

ВЫБОР БЕЗОПАСНОЙ СИЛОВОЙ СХЕМЫ КАБИНЫ НА НАЧАЛЬНОМ ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Багичев С.А.¹, Орлов Л.Н.¹

¹ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е.Алексеева», г. Нижний Новгород, Россия (603950, ГСП-41, Н.Новгород, ул. Минина, д.24), e-mail: info@automobile2.ru

При проектировании безопасных конструкций грузовых автомобилей особое место уделяется обеспечению пассивной безопасности их кабин. Конструктивная безопасность кабин грузовых автомобилей регламентирована Правилами ЕЭК ООН № 29, Шведскими требованиями. Некоторые заводы — производители автотранспортной техники используют также свои методики оценки пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей. Для обеспечения безопасности конструкция кабины должна быть способной выдержать все возможные виды нагружений. В статье рассмотрены порядок и примеры выбора безопасных силовых схем кабин на начальном этапе проектирования. Показаны возможности автоматизации этого процесса с применением разработанной программы. Аварийные нагружения воспроизведены путем приложения сосредоточенных усилий в соответствующие узлы силовых схем. Результаты работы могут быть полезны для специалистов, занимающихся расчетной оценкой пассивной безопасности автобусов.

Ключевые слова: кабина, методика выбора безопасной силовой схемы кабины, режимы аварийного нагружения, требования пассивной безопасности.

THE CHOICE OF SAFE FORCE SCHEME OF A CABIN AT THE INITIAL DESIGN STAGE

Bagichev S.A.¹, Orlov L.N.¹

¹Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E.Alekseyev, Nizhny Novgorod, Russia (603950, Nizhny Novgorod, street Minina, 24), e-mail: info@automobile2.ru

When designing safety structure of trucks, special attention is given to ensure passive safety of their cabs. Structural safety of truck cabins is regulated by UNECE Regulation №29, Swedish requirements. Some plants - manufacturers of vehicles also use their methodology for assessing passive safety truck cabins. To ensure the security structure of the cabin, it must be able to withstand all possible load cases. The article describes the procedure for the selection and examples of cabs safe power circuits at the initial design stage. It is shown the possibilities to automate this process using the developed program. Emergency loads reproduced by applying a concentrated forces at the appropriate nodes of power circuits. The results can be useful for professionals involved in the design of passive safety assessment buses.

Keywords: cabin, the methodology of selecting of safe force scheme of cabin, modes of emergency loading, passive safety requirements.

Разработка алгоритма и методики выбора силовой схемы кабины с применением компьютерной автоматизации процесса дает возможность повысить эффективность процесса проектирования кабин. Методика проектирования безопасной кабины, подробно описанная в работе [4], включает в себя пять этапов. Выбор безопасной силовой схемы кабины предусмотрен на первом ее этапе. Он предполагает в качестве известного параметра только наличие мест расположения отдельных узлов. В качестве задачи ставится определение жесткостей элементов, размеров их сечений и распределение их по силовым элементам. Их соотношения выбираются таким образом, чтобы силовая схема удовлетворяла требованиям безопасности. Эта задача в общем виде сводится к перебору характеристик элементов силовой схемы, их изменению путем добавления некоторого дискретного значения. На первом этапе следует задать исходное распределение жесткостей [3]. На втором этапе

оценивается безопасность силовой схемы кабины. Если требования безопасности удовлетворяются, то задача считается решенной, а если нет, то ведется перераспределение жесткостей путем перебора значений жесткостей отдельных элементов. Суть алгоритма перераспределения жесткостей заключается в следующем. Во-первых, выбирается шаг, с которым следует изменять жесткости отдельных элементов. В разработанной программе этот шаг равен 15% от текущего значения жесткости. По затратам времени это значение считается оптимальным для приближенных расчетов. Во-вторых, при переборе вариантов возможных механизмов разрушения силовой схемы определяется тот, которому соответствует максимальное значение разрушающей нагрузки. На следующем шаге проводится оценка безопасности силовой схемы для нового распределения жесткостей. Таким образом, в ходе алгоритма выбора силовой схемы последовательно увеличиваются параметры жесткости тех элементов кабины, которые больше всего подвержены разрушению в ходе нагружения силовой схемы кабины.

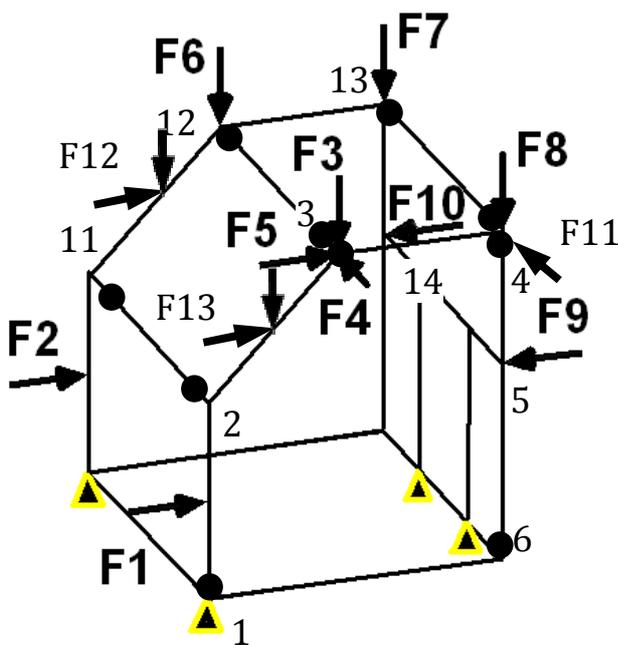


Рис. 1 Возможные виды нагружений силовой схемы кабины

Проектирование безопасной конструкции кабины предусматривает рассмотрение всех возможных вариантов в соответствии с требованиями существующих стандартов. Совокупность возможных вариантов нагружения кабин [1], которые следует учитывать при их проектировании, в обобщенном виде показана на рисунке 1. Здесь также показаны, для примера, пластические шарниры, образующиеся в элементах при действии на кабину нагрузки F_5 , соответствующей шведским требованиям. Более подробно рассмотрение возможных механизмов разрушения силовой схемы

изложено в работе [5]. Основные параметры, которые необходимо задавать при расчете несущей способности силовой схемы по разрушающим нагрузкам, — это размеры и расположение ее силовых элементов. Также здесь дана нумерация узлов схемы кабины, условно принятая в расчете. Формат задания элементов имеет вид, показанный в таблице 1. Рассмотрено 15 вариантов возможных механизмов разрушения кабины, показанных на рисунке 2.

Для каждого механизма разрушения проведен анализ и определено его соответствие виду нагружения. В таблице 2 плюсом отмечены те механизмы, которые возможны при соответствующей нагрузке.

Таблица 1

Формат задания исходных данных

Элемент	Длина, м	σ_T , МПа	Wпл.н, $10^{-9} \times \text{м}^3$	Wпл.к, $10^{-9} \times \text{м}^3$
1-2	0,6	210	4358	20270
1-6	0,8	210	15330	45210

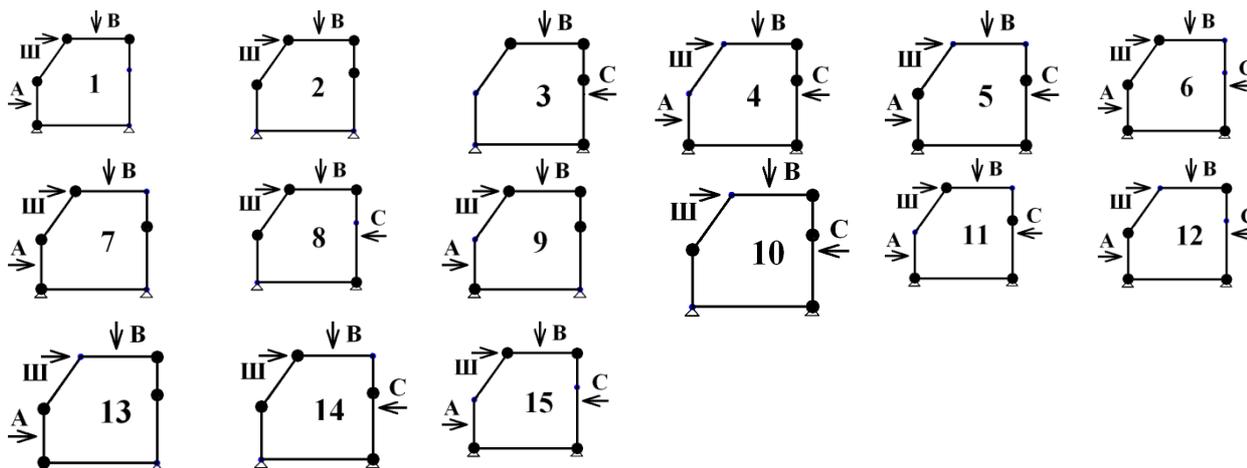


Рис. 2 Варианты возможных механизмов разрушения заданной схемы при разных видах аварийного нагружения

Таблица 2

Возможные механизмы разрушения схемы

Механизм		Вид нагружения														
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Действующие Правила ЕЭК ООН № 29	А	+			+	+	+	+		+		+	+	+		+
	В	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
	С			+	+	+	+		+		+	+	+		+	+
Стандарт Шве- ции	Ш	+	+		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+

Для однозначного определения положения пластических шарниров и удобства машинной обработки каждой схемы используется матричная форма записи в виде нулей и единиц, показанная в табл. 3.

Места расположения пластических шарниров в механизмах разрушения

Механизм \ № узла	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	1	0	0	1	1	1	1	0	1	0	1	1	1	0	1
2	1	1	0	0	1	1	1	1	0	1	0	1	1	1	0
3	1	1	1	0	0	1	1	1	1	0	1	0	0	1	1
4	1	1	1	1	0	0	0	1	1	1	0	1	1	0	1
5	0	1	1	1	1	0	1	0	1	1	1	0	1	1	0
6	0	0	1	1	1	1	0	1	0	1	1	1	0	1	1

Расчет и поиск разрушающей нагрузки проводятся для схемы дверного проема, показанной на рисунке 3 в двух состояниях: в исходном и конечном. В системе отсчета XOZ, показанной на рисунке 3, задаются координаты шести узлов дверного проема. Программой вычисляются координаты четырех из них, в которых образуются пластические шарниры, например в узлах 1, 2, 3 и 4. Разработанный алгоритм и программа позволяют определять координаты узлов механизмов разрушения силовой схемы в конечном положении. Для этого задаются углы наклона отрезка (1-2) между первыми шарнирами в исходном положении (α_1), угол наклона отрезка между первыми шарнирами в конечном положении — α_2 . Координаты узлов 2 и 3 высчитываются исходя из значений углов α_1 и α_2 .

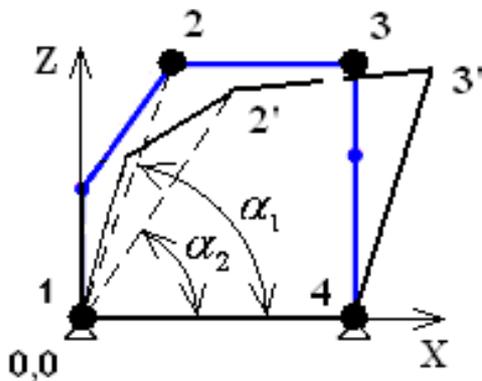


Рис. 3 Схема определения наклона первого элемента

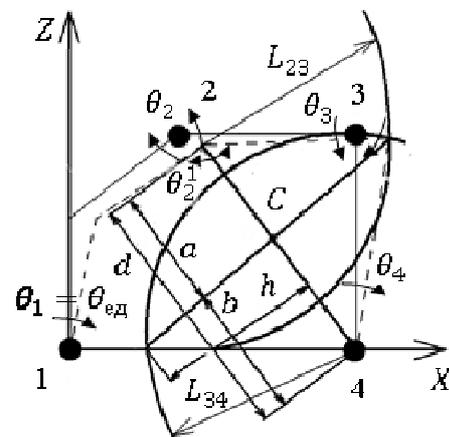


Рис. 4 Схема определения координат третьего узла в конечном положении механизма

Для определения координат узла 3' в конечном положении используются определенные тригонометрические преобразования и схема, показанная на рисунке 4. Поиск сводится к решению уравнения по определению геометрии мест пересечений дуг окружностей с радиусами L_{23} и L_{34} . Из двух полученных пар координат истинным местом расположения узла 3' является его близость к исходному положению.

Поскольку рассматриваемая схема состоит из 6 узлов, а в расчете разрушающих нагрузок учитываются только 4 узла (как показано для механизма разрушения на рисунке 4), то для определения положений остальных узлов в конечном состоянии используются геометрические соотношения с несколькими системами отсчета, как показано на рисунке 5.

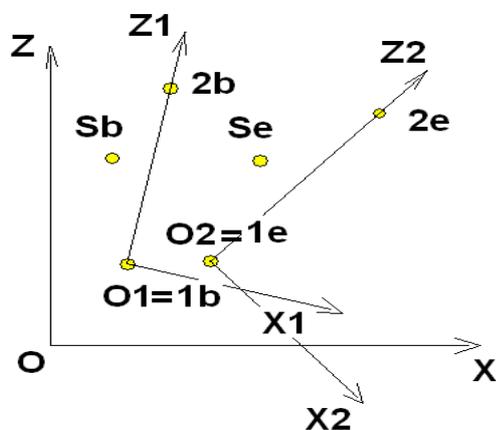


Рис. 5 Системы координат и введенные обозначения

Первая система координат XOZ является глобальной (неподвижной). Вторая система координат X1O1Z1 выбирается таким образом, чтобы ось Z1 проходила через узел второго пластического шарнира, как было принято на рисунке 5. Третья система координат X2O2Z2 связана с конечным деформированным положением данной конструкции. Ось Z2 должна проходить через узел 2'. Центры второй и третьей системы координат должны лежать в узле 1 (на рис. 5 они разнесены для удобства).

Обозначения координат узлов в выбранных системах координат и выражения для определения координат известных узлов схемы кабины в начальном (индекс «b») и конечном (индекс «e») положениях, а также места приложения нагрузок к конструкции в начальном (Sb) и конечном положениях (Se) показаны в таблице 4.

Таблица 4

Условные обозначения в выбранных системах отсчета

Обозначение системы координат	Обозначение координат узлов в исходном положении механизма			Обозначение координат узлов в конечном положении механизма		
	1_b	2_b	S_b	1_e	2_e	S_e
XOZ	x_{1b}/z_{1b}	x_{2b}/z_{2b}	x_{Sb}/z_{Sb}	x_{1e}/z_{1e}	x_{2e}/z_{2e}	x_{Se}/z_{Se}
X1O1Z1	$x_{1b}^1 = 0$ $y_{1b}^1 = 0$	$x_{2b}^1 = 0$ y_{2b}^1	$x_{Sb}^1 = x_{Se}^2$ $y_{Sb}^1 = y_{Se}^2$	-	-	-
X2O2Z2	-	-	-	$x_{1e}^2 = 0$ $y_{1e}^2 = 0$	$x_{2e}^2 = 0$ y_{2e}^2	$x_{Se}^2 = x_{Sb}^1$ $y_{Se}^2 = y_{Sb}^1$

Интерфейс программы (рис. 6) выбора безопасной силовой схемы кабины имеет три окна, в которых выбираются вариант схемы (пространственной или плоской) кабины и вид анализа: оценка безопасности существующей кабины или выбор параметров безопасной силовой схемы при проектировании новой кабины.

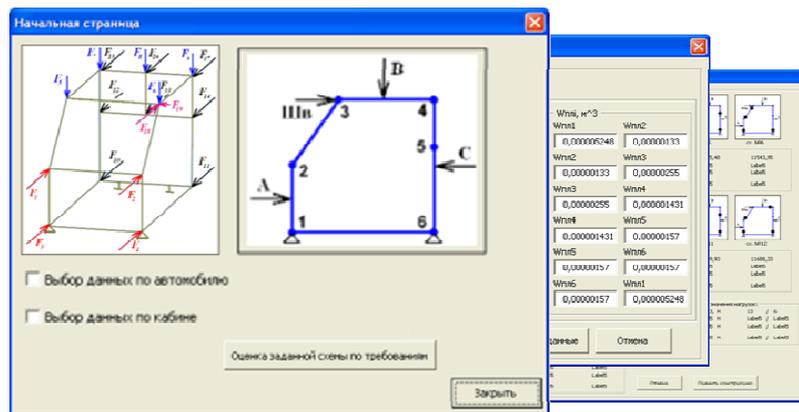


Рис. 6. Окна выбора данных для расчета безопасности кабины

В качестве примера для определения параметров жесткостей кабины при выборе безопасной силовой схемы была рассмотрена характерная каркасная конструкция кабины, показанная на рисунке 7. Ее исходные данные задаются в виде относительного расположения силовых элементов и их габаритных размеров.

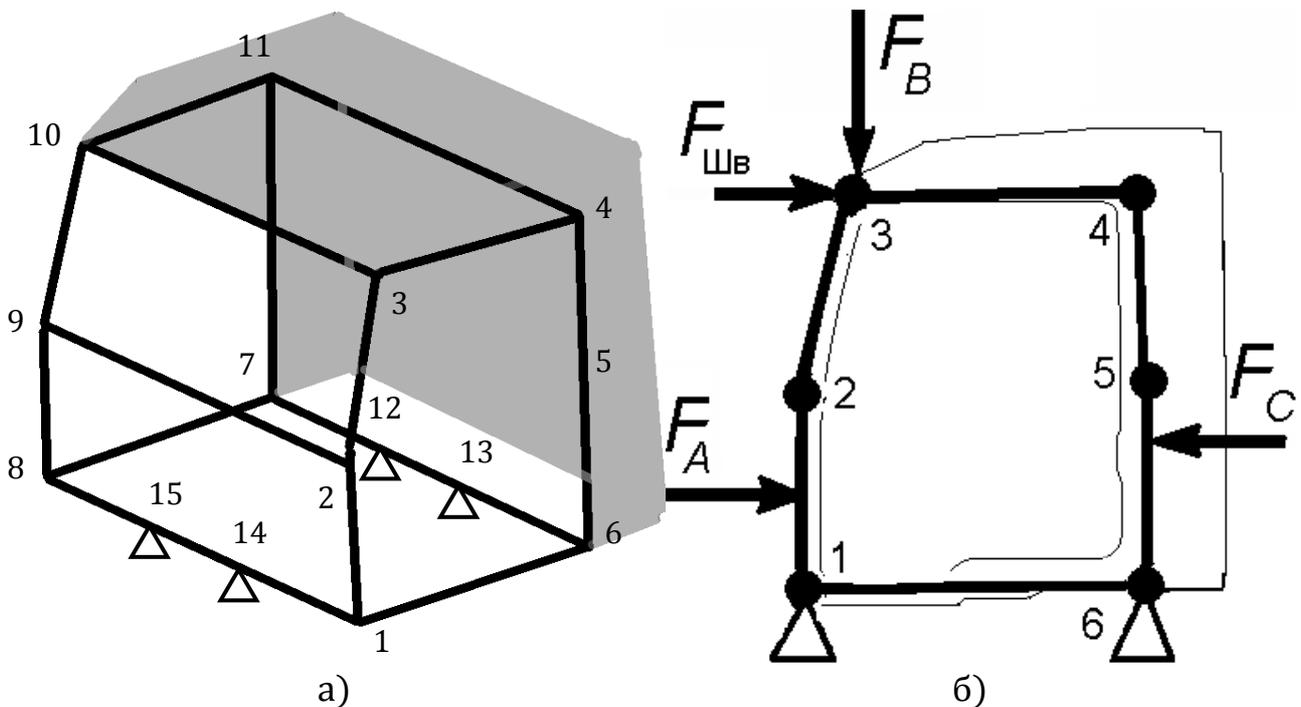


Рис. 7. Стержневая модель силовой схемы кабины

а – пространственная; б – плоская

На первом этапе выбора безопасной силовой схемы кабины задаются одинаковые геометрические характеристики сечений для всех элементов стержневой модели. После этого проводится оценка безопасности силовой схемы кабины, результаты которой для примера приведены в таблице 6.

Значения нагрузок для разных видов нагружения при одинаковых характеристиках сечений силовых элементов, кН

Вид нагружения	Расчетные значения нагрузок для механизмов разрушения схемы								Регламентированные значения
	1	2	3	4	...	12	...	15	
F_A	31	-	-	312	...	18	...	-	40
F_B	68	76	222	173	...	247	...	53	18
F_C	-	-	144	17	...	18	...	25	8
F_{III}	625	9	-	40	...	5	...	6	15

Из таблицы 6 видно, что для отдельных видов нагружения (строки) у некоторых возможных механизмов разрушающие нагрузки получились меньше регламентированных значений, приведенных в правом столбце таблицы. Поэтому для них требования безопасности не удовлетворяются. Значения нагрузок в темных ячейках являются максимальными для данной силовой схемы кабины. Соответствующие им механизмы показаны на рисунке 8.

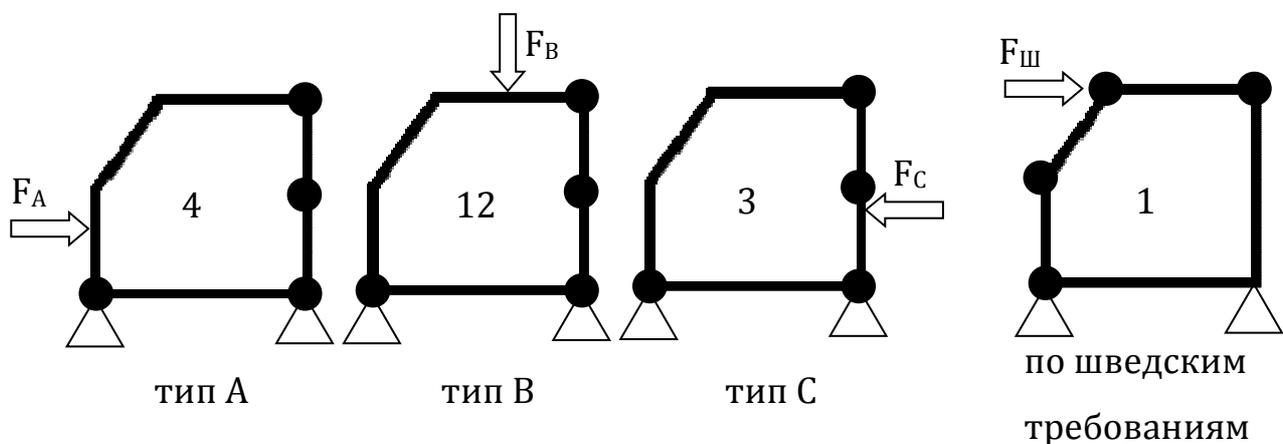


Рис. 8. Схемы действительных механизмов разрушения кабины в условиях аварийного нагружения

Значения разрушающих нагрузок, полученные на последнем шаге алгоритма выбора безопасной силовой схемы конструкции, после выполнения процедуры перераспределения жесткостей между элементами, показаны в таблице 7.

Минимальные значения нагрузок, указанных в таблице 7, соответствуют действительным разрушающим нагрузкам для кабины. Эти значения (табл. 7) выделены темным цветом. Они получились выше регламентируемых значений. Это говорит о том, что данную силовую

схему с новыми значениями характеристик сечений элементов можно считать безопасной и использовать ее на следующих этапах проектирования [2].

Таблица 7

Значения нагрузок для разных видов нагружения

при окончательно выбранных характеристиках сечений силовых элементов, кН

Вид нагружения	Расчетные значения нагрузок для механизмов разрушения схемы								Регламентированные значения
	1	2	...	11	12	13	14	15	
F_A	111	-	...	136	48	74	-	78	40
F_C	-	-	...	39	48	-	63	40	8
F_{III}	45262	59	...	35	24	37	66	20	15

Разработанный алгоритм расчета разрушающих нагрузок позволяет не только оценивать существующие силовые схемы кабин на безопасность, но и выбирать параметры жесткостей отдельных ее элементов для обеспечения безопасности силовой схемы. Это рационально проводить уже на начальном этапе проектирования, когда отсутствуют подробные геометрические модели и чертежи кабины, а известна только геометрия ее силовой схемы.

Список литературы

1. Багичев С.А. Выбор аварийных режимов для оценки пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей / С.А. Багичев, Л.Н. Орлов // Авто-НН : сб. тезисов докладов / НГТУ. – Н. Новгород, 2009. – С. 55–57.
2. Багичев С.А. Оценка прочности и несущей способности кабины грузового автомобиля в условиях аварийного нагружения / М.А. Егоров [и др.] // Будущее технической науки - V : сб. тезисов докладов / НГТУ. – Н. Новгород, 2006. – С. 119–120.
3. Орлов Л.Н. Проектирование безопасных силовых конструкций машин / Л.Н. Орлов, С. А. Багичев, А. В. Тумасов // Труды конференции «» / Владикавказ, 2011.
4. Багичев С.А. Теоретические основы выбора безопасной силовой схемы кабины / С.А. Багичев, Л.Н. Орлов, К.С. Ившин // Вестник Ижевского государственного технического университета 2011. – № 4 (52). – С. 27–31.
5. Орлов Л.Н. Пассивная безопасность и прочность кузовов, кабин, автотранспортных средств. Методы расчета и оценки: Учеб. пособ. / Л.Н. Орлов // НГТУ.- Н. Новгород, 2005 г. – 230 с.

Рецензенты:

Шапкин В.А., д.т.н., профессор, профессор кафедры «Строительные и дорожные машины»,
ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е.
Алексеева», г. Нижний Новгород.

Аникин А.А., д.т.н., генеральный директор, ЗАО «Завод Вездеходных Машин», г. Нижний
Новгород.