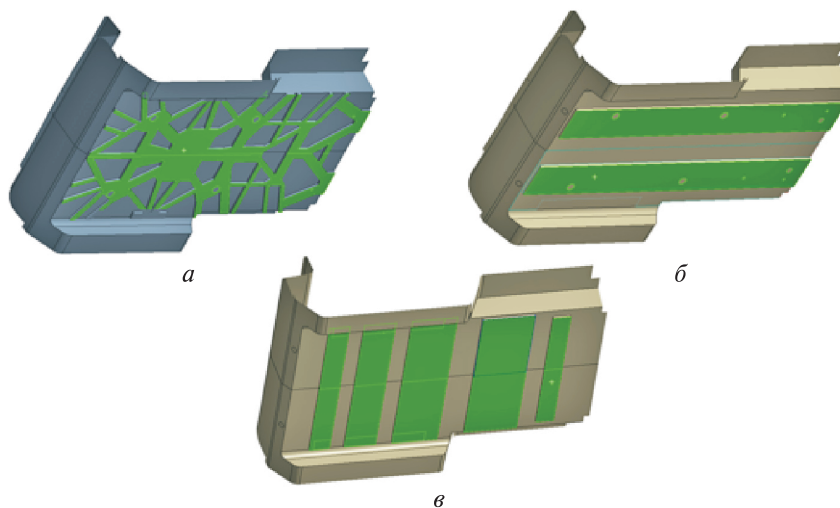
Постановка задачи топографической оптимизации отличается от постановки задачи при топологической отсутствием ограничений, например, типа остаточной массы, а также заданием параметров выштамповки: глубины и угла наклона боковых стенок и их ориентации. Целевая функция при топографической оптимизации заключалась в получении максимальной жесткости, кроме того, пользователь задавал ограничение в виде условия симметрии.

**Результаты топологической и топографической оптимизаций.** Варианты выштамповок, полученные в результате топографической оптимизации с круговой  $T_{\text{круг}}$  и радиальной  $T_{\text{рад}}$  ориентацией, не являются традиционными. В конструкции несущих элементов автомобилей они не встречаются в чистом виде, вследствие чего для дальнейшего рассмотрения будут оставлены вариант топологической оптимизации  $T$ , а также два варианта топографической оптимизации: с продольной  $T_{\text{прод}}$  и поперечной  $T_{\text{попер}}$  ориентацией выштамповок. На рис. 5 приведены результаты топологической и топографической оптимизаций.

Итог расшифровки результатов оптимизации в виде геометрии основания кузова автомобиля для последующего расчета конструкции при ударе о столб представлен на рис. 6. Выштамповки, полученные в результате топологической и топографической оптимизаций, выделены на рисунке зеленым цветом. Расчет проводился для ситуации, в которой осуществляется боковой удар автомобиля в столб, согласно регламенту документа ЕЭК ООН 135 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении их характеристик при боковом ударе о столб» [6]. Критерием эффективности принималась энергоемкость, определяемая как отношение энергии системы к остаточной (пластической) деформации на уровне центра двери.

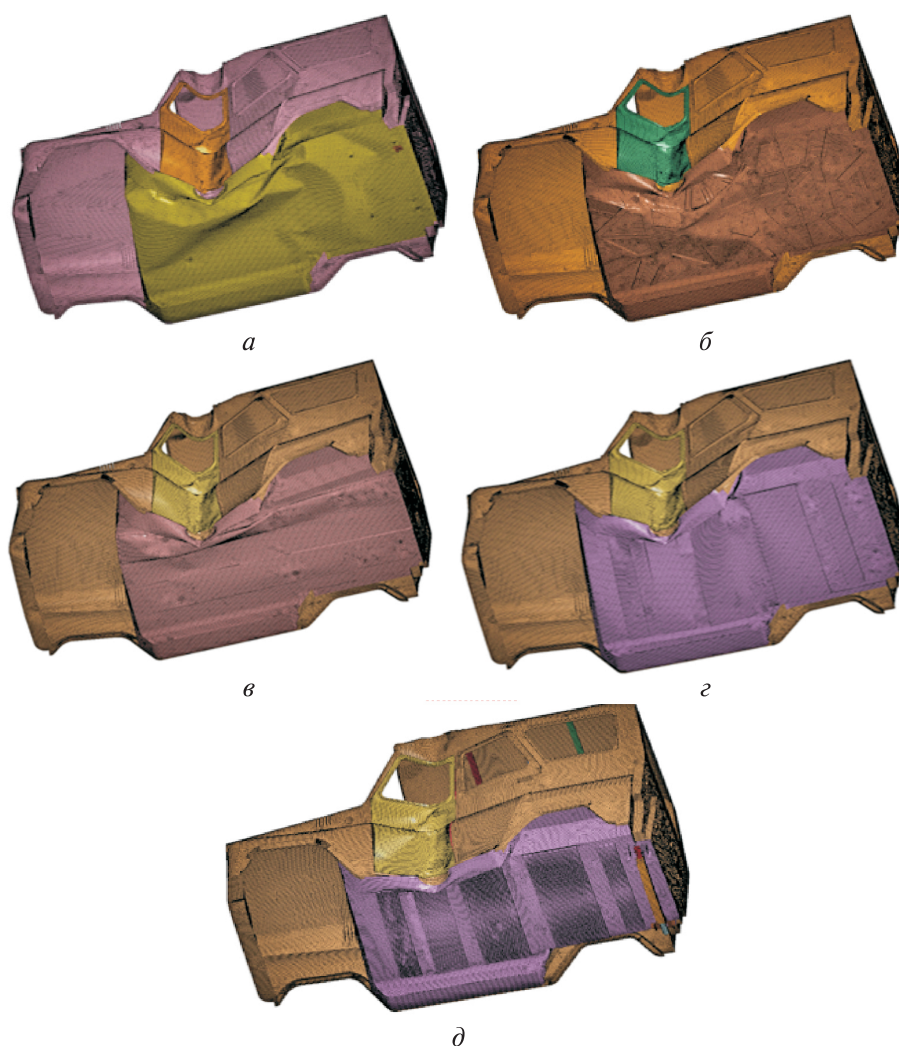


**Рис. 5.** Результаты топологической и топографической оптимизаций:  
*a* — топологическая оптимизация  $T$ ; *б* — топографическая оптимизация с продольной ориентацией выштамповки  $T_{\text{прод}}$ ; *в* — топографическая оптимизация с поперечной ориентацией выштамповки  $T_{\text{попер}}$ ; *г* — топографическая оптимизация с круговой ориентацией выштамповки  $T_{\text{круг}}$ ; *д* — топографическая оптимизация с радиальной ориентацией выштамповки  $T_{\text{рад}}$



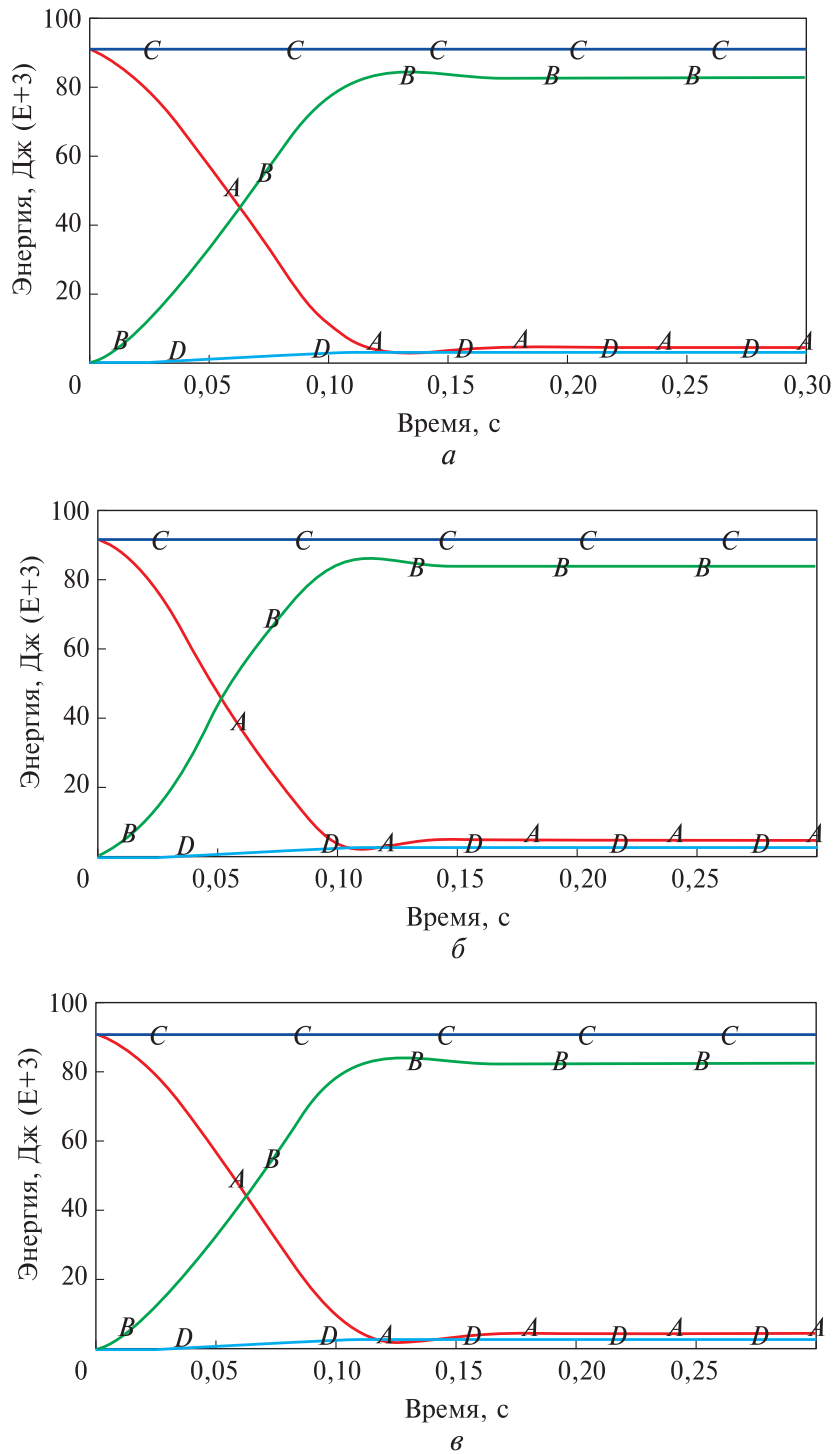
**Рис. 6.** Кузов с усилителями в основании, полученными в результате оптимизации:  
*a* — конструкция, полученная в результате топологической оптимизации  $T$ ; *б* — конструкция, полученная в результате топографической оптимизации с продольными выштамповками  $T_{\text{прод}}$ ; *в* — конструкция, полученная в результате топографической оптимизации с поперечными выштамповками  $T_{\text{попер}}$

Моделирование удара о столб проводилось с использованием программы LS-DYNA, реализующей метод явной динамики [7, 8]. Дополнительно поперечные усилители были усилены пеноалюминием, модель которого описана зависимостью Дешпенда — Флека [9, 10]. На рис. 7 представлены картины деформированного кузова автомобиля для сравниваемых вариантов, на рис. 8 — подтверждение корректности расчета проверкой энергий.



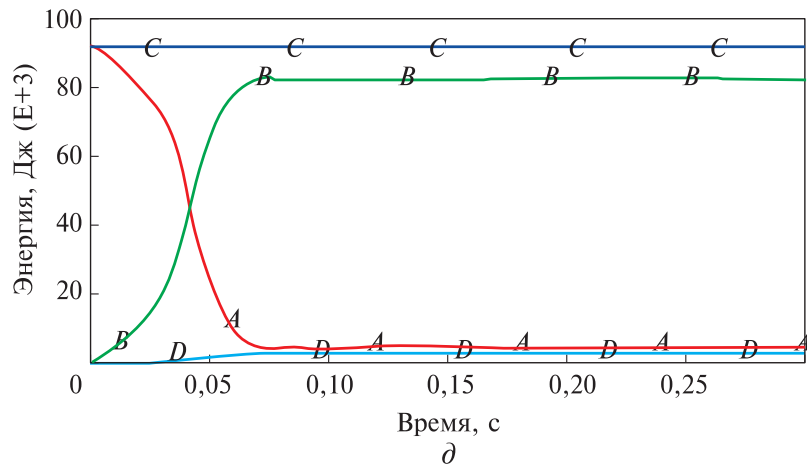
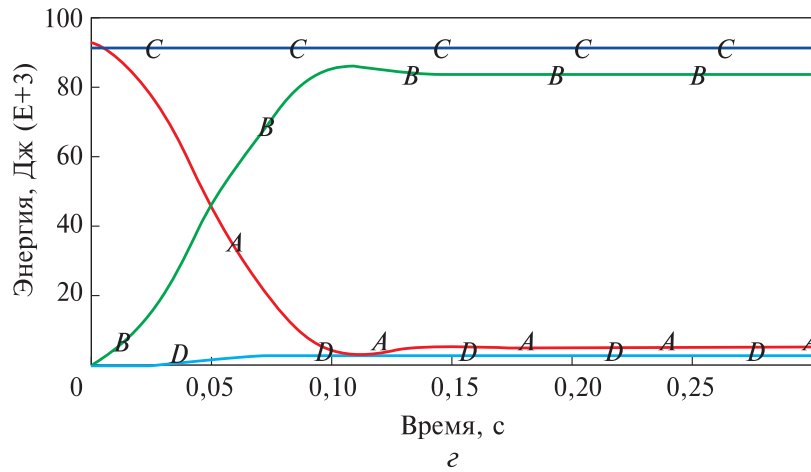
**Рис. 7.** Деформированное состояние кузова после удара:

*a* — исходная конструкция  $A$ ; *б* — конструкция, полученная в результате топологической оптимизации  $T$ ; *в* — конструкция, полученная в результате топографической оптимизации с продольными выштамповками  $T_{\text{прод}}$ ; *г* — конструкция, полученная в результате топографической оптимизации с поперечными выштамповками  $T_{\text{попер}}$ ; *д* — кузов с пеноалюминием  $T_{\text{пена}}$  в поперечных усилителях



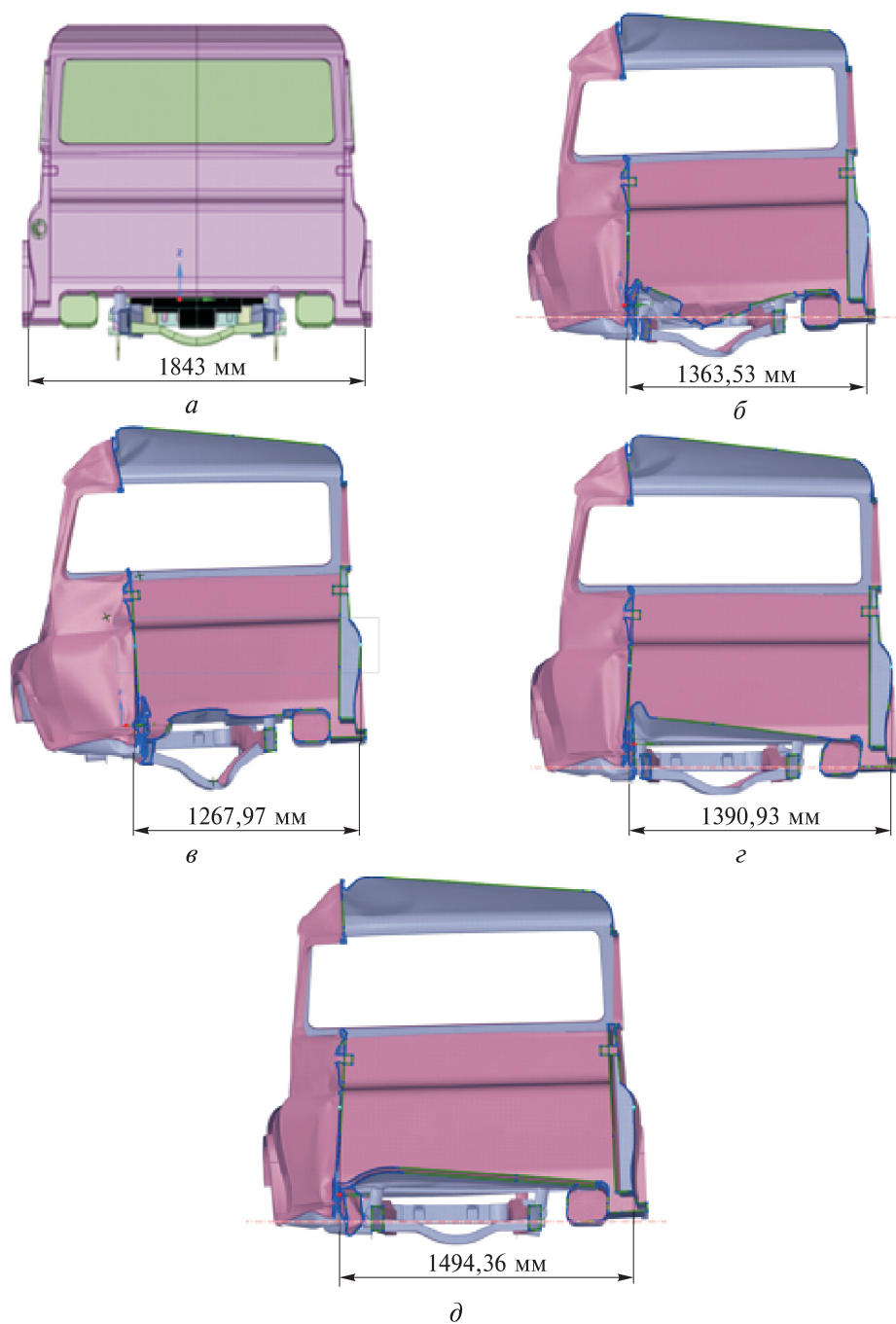
**Рис. 8 (начало).** Графики распределения энергий в процессе удара:

*a* — исходное основание; *б* — основание после топологической оптимизации; *в* — основание с продольными усилителями; — кинетическая энергия *A*; — внутренняя энергия *B*; — полная энергия *C*; — энергия скольжения *D*



**Рис. 8 (окончание).** Графики распределения энергий в процессе удара:  
 z — основание с поперечными усилителями; d — основание кузова с поперечными усилителями, заполненными пеноалюминием; — красная — кинетическая энергия A; — синяя — внутренняя энергия B; — зеленая — полная энергия C; — голубая — энергия скольжения D

Пояснение к определению энергоемкости приведено на рис. 9. Результаты оценки энергоемкости рассматриваемых вариантов показаны в табл. 2.



**Рис. 9.** Поперечный размер жизненного пространства:

*a* — исходная конструкция А; *б* — конструкция, полученная в результате топологической оптимизации Т; *в* — конструкция, полученная в результате топографической оптимизации с продольными выштамповками  $T_{\text{прод}}$ ; *г* — конструкция, полученная в результате топографической оптимизации с поперечными выштамповками  $T_{\text{попер}}$ ; *д* — конструкция с заполненными пеноалюминием поперечными усилителями  $T_{\text{пена}}$

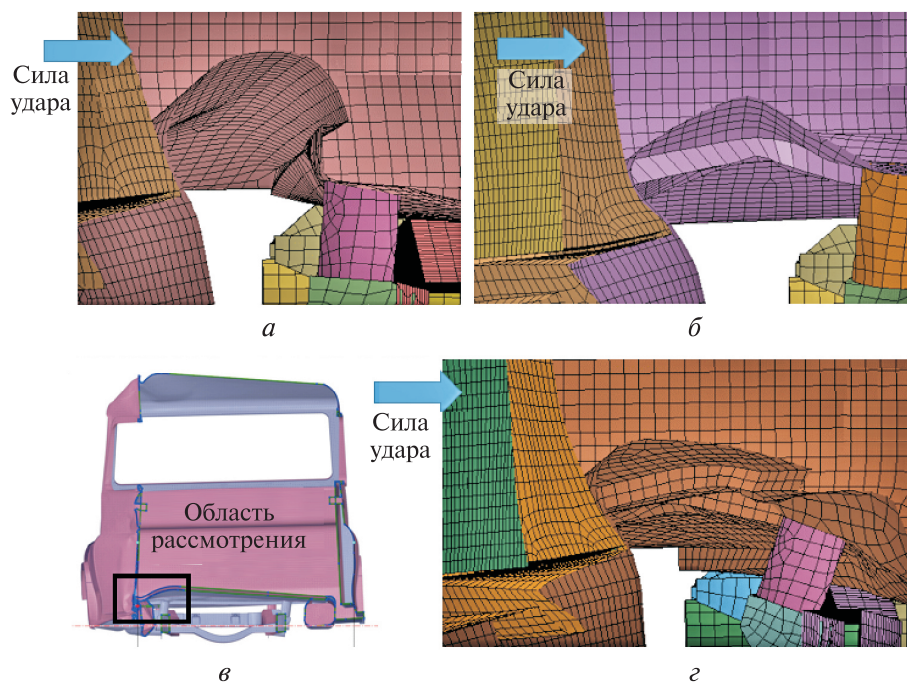
**Энергоемкость вариантов**

Вариант	Исполнение	Начальный размер, мм	Прирост массы, кг	Размер после деформации, мм	Энергоемкость, Дж/мм	Прирост, %
А	Оригинальная конструкция	1843	–	1302	169	–
Т	Усиление по результатам топологической оптимизации		+12	1363,53	191	13,31
Т <sub>прод</sub>	Усиление по результатам топологической оптимизации с продольными выштамповками		–3,17	1267,97	159	–6,02
Т <sub>попер</sub>	Усиление по результатам топологической оптимизации с поперечными выштамповками		+9	1390,93	203	20,09
Т <sub>пена</sub> *	Основание с поперечными усилителями и пеноалюминием		+42	1494,36	266	57,5

\*Вариант был принят после анализа результатов предыдущих расчетов и выбора того, который имеет наибольшую энергоемкость.

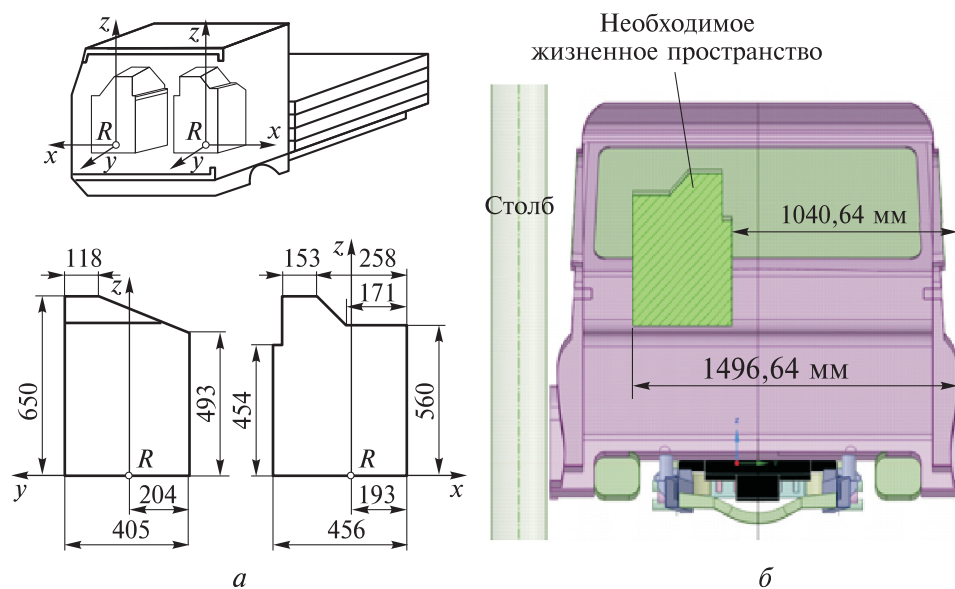
Снижение энергоемкости для варианта Т<sub>прод</sub> можно объяснить следующим образом (рис. 10): основание кузова подвержено действию внецентренного сжатия, т. е. действуют сжимающая сила и изгибающий момент от этой силы. Продольные выштамповки имеют ребра жесткости, нерационально ориентированные к плоскости действия изгибающего момента, в отличие от варианта Т<sub>попер</sub>, где вертикальные стенки выштамповок ориентированы в плоскости действия момента. Вариант Т является промежуточным между двумя вариантами: Т<sub>прод</sub> и Т<sub>попер</sub>.

Для оценки достаточности жизненного пространства применим следующий подход. Поскольку после деформации фактически отсутствует зазор между наружной и внутренней панелями двери (см. рис. 9), с погрешностью в толщину листа панели (2 мм) можно оценить достаточность остаточного жизненного пространства сравнением двух величин: размера после деформации (см. табл. 2 и рис. 9) и расстояния от точки на внешней панели двери недеформируемого борта до поверхности объема жизненного пространства со стороны препятствия (рис. 11). Результаты расчетов для сравнения приведены в табл. 3.



**Рис. 10.** Поперечное сечение (область основания):

*a* — деформированный вид при продольных выштамповках; *б* — деформированный вид при поперечных выштамповках; *в* — область рассматриваемого деформированного вида; *z* — деформированный вид после топологической оптимизации



**Рис. 11.** Определение необходимого жизненного пространства:

*a* — регламентируемые нормы необходимого жизненного пространства; *б* — схема расположения необходимого жизненного пространства в рассматриваемом автомобиле;  $R$ ,  $x$ ,  $y$ ,  $z$  — оси основания кузова; 1040,64 и 1496,64 мм — расстояния от наиболее выступающей точки кузова до необходимого жизненного пространства

**Оценка остаточного жизненного пространства**

Вариант	Исполнение	Размер после деформации, мм	Минимальный размер, мм
А	Оригинальная конструкция	1302	1496,64
Т	Усиление по результатам топологической оптимизации	1363,53	
Т <sub>прод</sub>	Усиление по результатам топологической оптимизации с продольными выштамповками	1267,97	
Т <sub>попер</sub>	Усиление по результатам топологической оптимизации с поперечными выштамповками	1390,93	
Т <sub>пена</sub>	Основание с поперечными выштамповками и пеноалюминием	1494,36	
	Жизненного пространства <b>недостаточно</b> .		
	Жизненного пространства <b>недостаточно менее чем на 1 %</b> .		

Анализ данных табл. 3 показывает, что вариант с поперечными усилителями и пеноалюминием практически удовлетворяет условиям сохранения достаточного жизненного пространства: при минимальном размере 1496,64 мм этот вариант обеспечивает 1494,36 мм. Очевидно, чем жестче конструкция, тем больше при столкновении возрастают ускорения органов тела водителя. Их оценивают по показателям, регламентированным Правилем ЕЭК ООН 135 [6]. Для оценки этих показателей необходимо проведение виртуальных краш-тестов с манекеном и последующим, если потребуется, доведением их до безопасного уровня с использованием средств безопасности (подушек, шторок и т. п.).

**Заключение.** В результате проведенных исследований были сделаны следующие выводы.

1. На основе проведенных исследований было выявлено, что наиболее эффективным является вариант топографической оптимизации с поперечными выштамповками, повышающий энергоемкость на 20,09 % (см. табл. 2).

2. Предложенный вариант с поперечными усилителями был дополнительно усилен с помощью пеноалюминия, что позволило повысить энергоемкость кузова автомобиля почти на 58 %.

3. Проведенная оценка жизненного пространства показала, что из рассмотренных вариантов усиления только вариант с поперечными усилителями и пеной практически обеспечивает необходимое жизненное пространство.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Зузов В.Н., Сулегин Д.А. Исследование влияния на энергоемкость основных силовых элементов кузова автомобиля в зоне бокового удара. *Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение*, 2020, т. 20, № 4, с. 20–34. DOI: 10.14529/engin200403
- [2] Clausen P., Pedersen C.B.W. *Non-parametric large-scale structural optimization for industrial applications*. III ECCM, Lisbon, Portugal. June 5–8, 2006, pp. 149–156.
- [3] Комаров В.А. Проектирование силовых аддитивных конструкций: теоретические основы. *Онтология проектирования*, 2017, т. 7, № 2 (24), с. 191–206. DOI: 10.18287/2223-9537-2017-7-2-191-206
- [4] Rozvany G.I.N. A critical review of established methods of structural topology optimization. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2009, vol. 37, no. 3, pp. 217–237. DOI: 10.1007/s00158-007-0217-0
- [5] Вдовин Д.С. Метод топологической оптимизации в задачах проектирования безопасных кабин сельскохозяйственной и строительной техники. *Известия МГТУ МАМИ*, 2018, № 4 (38), с. 21–29.
- [6] *Правила ЕЭК ООН № 135* (документ E/ECE/324/Rev.2/Add.134/Rev.1–E/ECE/TRANS/505/Rev.2/Add.134/Rev.1). Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении их характеристик при боковом ударе о столб (БУС). ООН, 2016, 48 с.
- [7] Ranjan R., Hanchate V., Urquiza A. *Practical aspects of finite element simulation*. 3rd ed. Colombia, Altair Engineering, 2015, 503 p.
- [8] Reid J.D., Hargrave M.W., Paulson S.L. LS-DYNA a computer modeling success story. *Public roads*, 2001, no. 4, pp. 21–25.
- [9] Гончаров Р.Б., Зузов В.Н. Определение критериев выбора параметров материала наполнителя в несущих тонкостенных конструкциях каркасного типа применительно к задачам пассивной безопасности автомобилей. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2019, вып. 4. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2019-4-1865>
- [10] Deshpande V.S., Fleck N.A. Isotropic models for metallic foams. *J. Mech. Phys. Solids*, 2000, no 48, pp. 1253–1283.

Статья поступила в редакцию 29.01.2021

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Сулегин С.А. Оптимизация конструкции основания кузова грузопассажирского автомобиля в целях повышения энергоемкости при боковом ударе. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2021, вып. 2.

<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2021-2-2059>

**Сулегин Дмитрий Андреевич** — старший преподаватель кафедры «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы», аспирант кафедры «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. e-mail: [d\\_sulegin@mail.ru](mailto:d_sulegin@mail.ru)

## **Optimization of the passenger car body base structure in order to increase energy intensity in a side impact**

© D.A. Sulegin

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 105005, Russia

*The paper considers the possibility of increasing the level of passive safety of the vehicle by development of solutions for strengthening the base of the body. The method to achieve this goal was mathematical modeling using topology optimization modules (Topology Optimization) as well as topographic optimization of sheet bodies of Altair Inspire software and LS-DYNA explicit dynamics of ANSYS. A side impact against a pole defined by UN ECE 135 was selected as the loading mode to test the effectiveness of the strengthening a body base. Efficiency criteria were energy intensity, defined as the ratio of the system energy to the residual (plastic) deformation at the level of the center of the door, and the residual living space. Based on the optimization results, three variants of the strengthening elements arrangement were obtained, one of which was further strengthened with aluminum foam. A comparative assessment of the effectiveness of the considered strengthening options was performed using the simulation results. The most effective option (with transverse stampings and foam) allowed increasing energy intensity by 57.5%. The assessment of the residual living space was carried out, the cutting out of which turned out to be possible only by one strengthening option: with transverse stampings with foam.*

**Keywords:** *passive safety, a body, a base, optimization, a side impact, a pole, energy intensity*

### REFERENCES

- [1] Zuzov V.N., Sulegin D.A. *Vestnik Yuzhnouralskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya Mashinostroenie — Bulletin of the South Ural State University. Series: Mechanical Engineering Industry*, 2020, vol. 20, no. 4, pp. 20–34. DOI: 10.14529/engin200403
- [2] Clausen P., Pedersen C.B.W. Non-parametric large-scale structural optimization for industrial applications. *Proceedings of the European Conference on Computational Mechanics*. Lisbon, Portugal, June 5–9, 2006. Portugal, Lisbon, 2006, pp. 149–156.
- [3] Komarov V.A. *Ontologiya proyektirovaniya — Ontology of designing*, 2017, vol. 7, no. 2 (24), pp. 191–206. DOI: 10.18287/2223-9537-2017-7-2-191-206
- [4] Rozvany G.I.N. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2009, vol. 37, no. 3, pp. 217–237. DOI: 10.1007/s00158-007-0217-0
- [5] Vdovin D.S. *Izvestiya MGTU MAMI — Scientific journal “Izvestiya MGTU “MAMI”*, 2018, no. 4 (38), pp. 21–29.
- [6] *Pravila YEEK OON № 135 (dokument E/ECE/324/Rev.2/Add.134/Rev.1–E/ECE/TRANS/505/Rev.2/Add.134/Rev.1). Yedinoobraznye predpisaniya, kassayushchiesya ofitsialnogo utverzhdeniya transportnykh sredstv v otnoshenii ikh kharakteristik pri bokovom udare o stolb (BUS)* [UN ECE Regulation No. 135 (document E/ECE/324/Rev.2/Add.134/Rev.1–E/ECE/TRANS/505/Rev.2/Add.134/Rev.1). Uniform provisions concerning the approval of vehicles with respect to their characteristics in the event of a side impact with a pole (BUS)]. United Nations, 2016, 48 p.
- [7] Ranjan R., Hanchate V., Urquiza A. *Practical aspects of finite element simulation*. 3rd ed. Colombia, Altair Engineering Publ., 2015, 503 p.

- [8] Reid J.D., Hargrave M.W., Paulson S.L. *Public Roads*, 2001, no. 4, pp. 21–25.
- [9] Goncharov R.B., Zuzov V.N. *Inzhenerny zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2019, iss. 4.  
<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2019-4-1865>
- [10] Deshpande V.S., Fleck N.A. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 2000, no. 48, pp. 1253–1283.

**Sulegin D.A.**, Assist. Professor, Department of Multi-purpose Caterpillar Machines and Mobile Robots, Post-Graduate Student, Department of Wheeled Vehicles, Bauman Moscow State Technical University. e-mail: [d\\_sulegin@mail.ru](mailto:d_sulegin@mail.ru)