



МЕХАНИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН

УДК 004.942

В.И. ИВЧЕНКО

начальник отдела автомобилей Республиканского компьютерного центра машиностроительного профиля¹
E-mail: oimoa@tut.by

А.В. ШМЕЛЕВ, канд. техн. наук

начальник Республиканского компьютерного центра машиностроительного профиля¹
E-mail: shmeliov.alexsei@gmail.com

А.В. РУБЦОВ

начальник лаборатории прочности испытательного центра²
E-mail: aleks_r@tut.by

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

²ОАО «МАЗ» — управляющая компания холдинга «БЕЛАВТОМАЗ», г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 10.07.2018.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗРУШАЮЩИХ НАГРУЗОК ПОДВЕСОК АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С ПРОТИВОТАРАННЫМИ УСТРОЙСТВАМИ

Рассмотрены актуальные методические рекомендации по определению показателей прочности наиболее нагруженных элементов коренных листов рессор передних подвесок грузовых автомобилей на основе компьютерного моделирования процессов разрушения и исследования механических свойств материала. Выполнено сопоставление данных моделирования с результатами традиционного расчета и натурных испытаний фрагментов рессор. Отличие экспериментальных значений разрушающих нагрузок и значений, полученных по результатам компьютерного моделирования, не превысило 3,6 %. Разрушающие нагрузки, полученные с использованием традиционных зависимостей, занижены по отношению к экспериментальным значениям до 2 раз. Это обусловлено заложенными допущениями, направленными в запас прочности конструкции. Предложенные методические рекомендации по определению показателей прочности ушек листов рессор использованы при проектировании дорожных блокираторов для расчетной оценки действующих нагрузок.

Ключевые слова: грузовой автомобиль, компьютерное моделирование, противотаранное устройство, прочность, рессора, стендовые испытания, аналитический расчет, ударное взаимодействие

Введение. На протяжении последних лет наблюдается значительное увеличение террористических актов как в странах дальнего зарубежья, Европы, так и в странах СНГ. Часто объектами террористических акций становятся военные базы, пограничные переходы, атомные электростанции, нефтеперерабатывающие и химические предприятия, а также объекты, характеризующиеся большим скоплением людей: вокзалы, аэропорты, рынки, крупные административные комплексы и т. д. При этом самые резонансные террористические акты конца 2016—начала 2017 года в Берлине

(Германия), Ницце (Франция), Лондоне (Великобритания), Иерусалиме (Израиль) и Стокгольме (Швеция), в которых в общей сложности погибли почти сто человек и сотни пострадали, характеризовались применением грузовых транспортных средств, представляющих наибольшую опасность при использовании в террористических целях из-за своей доступности, высокой проникающей и повреждающей способности [1–2].

Учитывая эти факторы, стала актуальной задача разработки и применения высокоэффективных средств, предотвращающих несанкционирован-

ный въезд автотранспорта на охраняемые объекты. В настоящее время в качестве технических средств, используемых в противотаранных целях, широкое распространение получили автоматические ворота, шлагбаумы, болларды, дорожные блокираторы с подъемной платформой [3].

В процессе разработки дорожных блокираторов стоит задача поиска наиболее эффективных технических решений, обеспечивающих достижение высоких показателей удерживающей способности при минимальных затратах на производство, монтаж и обслуживание устройства. Для ее решения необходимо знать величину нагрузок, действующих на конструкцию при столкновении с автомобилем. Указанные нагрузки, в свою очередь, должны обеспечивать (гарантировать) разрушение конструктивных элементов автомобиля и сохранение работоспособности противотаранного устройства после ударного взаимодействия. Величина таких нагрузок определяется различными факторами, среди которых наиболее важную роль играют конструкция автомобиля и дорожно-го блокиратора и, конечно же, механические свойства материалов, из которых они изготовлены.

Как известно, наиболее достоверную информацию дают результаты экспериментальных исследований, которые максимально учитывают все особенности (конструктивные, технологические и др.) испытываемых объектов. Однако основным их недостатком является необходимость наличия исследуемого объекта и соответствующего испытательного оборудования. Все это в значительной степени увеличивает затраты времени и материальных средств на получение требуемых результатов, а в некоторых случаях делает это невозможным. Поэтому необходимо иметь достоверный и относительно легко применимый на практике расчетный подход, заменяющий экспериментальное исследование.

Анализ проведенных исследований [4–6] выявил отсутствие конкретных методических рекомендаций по определению показателей прочности наиболее нагруженных элементов автомобилей в процессе ударного взаимодействия с противотаранными устройствами и иными повреждающими конструкциями.

На практике при проектировании деталей автомобилей применяются аналитические и эмпирические зависимости, построенные на ряде упрощений и допущений и используемые в основном для проектных или проверочных расчетов. Возможность их применения в качестве замены экспериментальным исследованиям, особенно для относительно сложных и ответственных конструкций, требует подтверждения в каждом конкретном случае путем проведения того же эксперимента. С другой стороны, компьютерное моделирование испытаний узлов автомобилей с каждым годом получает все большее распространение. Современные достижения в области численных методов решения задач

механики деформируемого твердого тела, реализованные в виде расчетных программных комплексов с одной стороны, а с другой – наличие высокопроизводительных многопроцессорных рабочих станций, возможности объединения вычислительных ресурсов в рамках сети в виде кластеров, в комплексе позволяют в сжатые сроки решать задачи по анализу быстропротекающих динамических процессов с учетом реальной геометрии объекта исследования, подробного описания контактного взаимодействия, нелинейных свойств материала, критериев разрушения, уравнений состояния материалов и еще на ранних стадиях проектирования определить эффективные решения, наиболее полно удовлетворяющие заданным требованиям к разрабатываемому изделию. В связи с чем натурные испытания ударного взаимодействия комплексных конечно-элементных динамических моделей могут быть эффективно заменены виртуальными испытаниями, как, например, при компьютерном моделировании испытаний кабин грузовых автомобилей по требованиям пассивной безопасности согласно Правилам ЕЭК ООН № 29 [7].

Следует также отметить, что достоверность расчетных методов исследования автомобильных конструкций существенно зависит от закладываемых параметров механических свойств материалов. Поэтому в ряде случаев с целью учета влияния конструктивных особенностей исследуемого объекта и технологий его изготовления целесообразно проведение соответствующих экспериментальных исследований по их определению.

Таким образом, среди задач настоящего исследования по определению предельных разрушающих нагрузок конструктивных элементов грузовых автомобилей можно выделить:

- определение и обоснование объекта исследования;
- экспериментальное определение предельных разрушающих нагрузок объекта исследования;
- разработка методических рекомендаций расчетного (или расчетно-экспериментального) определения предельных разрушающих нагрузок объекта исследования.

Определение и обоснование объекта исследования. На начальной стадии необходимо определить тип проектируемого дорожно-го блокиратора. Согласно анализу источников [3, 8, 9] на территории СНГ наибольшее распространение получили дорожные блокираторы с подъемной платформой, монтируемые непосредственно на дорожное полотно или с небольшим заглублением в него. Типовая конструкция приведена на рисунке 1.

Анализ наиболее распространенных на рынке СНГ устройств показывает, что высота над уровнем дорожного полотна поражающих элементов таких устройств не превышает 0,6 м [3]. Указанная высота обеспечивает максимальную эффективность противодействия устройства проникновению грузового автотранспорта.

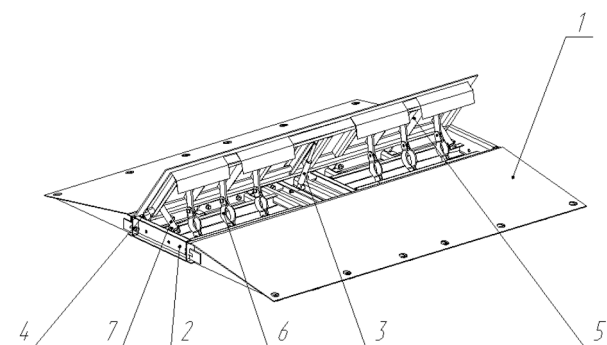


Рисунок 1 — Типовая конструкция дорожного блокиратора с подъемной платформой: 1 — пандус; 2 — рама; 3 — гидравлический привод; 4 — петельное устройство; 5 — подъемная плита; 6 — рычаги; 7 — механизм фиксации

При столкновении транспортного средства с противотаранным устройством удар, как правило, приходится на переднее противоподкатное защитное устройство (далее — ППЗУ), подвеску и колесно-ступиичный узел автомобиля. При этом следует понимать, что повреждение ППЗУ, шин и колес не гарантирует прекращение самостоятельного управляемого движения грузового автомобиля. Следует только отметить, что в соответствии с Правилами № 93 ЕЭК ООН [10], устанавливающими требования к конструкции транспортных средств категории N2 и N3, нижняя кромка ППЗУ располагается не выше 0,4 м от уровня дорожного покрытия и ППЗУ рассчитываются исходя из горизонтальной нагрузки величиной 160 кН. Соответственно, проектируемые противотаранные устройства должны быть рассчитаны на преодоление данной нагрузки независимо от возможных значений повреждающих сил от других элементов конструкции автомобиля.

Наибольшее распространение на передних управляемых осях современных грузовых автомобилей получила рессорная подвеска с продольными полуэллиптическими листовыми рессорами [11]. Так как коренной лист рессоры выполняет одновременно функции упругого, направляющего, гасящего и стабилизирующего устройства подвески, то его повреждение при ударном взаимодействии с противотаранным устройством лишает транспортное средство возможности дальнейшего самостоятельного управляемого движения. Поэтому в дальнейшем целесообразно исследовать прочность данного элемента конструкции подвески.

Передние концы коренных листов рессор соединяют с рамой при помощи шарниров различных конструкций. Наиболее распространенные способы установки рессор грузовых автомобилей представлены на рисунке 2.

На современных автомобилях наибольшее распространение получила конструкция фиксированного конца коренной рессоры с верхним витым ушком. При ударном взаимодействии автомобиля с противотаранным устройством последнее долж-

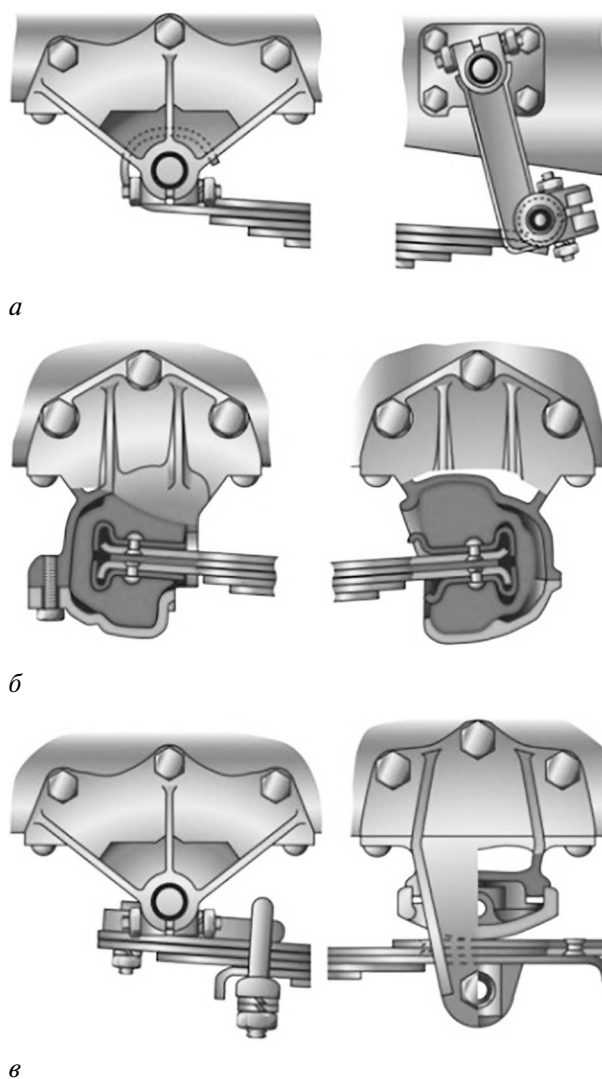


Рисунок 2 — Крепление передних рессор [12]: а — с витыми ушками; б — на резиновых подушках; в — с накладным ушком и скользящей опорой

но обеспечить передачу на переднюю рессору автомобиля продольной силы, способной привести к ее гарантированному разрушению. В этой связи объектом настоящего исследования является конструкция переднего крепления рессоры.

Экспериментальное определение разрушающей нагрузки переднего крепления рессоры. Значения фактической разрушающей нагрузки переднего крепления рессоры экспериментально определим на примере коренных листов передних рессор с верхним витым ушком толщиной 12 и 14 мм, применяемых в подвесках грузовых автомобилей МАЗ с нагрузкой на переднюю ось до 7500 кг и изготовляемых из высокопрочной рессорной полосовой стали марки 60С2.

При ударе передних колес автомобиля о противотаранное устройство рессора дополнительно к вертикальной нагрузке начинает воспринимать продольную силу и скручивающий момент, действующий в продольной плоскости автомобиля. При этом в передней половине рессоры напряжения от действия указанных нагрузок суммиру-

ются. Таким образом, максимальные напряжения в рессоре возникают в зоне переднего ушка. Испытания показали, что при достижении критических значений продольной силы, действующей на лист рессоры, ее ушко раскрывается [13]. На основании чего можно сделать допущение, что преимущественно предельное состояние рессоры достигается за счет продольной силы. В качестве эквивалентной схемы нагружения данного элемента подвески в ходе эксперимента предлагается использовать схему, представленную на рисунке 3. Согласно схеме, к ушку передней рессоры прикладывается продольная сила F_x . Нагружающее устройство имеет возможность поступательного перемещения вдоль направления действия указанной силы. Противоположный конец листа рессоры фиксируется по всем шести степеням свободы. Увеличение нагрузки производится вплоть до полного разрушения рессоры.

Данная схема нагружения была реализована в ходе натурных стендовых испытаний по определению разрушающей нагрузки фрагментов коренных листов рессор на разрывной машине ГРМ-2А. Максимальная осевая нагрузка, развиваемая машиной, составляет 1000 кН, погрешность измерения нагрузки — 2 кН.

Испытаниям подвергались по три образца фрагментов коренных листов рессор толщиной 12 и 14 мм. Полученные листы были укорочены до длины 450 мм для обеспечения возможности установки в разрывную машину. Фрагменты листов монтировались на стенд совместно с сопряженными с ними в соответствии с конструкторской документацией на рессоры втулками и пальцами передней рессоры. Установка фрагмента листа рессоры в разрывной машине показана на рисунке 4.

Результаты прочностных испытаний фрагментов коренных листов рессоры с витым ушком толщиной 12 и 14 мм приведены в таблице 1. На рисунке 5 представлены характер и места разрушений фрагментов листов рессор.

С целью получения фактических данных по механическим свойствам материала коренного листа передней рессоры были проведены испытания на растяжение трех плоских пропорциональ-

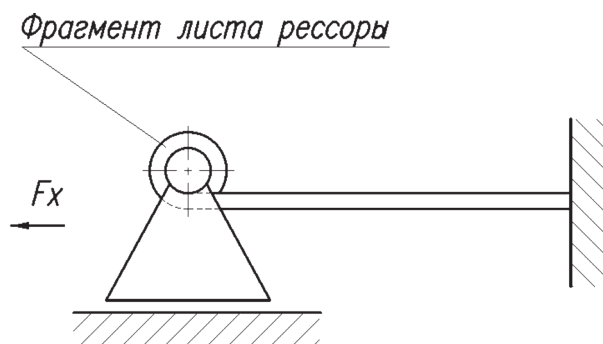
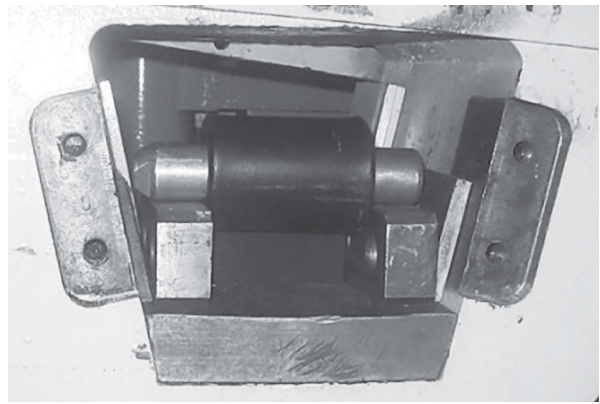
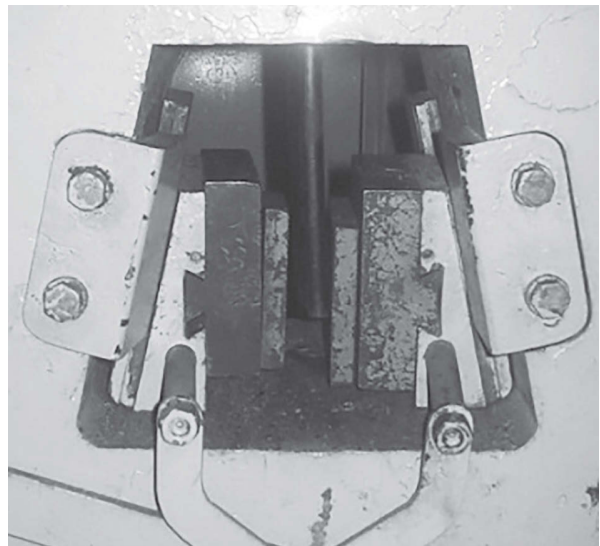


Рисунок 3 — Схема нагружения коренного листа рессоры продольной силой



а



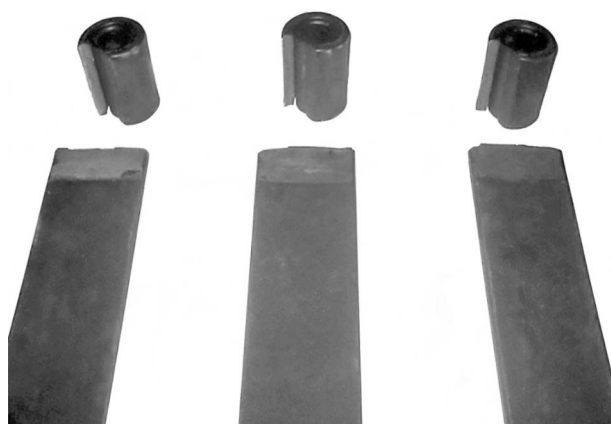
б

Рисунок 4 — Установка фрагмента листа рессоры на испытательном стенде: а — переднее крепление рессоры; б — крепление свободного конца листа рессоры

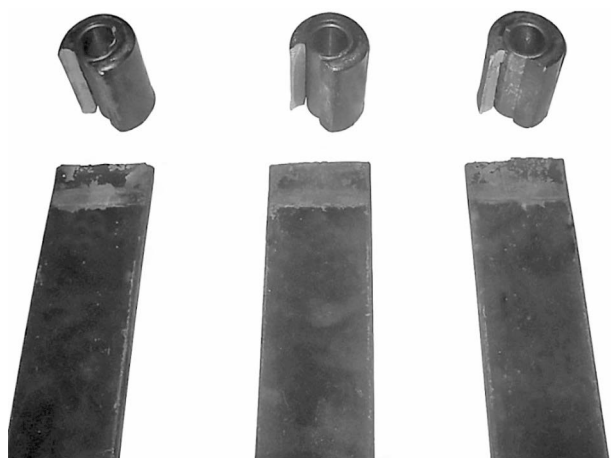
ных образцов типа I стали 60С2 в соответствии с требованиями ГОСТ 1497-84 [14]. Размеры заготовок пропорциональных плоских образцов материала, изготовленных из коренных листов рессор толщиной 12 мм, представлены на рисунке 6. Испытания проводились на универсальной гидравлической испытательной машине Instron Satec 300LX на трех образцах, обеспечивающей максимальную нагрузку на разрыв образцов до 300 кН и погрешность измерения деформации и нагрузки не более 0,5 %. Скорость перемещения подвижного захвата задавалась 1 мм/мин.

Таблица 1 — Результаты прочностных испытаний фрагментов листов рессор

№ образца	Усилие разрушения F_x , кН	
	лист рессоры толщиной 12 мм	лист рессоры толщиной 14 мм
1	168	214
2	152	190
3	160	224



а



б

Рисунок 5 — Характер и зоны разрушений фрагментов коренных листов рессор толщиной: а — 12 мм; б — 14 мм

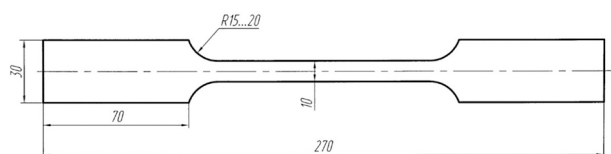


Рисунок 6 — Размеры пропорциональных плоских образцов материала коренного листа рессоры

Механические характеристики наиболее прочного образца материала коренного листа передней рессоры, определенные по результатам испытаний на растяжение (условный предел текучести $\sigma_{0,2}$, предел прочности σ_b , удлинение при разрыве δ), а также значения соответствующих характеристик по ГОСТ 14959-79 приведены в таблице 2.

Определение элементного состава образца материала рессоры проведено на рентгенофлуоресцентном энергодисперсионном спектрометре Epsilon 1. Результаты исследования химического

состава и требования ГОСТ 14959-79 [15] для стали 60С2 приведены в таблице 3.

Твердость поверхности и сердцевицы образца материала при замере по ГОСТ 9012-59 [16] составила 406...421 НВ, что соответствует требованиям конструкторской документации на рессору.

Микроструктура образца материала после термообработки, предусмотренной технологическим процессом изготовления рессоры, представлена на рисунке 7 и представляет собой высокоуглеродистый пластинчатый мартенсит и остаточный аустенит.

Расчетное определение разрушающей нагрузки переднего крепления рессоры. При проектировании рессорных подвесок расчет ушек коренных листов рессор ведут по формуле [13]:

$$\sigma = \frac{3 F_x (D+h)}{bh^2} + \frac{F_x}{bh}, \quad (1)$$

где σ — напряжение в коренном листе; F_x — продольная сила; D — внутренний диаметр ушка рессоры; h и b — толщина и ширина коренного листа соответственно.

Отсюда:

$$F_x = \frac{\sigma bh^2}{3D+4h}. \quad (2)$$

Экспериментально установлено, что, когда напряжение, возникающее от действия продольной силы F_x , достигает предела текучести материала, ушко листа начинает раскрываться [13]. В связи с чем для определения разрушающей рессору продольной силы в качестве допустимого напряжения в коренном листе σ примем предел текучести материала $\sigma_{0,2}$, равный для стали 60С2 1 175 МПа [15]. При существующих геометрических параметрах исследуемого листа рессоры и принятом значении допустимого напряжения рассчитанная по формуле (2) величина продольной силы для листа толщиной 12 мм составляет 86 522,7 Н, а для листа толщиной 14 мм — 117 767,0 Н.

Принятое для расчета справочное значение предела текучести материала не учитывает возможные изменения его свойств, возникающие в технологическом цикле производства рессоры, например при ее термообработке, дробеструйной обработке и т. п. Для корректировки расчета используем характеристики прочности материала листа рессоры, полученные экспериментальным путем в рамках настоящего исследования.

Таким образом, расчетная величина продольной силы F_x , определенная по формуле 2 с учетом значения предела текучести материала $\sigma_{0,2}$, равно-

Таблица 2 — Механические характеристики материала коренного листа передней рессоры

Параметр	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_b , МПа	δ , %
По ГОСТ 14959-79	не менее 1175	не менее 1270	не менее 6
Фактический	1345	1442	6,59

Таблица 3 — Химический состав образца материала коренного листа передней рессоры по основным легирующим элементам и примесям

Показатель	Массовая доля элементов, %			
	Марганец	Хром	Фосфор	Сера
По ГОСТ 14959-79	0,60–0,90	не более 0,30	не более 0,035	не более 0,035
Фактический	0,687	0,248	0,018	0,025

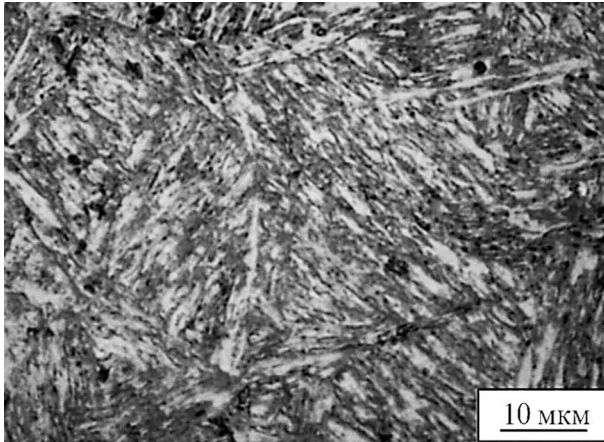


Рисунок 7 — Микроструктура образца материала коренного листа рессоры

го 1345 МПа, полученного по результатам испытаний образцов материала листа рессоры, составляет 103,8 кН для листа толщиной 12 мм и 134,8 кН — для листа толщиной 14 мм.

Компьютерное моделирование разрушения переднего крепления рессоры. На начальной стадии компьютерного моделирования испытаний коренного листа рессоры была проведена идентификация параметров модели материала рессоры с использованием результатов эксперимента по определению механических свойств стали 60С2. С этой целью в виртуальной среде воспроизводился натурный эксперимент по определению механических свойств материала. В качестве целевой характеристики использовались параметры наиболее прочного образца. Данное допущение сделано исходя из задачи исследования, заключающейся в определении наибольшего значения силы разрушения элемента подвески.

Для определения разрушающей продольной силы методом компьютерного моделирования были разработаны конечно-элементные модели коренных листов рессор толщиной 12 и 14 мм, пальца и втулки ушка передней рессоры, заданы начальные и граничные условия, соответствующие условиям проведения испытаний. Создание конечно-элементных моделей деталей выполнялось в программе ANSYS Workbench, в которой с помощью системной компоненты Explicit Dynamics (LS-DYNA export) генерировался *k*-файл конечно-элементной модели, соответствующий формату компьютерной программы LS-DYNA. Настройка конечно-элементной модели, включающая приложение нагрузки, закрепление модели,

задание свойств материалов, контактного взаимодействия и т. п., выполнялась в пре- и постпроцессоре LS-PrePost.

Разработанная модель приведена на рисунке 8. Как видно из рисунка, исследуемая конструкция включает три детали: фрагмент листа рессоры, втулку и палец. Все детали представлены объемными геометрическими компьютерными моделями. Поэтому конечно-элементные модели деталей создавались с преобладающим применением элементов гексагональной, а также призматической формы первого порядка, с полным описанием функции формоизменения элемента (ELFORM=2). Для описания свойств материала листа рессоры использовалась билинейная модель материала с кинематическим упрочнением (003 Plastic kinematic). Данная модель материала, помимо параметров, описывающих зависимость упругого и пластического деформирования материала, также позволяет задавать величину локальной пластической деформации (FS), соответствующей разрушению материала, что является необходимым для полного воспроизведения процесса разрушения листа рессоры при нагружении до максимальной нагрузки. Для описания свойств материала других деталей использовалась линейная модель материала.

Описание контактного взаимодействия исследуемых объектов в процессе моделирования выполнялось с использованием опции *CONTACT_AUTOMATIC_GENERAL. Трение между деталями конструкции не учитывалось.

Виртуальные испытания проводились в программном комплексе LS-DYNA.

При компьютерном моделировании разрушения рессоры к ее витому ушку через втулку и па-

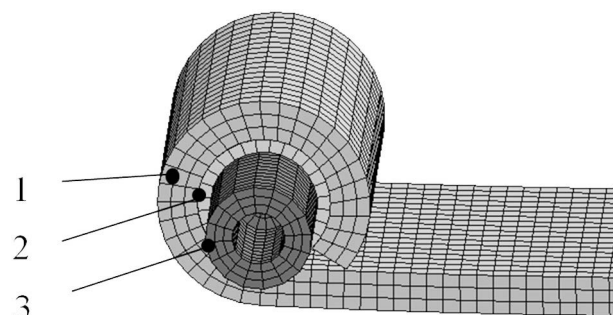


Рисунок 8 — Конечно-элементная модель для моделирования испытаний коренного листа передней рессоры: 1 — фрагмент листа рессоры; 2 — втулка; 3 — палец

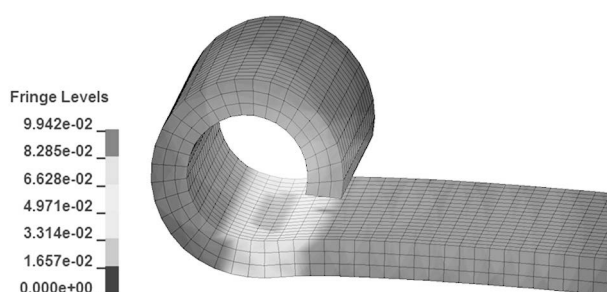


Рисунок 9 — Распределение пластических деформаций в ушке коренного листа передней рессоры толщиной 12 мм

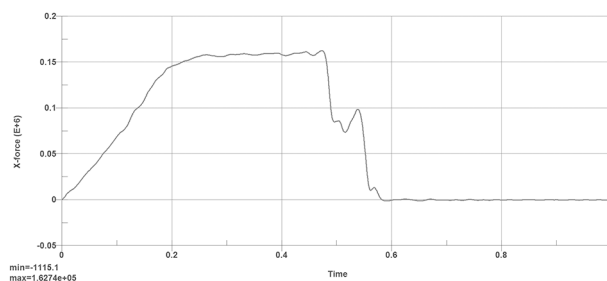


Рисунок 10 — График нагружения коренного листа передней рессоры толщиной 12 мм

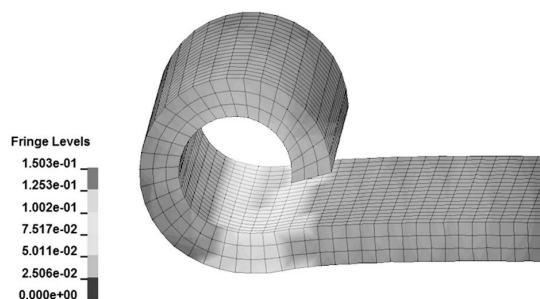


Рисунок 11 — Распределение пластических деформаций в ушке коренного листа передней рессоры толщиной 14 мм

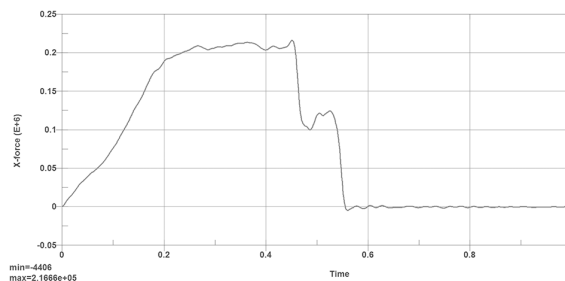


Рисунок 12 — График нагружения коренного листа передней рессоры толщиной 14 мм

лец прикладывалось продольное перемещение по схеме, представленной на рисунке 3. Величина продольной силы, прикладываемой таким образом к листу рессоры, определялась путем расчета реакции в заделке.

Результаты расчета в виде картины распределения пластических деформаций в ушках коренных листов рессор толщиной 12 и 14 мм при их развивке представлены на рисунках 9 и 11. Полученные по результатам моделирования соответствующие графики нагружения коренных листов рессор представлены на рисунках 10 и 12.

Сводные результаты исследований по определению продольной силы, разрушающей коренной лист передней рессоры, полученные аналитическим расчетом, компьютерным моделированием нагружения рессоры и проведением стендовых испытаний натурного образца, представлены в таблице 4.

Анализ результатов исследования прочности коренных листов передних рессор автомобиля МАЗ с витым ушком показал, что отклонения величин продольных сил, приводящих к разрушению рессоры, полученных в результате проведе-

ния виртуальных испытаний фрагмента рессоры и по результатам стендовых испытаний, отличаются между собой на 1,7 % для толщины листа 12 мм и на 3,6 % для толщины листа 14 мм. В то же время отклонение значений указанных сил, полученных в результате осуществления аналитического расчета, в сравнении с данными стендовых испытаний составляет для листов толщиной 12 и 14 мм соответственно: 45,9 % и 43,6 % — при классическом расчете, и 35,1 % и 35,5 % — для скорректированного расчета, учитывающего экспериментально определенные свойства образцов материала.

На основании полученных данных можно констатировать, что методы компьютерного моделирования разрушения переднего крепления рессоры обеспечивают получение результатов, сопоставимых с результатами натуральных испытаний, и могут их заменить с высокой степенью достоверности.

Предложенный процесс компьютерного моделирования испытаний прочности рессор с витым ушком представляет собой комплекс многовариантных исследований, позволяющих провести как

Таблица 4 — Сопоставление результатов определения разрушающей силы

Способ исследования	Значение разрушающей силы, кН	
	толщина листа 12 мм	толщина листа 14 мм
Стендовые испытания	160*	209*
Аналитический расчет	86,5 / 103,8**	117,8 / 134,8**
Виртуальные испытания	162,7	216,6

*среднее значение

**корректированные данные с учетом результатов испытаний свойств образцов материала

качественный, так и количественный анализ параметров и результатов моделирования процесса нагружения рессоры продольными осевыми нагрузками.

Таким образом, на основании проведенных исследований в общем виде методика расчетного определения разрушающих нагрузок конструктивных элементов грузовых автомобилей при взаимодействии с противотаранными устройствами, построенная на основе применения методов компьютерного моделирования испытаний и экспериментальной оценке механических свойств материалов конструкций автомобиля, включает в себя следующие этапы:

1. Определение и обоснование выбора объектов исследования, анализ их характеристик и процесса взаимодействия.

2. Разработка схемы нагружения.

3. Разработка конечно-элементной модели исследуемого элемента конструкции автомобиля и сопряженных с ней деталей, обеспечивающих реализацию составленной схемы нагружения.

4. Задание начальных и граничных условий, соответствующих условиям проведения испытаний; определение и задание свойств материалов.

5. Компьютерное моделирование испытаний.

6. Анализ результатов расчета (определение наиболее нагруженных зон, характера разрушения, величин продольных осевых нагрузок, воспринимаемых разрушаемым элементом конструкции автомобиля).

Полученные в ходе проведенных исследований значения нагрузок, разрушающих рессору, были использованы специалистами Объединенного института машиностроения НАН Беларуси при проектировании дорожного блокиратора, рассчитанного на остановку грузового автомобиля полной массой 20 тонн движущегося со скоростью 60 км/ч [17–20]. На автополигоне НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ» (г. Дмитров, Россия) был проведен натурный краш-тест груженого автомобиля-самосвала КАМАЗ-5410 с разработанным и изготовленным для эксперимента дорожным блокиратором. Характер повреждения автомобиля и элементов его передней подвески представлен на рисунках 13 и 14. Данные натурные испытания подтвердили правильность выбора рессорного узла подвески в качестве конструктивного элемента грузового автомобиля, определяющего его повреждение при ударном столкновении с дорожным блокиратором.

Заключение. Результаты проведенного исследования по формированию и обоснованию расчетных и экспериментальных методов определения разрушающих нагрузок конструктивных элементов листовых рессор в целях их дальнейшего использования при анализе процессов ударного взаимодействия грузовых автомобилей с противотаранными устройствами показывают высокую



Рисунок 13 — Результаты натурных испытаний устройства остановки колесного транспорта на полигоне НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ»



Рисунок 14 — Повреждения передних рессор автомобиля-самосвала КАМАЗ-5410 после столкновения с устройством остановки колесного транспорта

достоверность результатов компьютерного моделирования разрушения рессоры в сравнении с результатами стендовых испытаний, а так же более высокую точность в сравнении с результатами, полученными методами аналитических расчетных исследований. Отклонение величин продольных сил, разрушающих переднюю рессору автомобиля, полученных компьютерным моделированием, в сравнении с результатами натурных испытаний составляет от 1,7 % до 3,6 % для разных толщин листов рессор. В то же время указанные показатели, полученные классическим расчетом, отличаются на 35,1–45,9 %, в зависимости от закладываемых в расчет данных по прочности материала. Полученные результаты по характеру повреждений соответствуют результатам натурных испытаний столкновений грузовых автомобилей с противотаранными устройствами, при которых ключевым фактором потери управляемости автомобиля является разрушение его передних рессор.

Возможность использования таких достоверных исходных данных по прочности рессор на стадии проектирования противотаранных устройств позволяет повысить достоверность моделирования динамических процессов ударного взаимодействия исследуемых объектов, сократить затраты времени на совершенствование конструкции с обеспечением выхода на запланированные показатели удерживающей способности противотаранного устройства при его минимальной материалоемкости. При накоплении достаточного объема данных по объектам, результатам их расчетов и испытаний возможно отказаться от проведе-

ния дорогостоящих и сложных в организации натурных испытаний (краш-тестов). В общем случае при применении предложенной методики целесообразность проведения натурального эксперимента определяется лишь наличием или отсутствием необходимости «настройки» компьютерной модели и подтверждения ее достоверности, т. е. верификации и валидации.

Список литературы

- Субботин, И. Грузовик хуже взрывов: что означает сценарий теракта в Ницце [Электронный ресурс] / И. Субботин // Московский Комсомолец. Электронное периодическое издание «МК.ru». — Режим доступа: <http://www.mk.ru/incident/2016/07/15/gruzovik-khuzhe-vzryvov-chto-oznachaet-scenarij-terakta-v-nicce.html>. — Дата доступа: 23.06.2017.
- Врезаться в людей на автомобиле — новая тактика террористов? [Электронный ресурс] // Советская Белоруссия. — Режим доступа: <https://www.sb.by/articles/vrezatsya-v-lyudey-na-avtomobile-novaya-taktika-terroristov.html>. — Дата доступа: 23.06.2017.
- Обзор российского рынка противотаранных устройств. [Электронный ресурс] // ООО «Гротек». — Режим доступа: http://www.secuteck.ru/articles2/sys_ogr_dost/obzor-rossijskogo-rynka-protivotarannyh-ustroystv. — Дата доступа: 23.06.2017.
- Shih Kwang Tay. Crash Impact Modelling Of Security Bollard. [Electronic resource] / Tay Shih Kwang // International LS-DYNA. Users Conference. — Mode of access: <https://www.dynalook.com/12th-international-ls-dyna-conference/automotive22-b.pdf>. — Date of access: 23.06.2017.
- Ramon-Villalonga, L. Advanced Simulation Techniques for Low Speed Vehicle Impacts. [Electronic resource] / L. Ramon-Villalonga // LS-DYNA Anwenderforum. — Frankenthal, 2007. — Mode of access: <https://www.dynamore.de/download/papers/forum07/forum07/crash/advanced-simulation-techniques-for-low-speed>. — Date of access: 23.06.2017.
- Sarmah, Ratul D. Three-Dimensional Security Barrier Impact Response Modeling / Ratul D. Sarmah, Christopher Y. Tuan. // International Journal of Nonlinear Science. — 2011. — Vol. 11, No. 2. — Pp. 236–245.
- Шмелев, А.В. Основы методики виртуального моделирования испытаний кабин грузовых автомобилей по требованиям пассивной безопасности / А.В. Шмелев, Э.В. Лисовский, В.С. Короткий // Механика машин, механизмов и материалов. — 2015. — № 3(32). — С. 64–72.
- Статьи про дорожные блокираторы. [Электронный ресурс] // Компания ООО «АНТ». — Режим доступа: <http://www.blokiratory.ru/articl.htm>. — Дата доступа: 23.06.2017.
- Статьи про дорожные блокираторы. [Электронный ресурс] // Компания ПроминвестГРУПП. — Режим доступа: <http://www.promgroup.ru/zagraditelnie-prepyatstviya.html>. — Дата доступа: 23.06.2017.
- Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения: передних противоподкатных защитных устройств (ППЗУ), транспортных средств в отношении установки ППЗУ официально утвержденного типа, транспортных средств в отношении их передней противоподкатной защиты (ППЗ): Правила ЕЭК ООН № 93. — 2012. — 26 с.
- Мамедов, В. Подвески грузовиков. Подвески с металлическим упругим элементом. [Электронный ресурс] / В. Мамедов // Основные средства. — Режим доступа: <http://os1.ru/article/7098-podveski-gruzovikov>. — Дата доступа: 23.06.2017.
- Осепчугов, В.В. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета: учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин. — М.: Машиностроение, 1989. — 304 с.
- Пархилоский, И.Г. Автомобильные листовые рессоры. — 2-е изд., доп. и перераб. — М.: Машиностроение, 1978. — 232 с.
- Металлы. Методы испытаний на растяжение: ГОСТ 1497-84. — Взамен ГОСТ 1497-73; введ. СССР 16.07.84. — Министерство черной металлургии СССР. — 28 с.
- Прокат из рессорно-пружинной углеродистой и легированной стали. Технические условия: ГОСТ 14959-79. — Взамен ГОСТ 14959-69 и ГОСТ 1050-74; введ. СССР 29.03.79. — Министерство металлургии СССР. — 21 с.
- Металлы. Метод измерения твердости по Бринеллю: ГОСТ 9012-59. — Взамен ОСТ 10241-40; введ. СССР 01.01.60. — 45 с.
- Заградительное устройство: пат. ЕА 023489 / Е.Л. Алешкевич, А.А. Дюжев, В.И. Ивченко, М.А. Крицкий, В.А. Левицкий, В.И. Петько, А.Н. Скок, С.В. Харитончик, А.В. Шмелев. — Оpubл. 30.06.2016.
- Заградительное устройство: пат. ВУ 20615 / Е.Л. Алешкевич, А.А. Дюжев, В.И. Ивченко, М.А. Крицкий, В.А. Левицкий, В.И. Петько, А.Н. Скок, С.В. Харитончик, А.В. Шмелев. — Оpubл. 30.12.2016.
- Заградительное устройство: пат. ВУ 3059, Е.Л. Алешкевич, А.А. Дюжев, В.И. Ивченко, М.А. Крицкий, В.А. Левицкий, В.И. Петько, А.Н. Скок, С.В. Харитончик, А.В. Шмелев. — Оpubл. 30.08.14.
- Заградительное устройство: пат. RU 93800, Е.Л. Алешкевич, А.А. Дюжев, В.И. Ивченко, М.А. Крицкий, В.А. Левицкий, В.И. Петько, А.Н. Скок, С.В. Харитончик, А.В. Шмелев. — Оpubл. 16.06.15.

IVCHENKO Vadim I.

Head of the Automobile Department of the Republican Computer Center of Mechanical Engineering¹

E-mail: oimoa@tut.by

SHMIALIOU Aliaksei V., Ph. D. in Eng.

Head of the Republican Computer Center of Mechanical Engineering¹

E-mail: shmeliou.alexei@gmail.com

RUBTSOV Aleksander V.

Head of Strength Laboratory of the Test Center²

E-mail: aleks_r@tut.by

¹Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

²Joint Stock Company “Minsk Automobile Plant” — Holding Management Company of “BelavtoMAZ”, Minsk, Republic of Belarus

FRACTURE LOAD DETERMINATION FOR THE STRUCTURAL ELEMENTS OF TRUCKS SUSPENSIONS WHEN INTERACTING WITH ANTI-RAM DEVICES

The actual guidelines for strength factors determination of the mostly loaded elements of truck front suspensions leaf springs are considered on the basis of computer modeling of fracture processes and material mechanical properties research. The comparison of simulation data with the results of traditional calculation and full-scale testing of leaf spring fragments is performed. The difference between the experimental values of fracture loads with the values obtained by computer simulation does not exceed 3.6 %. Fracture loads obtained using traditional dependencies are underestimated with respect to experimental values up to 2 times. This is due to the underlying assumptions aimed at the safety reserve of the structure. The proposed guidelines of leaf springs strength determination are used for the calculation of acting loads in the road blockers designing process.

Keywords: truck, computer simulation, anti-RAM device, strength, leaf spring, bench tests, analytical calculation, impact interaction

References

- Subbotin I. Gruzovik khuzhe vzryvov: chto oznachaet stsenniy terakta v Nistse [The truck is worse than explosions: what does the scenario of the terrorist attack in Nice mean]. *Moskovskiy komsomolets. Elektronnoe periodicheskoe izdanie "MK.ru"* [Moscow Komsomol. Electronic periodical "MK.ru"]. Available at: <http://www.mk.ru/incident/2016/07/15/gruzovik-khuzhe-vzryvov-chto-oznachaet-scenariy-terakta-v-nicce.html> (accessed 23 June 2017).
- Vrezatsya v lyudey na avtomobile – novaya taktika terroristov? [Is crashing people by a car a new terrorist tactic?]. *Sovetskaya Belorussiya* [Soviet Belarussia]. Available at: <https://www.sb.by/articles/vrezatsya-v-lyudey-na-avtomobile-novaya-taktika-terroristov.html> (accessed: 23 June 2017).
- Kraynov G. *Obzor rossiyskogo rynka protivotarannykh ustroystv* [Overview of the Russian market of anti-RAM devices]. Available at: http://www.secuteck.ru/articles2/sys_ogr_dost/obzor-rossiyskogo-rynka-protivotarannykh-ustroystv (accessed 23 June 2017).
- Shih Kwang Tay, Bryan Lim, Shu Herng Ng. Crash Impact Modelling of Security Bollard. *12th International LS-DYNA Users Conference*. Detroit, 2012. Available at: <https://www.dynalook.com/12th-international-ls-dyna-conference/automotive22-b.pdf> (accessed 23 June 2017).
- Ramon-Villalonga L., Enderich Th. Advanced Simulation Techniques for Low Speed Vehicle Impacts. *6. LS-DYNA Anwenderforum*, Frankenthal 2007. Available at: <https://www.dynamore.de/de/download/papers/forum07/forum07/crash/advanced-simulation-techniques-for-low-speed> (accessed 23 June 2017).
- Ratul D. Sarmah, Christopher Y. Tuan. Three-Dimensional Security Barrier Impact Response Modeling. *International Journal of Nonlinear Science*, 2011, vol.11, no. 2, pp. 236–245.
- Shmialiou A.V., Lisovskiy E.V., Korotkiy V.S. Osnovy metodiki virtualnogo modelirovaniya ispytaniy kabin gruzovykh avtomobiley po trebovaniyam passivnoy bezopasnosti [Basics of the computer simulation procedure for commercial vehicle cab passive safety testing]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov* [Mechanics of machines, mechanisms and materials], 2015, no. 3(32), pp. 64–72.
- Stati pro dorozhnyye blokiratory* [Articles about road blockers]. Company LLC "ANT". Available at: <http://www.blokiratory.ru/articl.htm> (accessed: 23 June 2017).
- Stati pro dorozhnyye blokiratory* [Articles about road blockers]. Company ProminvestGROUP. Available at: <http://www.promgroup.ru/zagraditelnie-prepyatstviya.html> (accessed 23 June 2017).
- Regulation No. 93 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the approval of: I. Front underrun protective devices (FUPDs) — II. Vehicles with regard to the installation of an FUPD of an approved type — III. Vehicles with regard to their front underrun protection (FUP). 2010, 18 p.
- Mamedov V. Podveski gruzovikov. Podveski s metallicheskim uprugim elementom [Truck suspension. Suspensions with metal elastic element]. *Osnovnye sredstva* [Fixed assets], 2002, no. 6. Available at: <http://os1.ru/article/7098-podveski-gruzovikov> (accessed 23 June 2017).
- Osepchugov V.V., Frumkin A.K. *Avtomobil. Analiz konstruktivnykh elementov rascheta: uchebnik dlya studentov vuzov po spetsyalnosti "Avtomobili i avtomobilnoe khozyaystvo"* [Car. Structures analysis, calculation elements: Textbook for University students in the specialty "Cars and automotive industry"]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 304 p.
- Parkhilovskiy I.G. *Avtomobilnye listovye resory* [Car leaf springs]. 2nd ed. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 232 p.
- State Standard 1497-84. *Metally. Metody ispytaniy na rastyazhenie* [Metals. Tensile testing methods]. Standartov Publ. 1984. 28 p.
- State Standard 14959-79. *Prokat iz resorno-pruzhinnoy uglerodisty i legirovannoy stali. Tekhnicheskie usloviya* [Carbon and alloy steel spring rolled products. Technical conditions]. Standartov Publ. 1979. 21 p.
- State Standard 9012-59. *Metally. Metod izmereniya tverdsti po Brinellyu* [Metals. Brinell hardness measurement method]. 1960. 45 p.
- Aleshkevich E.L., Dyuzhev A.A., Ivchenko V.I., Kritskiy M.A., Levitskiy V.A., Petko V.I., Skok A.N., Kharitonchik S.V., Shmialiou A.V. *Zagraditelnoe ustroystvo* [The barrier device]. Patent EA, no. 023489, 2016.
- Aleshkevich E.L., Dyuzhev A.A., Ivchenko V.I., Kritskiy M.A., Levitskiy V.A., Petko V.I., Skok A.N., Kharitonchik S.V., Shmialiou A.V. *Zagraditelnoe ustroystvo* [The barrier device]. Patent RB, no. 20615, 2016.
- Aleshkevich E.L., Dyuzhev A.A., Ivchenko V.I., Kritskiy M.A., Levitskiy V.A., Petko V.I., Skok A.N., Kharitonchik S.V., Shmialiou A.V. *Zagraditelnoe ustroystvo* [The barrier device]. Patent RB, no. 3059, 2014.
- Aleshkevich E.L., Dyuzhev A.A., Ivchenko V.I., Kritskiy M.A., Levitskiy V.A., Petko V.I., Skok A.N., Kharitonchik S.V., Shmialiou A.V. *Zagraditelnoe ustroystvo* [The barrier device]. Patent RF, no. 93800, 2015.