

УДК 623.113

Р.Б. Гончаров, В.Н. Зузов

**ОСОБЕННОСТИ ПОИСКА ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ УСИЛИТЕЛЕЙ
ЗАДНЕЙ ЧАСТИ КАБИНЫ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ
НА БАЗЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ И ТОПОЛОГИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ
С ЦЕЛЬЮ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТРЕБОВАНИЙ ПО ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ
ПО МЕЖДУНАРОДНЫМ ПРАВИЛАМ
И ПОЛУЧЕНИЯ ЕЕ МИНИМАЛЬНОЙ МАССЫ**

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Рассматриваются особенности поиска оптимальных параметров усилителей задней части кабины грузового автомобиля на базе параметрической и топологической оптимизации с целью обеспечения требований по пассивной безопасности по международным правилам и получения ее минимальной массы. Представлены разработанные рациональные конечно-элементные модели (КЭМ) кабины и маятника применительно к задачам оптимизации. Рассмотрена возможность использования части кабины для решения поставленных задач при использовании программ LS-OPT и LS-TaSC с решателем LS-DYNA, что позволяет в итоге получить результаты с приемлемой точностью и минимальным временем решения. Погрешность расчета по перемещениям маятника для части кабины в сравнении с полноценной конструкцией не превышает 8 %. В качестве элементов усиления задней панели кабины использовались стальные ребра и наполнитель из пеноалюминия.

Для решения поставленной задачи и более полной оценки влияния параметров было рассмотрено несколько вариантов доработки кабины. Топологическая оптимизация проводилась с целью получения картины наилучшего расположения усилителей по поверхности панели. Параметрическая оптимизация проводилась по подбору свойств наполнителя (пеноалюминия) и по толщинам конструктивных элементов.

В доработанном варианте кабины обеспечено удовлетворение требованиям по пассивной безопасности при оптимальном распределении массы в результате рационального распределения ребер и подбора толщин. Увеличение массы кабины составило 6 %, при этом перемещение маятника уменьшилось на 47 %. Применение пенонаполнителя в этом случае не явилось рациональным.

Ключевые слова: кабина, панель, пассивная безопасность, оптимизация, LS-DYNA, LS-OPT, LS-TaSC, пенонаполнитель, конечно-элементная модель.

Введение

Испытание автомобилей на пассивную безопасность – задача сложная и дорогостоящая, поэтому целесообразно максимально использовать возможности современного расчетного анализа на основе компьютерного моделирования для уменьшения затрат времени и средств на разработку конструкции. Подобные задачи решаются методом конечных элементов (МКЭ). В программах МКЭ реализованы алгоритмы, позволяющие решать высоконелинейные быстропротекающие задачи с контактным взаимодействием между элементами конструкции, а также несколько методов оптимизации, в том числе, на базе методов гибридных ячеек (НСА) для топологической оптимизации, и различные алгоритмы, в том числе, основанные на построении метамоделей для параметрической оптимизации [1-6].

В данной работе проводилась топологическая и параметрическая оптимизация для подбора параметров наполнителя и силовой структуры и свойств элементов каркасного типа для обеспечения требований по пассивной безопасности по международным правилам и при оптимальном значении массы. Для решения использовались программы LS-TaSC и LS-OPT с явным решателем LS-DYNA, которые дают хорошие результаты по соотношению точности и затрат времени на расчет.

Цель работы заключается в рациональной доработке задней части кабины перспективного грузового автомобиля для удовлетворения требованиям по пассивной безопасности на

базе топологической и параметрической оптимизации параметров наполнителя и силовой структуры и свойств элементов каркасного типа.

Анализ напряженно-деформированных состояний (НДС) кабины при испытаниях на пассивную безопасность

Методики испытаний на пассивную безопасность конструкции призваны моделировать сценарии реальных аварийных ситуаций. Применительно к грузовым автомобилям такими ситуациями являются лобовой удар, удар по кабине сзади сорвавшимся при торможении грузом и опрокидывание автомобиля.

Одними из наиболее требовательных норм пассивной безопасности кабин являются шведские нормы VVFS 2003:29. Согласно им, пассивная безопасность кабины проверяется проведением следующих испытаний (рис. 1): приложением статической нагрузки на крышу кабины; удар цилиндрическим маятником спереди по переднему верхнему углу кабины; удар прямоугольным маятником по задней стенке кабины под прямым углом [7].

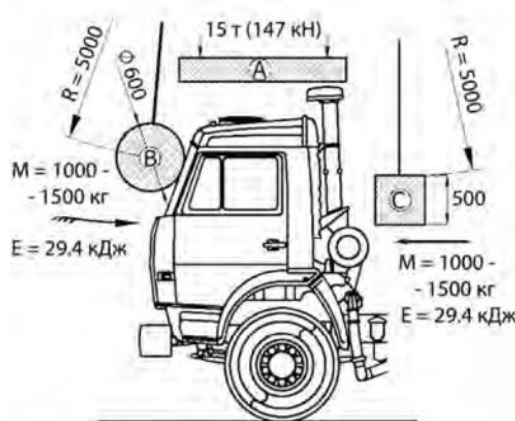


Рис. 1. Испытания по VVFS 2003:29 («Шведские нормы»)

Объектом исследования в данной работе является перспективная бескапотная кабина грузового автомобиля (рис. 2, а). КЭМ кабины создавалась на основе методик, изложенных в работах [8, 9] (рис. 2, б). Характерный размер конечного элемента 20 мм, что свойственно для моделей среднего уровня, количество элементов 37325. Элементы кабины моделировались преимущественно четырехузловыми оболочечными элементами типа Belytschko-Tsay. Толщина внутренних и внешних панелей обшивки 1 мм, лонжеронов кабины – 4 мм. Материал кабины сталь 08 кп с кинематическим упрочнением, масса кабины 250 кг.

Конструкция задней части кабины состоит из двух панелей, которые соединены друг с другом, с боковыми панелями и крышей по периметру точечной сваркой. В месте расположения заднего смотрового окна панели выполнены таким образом, чтобы было возможно установить стеклопакет. К особенностям конструкции задней части кабины можно отнести: отсутствие связывающих элементов между внешней и внутренней панелями (кроме периметра). Отрицательной стороной такого рода конструктивных решений является уменьшение жесткости конструкции, в том числе, при ударе сзади.

Для оценки соответствия требованиям правил пассивной безопасности кабины был проведен расчет при ударе маятником массой 1000 кг с начальной скоростью 7,6 м/с по задней панели кабины [10].

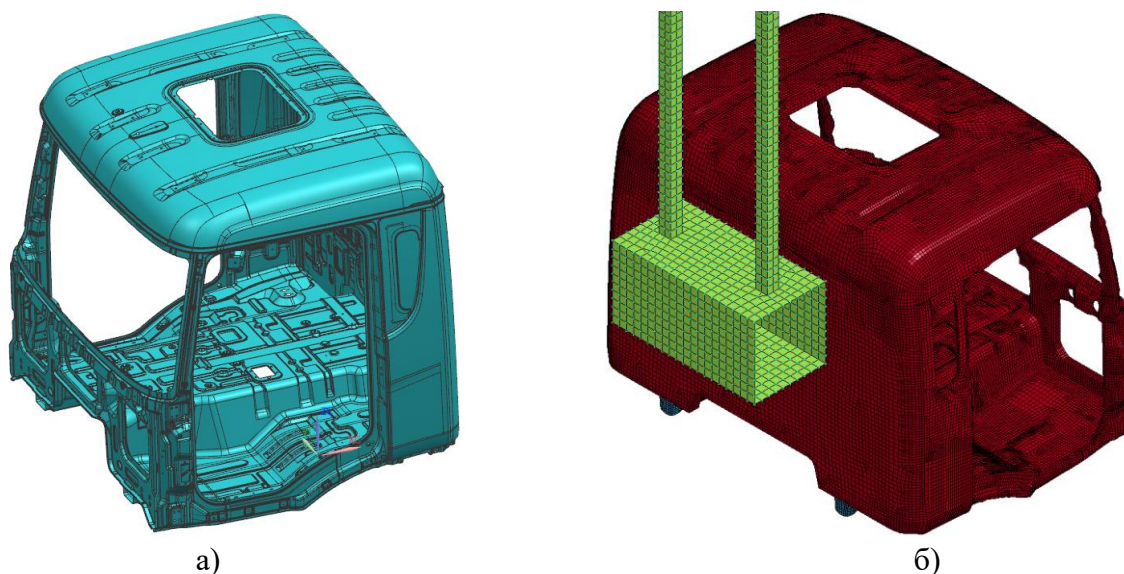


Рис. 2. Объект исследования:
а – твердотельная модель; б – КЭМ в момент удара маятником

Машинное время расчета в программе LS-DYNA составляет 55 минут, что в случае решения оптимизационной задачи является приемлемым с точки зрения затрат времени при условии, что характер деформации идентичен экспериментальным [11, 12]. Результаты расчета показаны ниже (рис. 3).

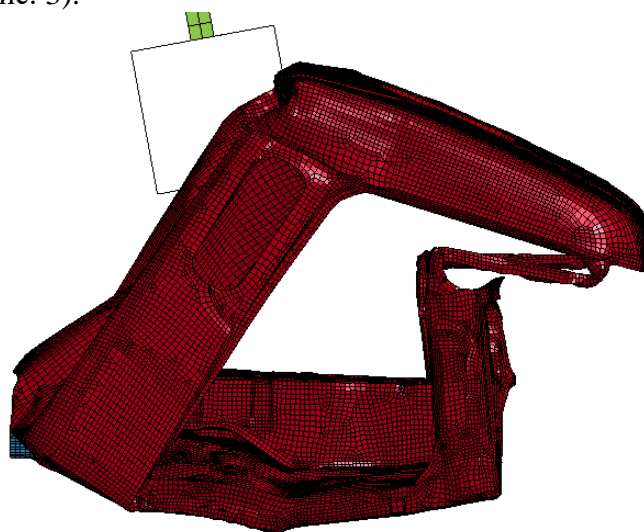


Рис. 3. Деформированное состояние базового варианта кабины

Анализ результатов показал, что жизненное пространство в кабине при ударе маятником по задней стенке не сохранилось. В местах крепления стоек лобового стекла возникли обширные пластические деформации, задняя панель потеряла устойчивость и, как следствие, кабина сложилась в продольном направлении.

Для решения задачи обеспечения пассивной безопасности был применен подход деления кабины на подзоны. На начальном этапе использовался доработанный вариант кабины при ударе маятником по передней стойке в соответствии со «Шведскими нормами». Согласно рекомендациям, изложенным в статье [13], каркасные элементы вокруг дверного проема и контур передней панели под лобовым стеклом заполнены пеноалюминием; верхний контур дверного проема усилен накладками.

Использование наполнителя из пеноалюминия увеличило жесткость конструкции кабины, при этом максимальное перемещение точки на маятнике составило 294 мм. Масса кабины 300 кг. В результате деформации у доработанной конструкции меньше, чем у базового

варианта (рис. 4), однако, они все равно остаются критичными с точки зрения сохранения жизненного пространства в салоне кабины. В связи с этим, требуется дальнейшая доработка задней части кабины, которая будет строиться на поиске наилучшей структуры элементов каркасного типа и использования наполнителя (пеноалюминия) и накладок (ребер жесткости).

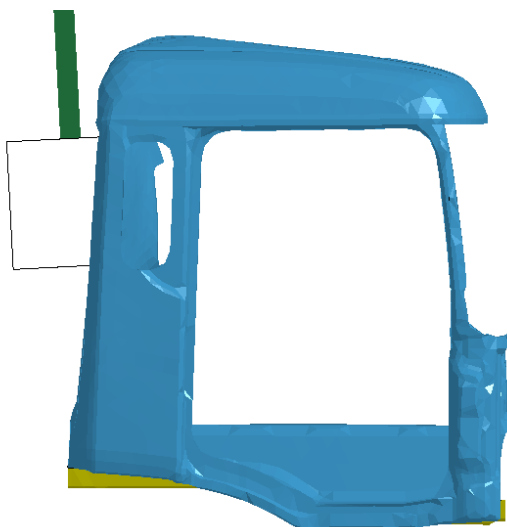


Рис. 4. Деформированное состояние доработанного варианта кабины

Анализ картины НДС кабины позволяет сделать вывод о том, что жесткость конструкции в районе дверного проема, передней панели и лобового стекла достаточна для поглощения ударной энергии маятника. В связи с этим для сокращения продолжительности расчетов на предварительной стадии по доработке конструкции целесообразно использовать только заднюю часть кабины (рис. 5). Перемещение маятника при моделировании удара только по задней части кабины составило 270 мм, что на 8 % меньше, чем в случае моделирования всей кабины.

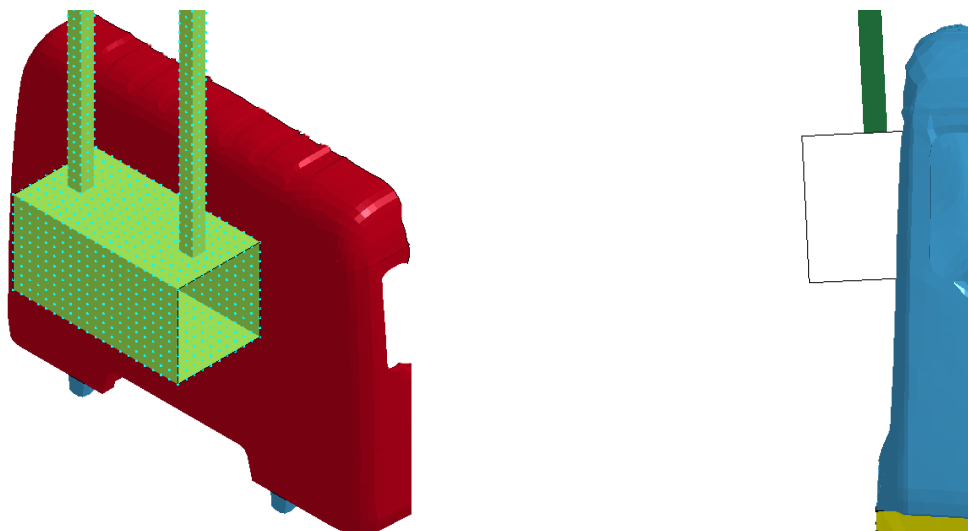


Рис. 5. КЭМ задней панели в момент удара маятником

Основываясь на полученных результатах, была поставлена задача осуществить поиск оптимальных решений для задней части кабины с целью удовлетворения требованиям по пассивной безопасности и минимизации массы.

Для решения поставленной задачи и более полной оценки влияния параметров была предложена оптимизация структуры силовых элементов каркасного типа, поиска оптимального распределения только накладок (ребер), поиска оптимального распределения и плотности только наполнителя (пеноалюминия) в элементах каркасного типа.

Постановка задачи топологической и параметрической оптимизаций

С целью получения картины оптимального расположения силовых элементов каркасного типа на задней внутренней панели кабины была проведена топологическая оптимизация при ударе маятником. Для решения задач ударного воздействия была создана КЭМ, состоящая из shell элементов. Вся совокупность shell элементов задней панели составляет пространство проектирования, которое участвует в топологической оптимизации. Размер характерного элемента 20 мм, количество – 10120. Данная модель является моделью среднего уровня, которая, как отмечалось, подходит для решения оптимизационных задач. Цель оптимизации – поиск оптимального расположения силовых элементов каркасного типа на задней внутренней панели кабины, обеспечивающие требуемое жизненное пространство в конструкции при ударе сзади и минимум массы конструкции.

Оптимизация проводилась методом гибридных ячеек (HCA) в программе LS-TaSC, как одним из наиболее эффективных для подобных задач [14, 15].

Результат топологической оптимизации и его интерпретация представлены ниже (рис. 6).

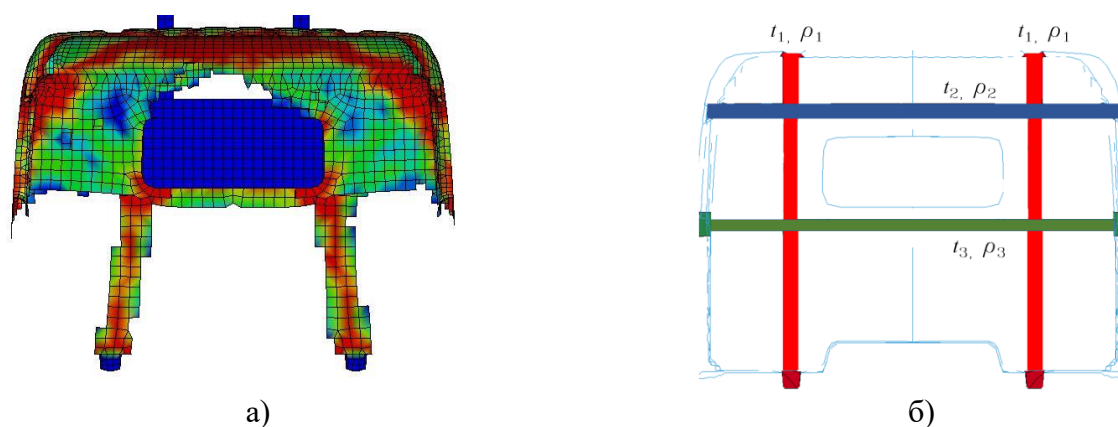


Рис. 6. Результаты:
а – топологической оптимизации; б – интерпретации

Анализ полученных результатов показывает, что вертикальные усилители позволяют передать ударную нагрузку к местам расположения элементов крепления конструкции к лонжеронам, а поперечные перераспределяют нагрузку между боковыми панелями кабины. Основываясь на результатах топологической оптимизации, был предложен вариант доработки задней части кабины (рис. 6, б и 7). Между двумя панелями были введены ребра, которые образовали замкнутые объемы. Получившиеся полости заполнены наполнителем (пеноалюминием) для увеличения жесткости всей конструкции. Расстояние между ребрами одинаковое и составляет 60 мм.

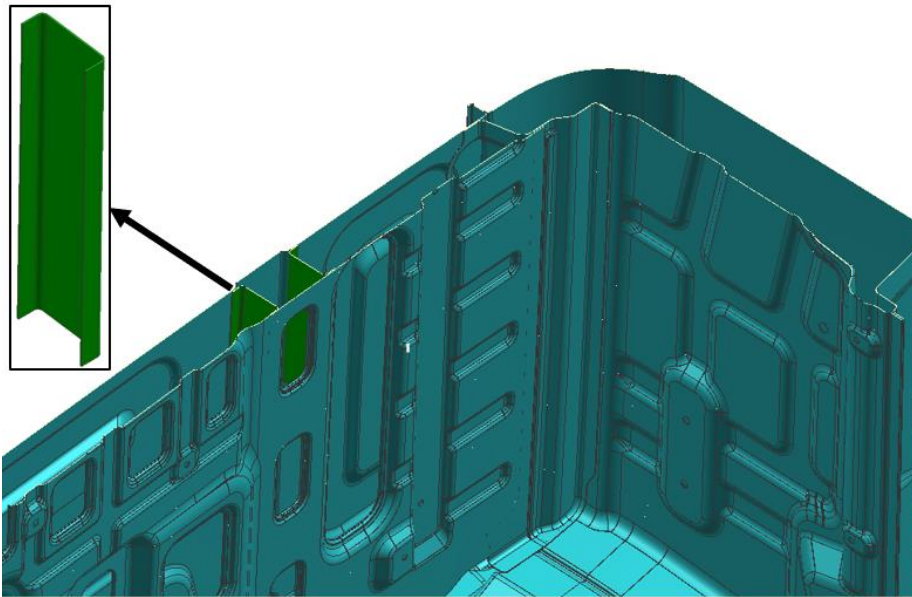


Рис. 7. Доработка задней части кабины

С целью определения оптимальных значений толщин ребер и плотности наполнителя была поставлена задача параметрической оптимизации, которая решалась в программе LS-OPT с использованием явного решателя LS-DYNA. Материал пеноалюминий в программе LS-DYNA описывается моделью, предложенной Дешпендом и Флеком [16]. В данной модели свойства наполнителя (такие, как прочность и жесткость) зависят от плотности, что позволяет использовать его для решения оптимизационных задач, выбирая в качестве варьируемого параметра плотность. Применение этой модели к задачам оптимизации конструкций представлено в работах [17-19].

В данной задаче в качестве варьируемых параметров выступают плотность пеноалюминия ρ_i , которая изменяется в пределах от 100 кг/м³ до 800 кг/м³, и толщины ребер t_j : 0,1 мм; 1 мм; 2 мм. На основе ранее проведенного анализа и требования сохранения жизненного пространства максимальное перемещение маятника не должно превышать 150 мм. Задача оптимизации решалась с помощью построения поверхности отклика (метамодель) методом Radial basis function network (основан на нейронных сетях) и алгоритма adaptive simulated annealing (алгоритм имитации отжига).

Результаты оптимизации сведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты параметрической оптимизации

	t1 , мм	t2 , мм	t3 , мм	ρ_1 , кг/м ³	ρ_2 , кг/м ³	ρ_3 , кг/м ³	Перемещение, мм	Увеличение массы, кг
Без доработки панели	-	-	-	-	-	-	270	0
С ребрами	1	1	1	-	-	-	149	+18
С наполнителем	1	1	1	100	100	100	146	+33

Анализ результатов параметрической оптимизации показал, что использование наполнителя неэффективно, потому что масса конструкции в этом случае увеличилась на 11 %, а в случае применения ребер – на 6 % при похожих значениях по перемещению маятника. Следовательно, окончательная доработка кабины осуществлялась с помощью межпанельных ребер с толщиной 1 мм.

В результате доработки кабина стала удовлетворять требованиям по пассивной безопасности, максимальное перемещение маятника уменьшилось на 47 % (до 155 мм), однако масса кабины увеличилась на 6 % (до 323 кг) по сравнению с исходной конструкцией.

Заключение

На основе проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. При исследовании поведения кабины при ударе сзади допустимо моделировать только ее заднюю часть (расположенную за дверными проемами). Это позволяет сократить машинное время, затрачиваемое на проведение топологической и параметрической оптимизаций, более чем в два раза, при этом отклонение результатов относительно модели полноценной кабины не превысило 8 %.
2. В результате доработки перспективной кабины грузового автомобиля путем целенаправленного введения накладок и усилителей удалось добиться заданных свойств по пассивной безопасности при увеличении ее массы на 6 %.
3. Применение наполнителя (пеноалюминия) для усиления задней части кабины при ударе маятником сзади в нашем случае неэффективно (в общем случае зависит от особенностей конструкции кабины).

Библиографический список

1. **Tovar, A.** Bone remodeling as a hybrid cellular automaton optimization process / A. Tovar // Ph.D. thesis. University of Notre Dame. Notre Dame. – 2004.
2. **Шабалин, М.Л.** Снижение требований к прочности материала подрамника грузового автомобиля с независимой подвеской путем параметрической оптимизации конструктивно-силовой схемы / М.Л. Шабалин, Д.С. Вдовин // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2016. – № 4 (30). – С. 90-96.
3. **Вдовин, Д.С.** Проектирование направляющего аппарата независимой подвески автомобиля с использованием метода топологической оптимизации / Д.С. Вдовин, В.С. Прокопов, Д.С. Рябов // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2017. – № 3 (33). – С. 9-13.
4. **Кишов, Е.А.** Топологическая оптимизация силовых конструкций методом выпуклой линеаризации / Е.А. Кишов, В.А. Комаров // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2018. – Т. 17. – № 1. – С. 137-149. – DOI:10.18287/2541-7533-2018-17-137-149.
5. **Французов, А.А.** Применение метода топологической оптимизации в задачах проектирования грузоподъемной техники / А.А. Французов, Я.И. Шаповалов, Д.С. Вдовин // Технические науки. Машиностроение и машиноведение. – 2017. – №2 (42). – С. 99-108. – DOI: 10.21685/2072-3059-2017-2-9.
6. **Вдовин, Д.С.** Метод топологической оптимизации в задачах проектирования безопасных кабин сельскохозяйственной и строительной техники / Д.С. Вдовин // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2018. – № 4 (38). – С. 21-29.
7. VVFS 2003:29, Vägverkets föreskrifter om nationella typgodkännande av system, komponent och separat teknisk enhet, Vägverkets författningssamling, april, 2003.
8. **Шабан, Б.А.** Особенности построения конечно-элементных моделей кабин для исследования пассивной безопасности при ударе в соответствии с правилами ЕЭК ООН №29 / Б.А. Шабан, В.Н. Зузов // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. – 2013. – № 03. – DOI: 10.7463/0313.0542301.
9. **Черников, С.К.** Численные исследования процессов деформирования конструкций грузовых автомобилей в течение дорожно-транспортных происшествий / С.К. Черников, А.Н. Ахмадышин // Казанский физико-технический институт имени Е.К. Завойского. – 2011. – С. 168-172.
10. **Гончаров, Р.Б.** Топологическая оптимизация конструкции бампера автомобиля при ударном воздействии с позиций пассивной безопасности / Р.Б. Гончаров, В.Н. Зузов // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2018. – № 2 (36). – С. 2-9.

11. **Гончаров, Р.Б.** Проблемы поиска оптимальных конструктивных параметров бампера автомобиля при ударном воздействии с позиций пассивной безопасности / Р.Б. Гончаров, В.Н. Зузов // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. – 2018. – № 3 (122). – С. 130–136.
12. **Гончаров, Р.Б.** Проблемы поиска оптимальных решений для обеспечения пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей при минимальной массе / Р.Б. Гончаров, В.Н. Зузов // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2018, – № 4 (38). – С. 92-102.
13. **Andres Tovar** Renaud Crashworthiness design using topology optimization / Tovar Andres, M. Patel Neal, Byung-Soo Kang, E. John // Journal of mechanical design. – 2009. – № 131. – P. 1-12. – DOI: 10.1115/1.3116256.
14. **Goel, T.** A topology optimization tool for LS-DYNA users: LS-OPT/ Topology / T. Goel, W. Roux, N. Stander // 7-th European LS-DYNA Conference, 2009.
15. **Deshpande V.S.** Isotropic models for metallic foams / V.S. Deshpande, N.A. Fleck // J. Mech. Phys. Solids. – 2000. – № 48. – P. 1253–1283.
16. **Zhaokai, Li** Crashworthiness and lightweight optimization to applied multiple materials and foam-filled front-end structure of auto-body / Li Zhaokai, Yu Qiang, Zhao Xuan, Yu Man, Shi Peilong, Yan Cilei // Adv. Mech. Eng. – 2017. – № 9(8). – P. 1-21. – DOI: 10.1177/1687814017702806.
17. Liuwei, Guo, Jilin Yu Dynamic bending response of double cylindrical tubes filled with aluminum foam / Guo Liuwei, Yu Jilin // International Journal of Impact Engineering. – 2011. – № 38. – P. 85-94.
18. **Zhi, Xiao** Crashworthiness design for functionally graded foam-filled bumper beam / Xiao Zhi, Fang Jianguang, Sun Guangyong, Li Qing // Int. J. Advances in engineering software. – 2015. – № 85. – P. 81-95.

*Дата поступления
в редакцию: 29.01.2019*

R.B. Goncharov, V.N. Zuzov

**SPECIAL FEATURES OF SEARCH OF THE OPTIMUM PARAMETERS
OF THE AMPLIFIERS OF A TRUCK CABIN REAR PART, BASED ON PARAMETRIC
AND TOPOLOGICAL OPTIMIZATION IN ORDER TO ENSURE THE REQUIREMENTS
FOR PASSIVE SAFETY ACCORDING TO INTERNATIONAL RULES AND TO OBTAIN
ITS MINIMUM MASS**

Moscow state university N.E. Bauman

Purpose: Crashworthiness design for rear part of a truck cabin using a topology and parametric optimization.

Design/methodology/approach: The design parameters for crashworthiness optimization are foam density and thickness of the ribs, the purpose is to minimize the total mass of a rear part of truck cabin. The foam model that is used in this article is Deshpande and Fleck foam. The programs for optimization are LS-DYNA, LS-TaSC and LS-OPT.

Findings: The optimized design has the total mass more than original one (5%), but the crashworthiness is better than base model. Topology optimization is good for finding the location of the ribs and parametric optimization uses for finding the best values for density and thickness.

Research limitations/implications: The present study provides a starting-point for further research in the improvement of the crashworthiness design for a truck's cabin.

Key words: truck cabin, panel, crashworthiness, optimization, LS-DYNA, LS-OPT, LS-TaSC, aluminum foam, finite-element model.