

### **Экологиялық таза көлік**

Қазір Қоршаған орта үшін толығымен қауіпсіз деп саналатын экологиялық таза көлік шығарыла бастады, соның арқасында таза ауаны сақтап, қала тұрғындарының денсаулығын қорғауға болады. Қозғалтқыш көмірсутектерді өңдемейтін және қауіпті шығарындылар пайдаланмайтын Көлік ең қауіпсіз және экологиялық таза болып саналады. Автомобиль көлігінің экологиясы электр энергиясын көлік қозғалысы үшін энергия ретінде пайдалануды білдіреді. Эко-транспорт өзінің дамуын баяғыда бастаған жоқ. Бірақ көліктің бұл түрінің болашағы бар деп саналады. Мұндай автомобильдер өте үлкен емес, олар ықшам және қолдануға ыңғайлы. Олар әдеттегі кабинаға немесе денеге ие болуы мүмкін. Ең бастысы, жүргізуші үшін қауіпсіз, экология үшін қауіпсіз электр қозғалтқышы қолданылады. Сонымен қатар, машинаның өзі ескі таныс жанармаймен жүретін қарапайым автомобильге қарағанда бірнеше есе жеңіл. Экологиялық таза автомобильде арнайы батарея бар, сондықтан оны бензин мен жұмыс істейтін қозғалтқышпен салыстырсақ, тиімділігі де артады. Мұндай машина әдеттегі автомобильге қарағанда әлдеқайда қымбат емес, сондықтан жақынарада мұндай автомобильдер жолдарды толтырады деп айтуға болады, ал адамдар тек жеңіске жетеді, өйткені ауа әлдеқайда таза болады, дем алу оңайырақ болады. Мұндай көліктерге күтім жасау және зарядтау оңай, сондықтан олар соншалықты өзекті және сұранысқа ие. Оларға іс сапармен баруға, ауыркөлік жүргізуге болады. Сондықтан қоршаған ортаға қауіп төндірмейтін автомобильдердің осы түріне назараударған жөн. Бұл назар аудару керек өте маңызды сәт.

### **ӘДЕБИЕТТЕР**

- [1] Сарбаев В. И., Селиванов С. С., Коноплев В. Н., Демин Ю. Н. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: механизация и экологическая безопасность производственных процессов.- Ростовна-Дону: Феникс, 2004. – 380 с.
- [2] Богданов С. Н., Буренков М. М., Иванов И. Е. Автомобильные двигатели. – М.: Машиностроение, 1987. – 368 с.
- [3] Стуканов В. А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля. – М.: Форум-Инфра-М, 2004. – 368 с.
- [4] Хачиян А. С., Морозов К. А., Луканин В. Н., Труссов В. И., Багиров Д. Д., Корси Е. К. Двигатели внутреннего сгорания. – М.: Высшая школа, 1985. – 311 с.

**УДК 629.4.028:539.4(045)**

**Э.С. Оганьян<sup>а</sup>, А.А. Лунин<sup>б</sup>, Г.М. Волохов<sup>с</sup>, М.Н. Овечников<sup>д</sup>, А.С. Гасюк<sup>е</sup>**  
АО «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), Коломна, Россия

<sup>а</sup>info@vnikti.com, <sup>б</sup>lunin-aa@vnikti.com, <sup>с</sup>volokhov-gm@vnikti.com, <sup>д</sup>ovechnikov-mn@vnikti.com, <sup>е</sup>gasyuk-as@vnikti.

### **ЧИСЛЕННО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ И РЕСУРСА КОРПУСА АВТОСЦЕПКИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

**Андатпа.** Жылжымалы құрамның өмірлік циклінің барлық кезеңдерінде қауіпсіз және тиімді жұмыс істеуін негіздеу үшін оны анықтайтын темір жол техникасының құрылымдық элементтерінің ұзақ мерзімділігін есептеу және болжау әдістерін әзірлеу қажет. Мысал ретінде біріктіру құрылғысын пайдалана отырып, құрылымдардың деформациялық зақымдану критерийлері бойынша автоматты қосқыш корпусының ресурсын бағалау тәсілі сипатталған. Әдіс соңғы элементтерді есептеу нәтижелеріне негізделген. Есептеулер MSC.Mentat/Marc және MSC.Patran/Dytran бағдарламалық

пакеттері арқылы орындалды. Олардың негізінде оның қауіпсіз жұмыс істеу мерзімін анықтай отырып, автоматты қосқыштың корпусын есептеу дәйектілігі көрсетіледі.

**Түйін сөздер.** Жылжымалы құрам, ілінісу құрылғысы, беріктік, зақымдану, бойлық күштер, төмен және жоғары циклдегі шаршау, ресурс.

**Аннотация.** Для обоснования безопасного и производительного функционирования подвижного состава на всех стадиях жизненного цикла необходима разработка методов расчета и прогнозирования долговечности элементов конструкций железнодорожной техники, определяющих ее. На примере сцепного устройства описан подход к оценке ресурса корпуса автосцепки по критериям деформационной повреждаемости конструкций. Метод базируется на результатах конечно-элементных расчетов. Расчеты были выполнены в программных комплексах MSC.Mentat/Marc и MSC.Patran/Dytran. На их базе показана последовательность расчета корпуса автосцепки с определением срока ее безопасной эксплуатации.

**Ключевые слова:** подвижной состав, сцепное устройство, прочность, повреждаемость, продольные силы, мало- и многоцикловая усталость, ресурс.

**Abstract.** To substantiate the safe and efficient functioning of rolling stock at all stages of its life cycle, it is necessary to develop methods to calculate and predict the durability of structural elements of railway equipment that determine it. Using a coupling device as an example, an approach to estimating the life time of an automatic coupling casting according to the criteria of strain damageability of structures is described. The method is based on the results of finite element analyses. The calculations are made using software packages MSC.Mentat/Marc and MSC.Patran/Dytran. On their basis, the sequence of calculations of the automatic coupling casting is shown with the determination of the period of its safe operation.

**Key words.** Rolling stock, coupling device, strength, damageability, longitudinal forces, low- and high-cycle fatigue, life time.

**Введение.** Немалую угрозу перевозочному процессу представляют разрушения сцепных устройств вагонов и локомотивов, сопровождающиеся потерей связи с составом. Это приводит к возникновению потенциально опасных ситуаций, которые усугубляются сложностями выявления повреждений элементов конструкций и возможностью их хрупкого разрушения в зимний период эксплуатации при низких отрицательных температурах.

Для обоснования безопасного и эффективного функционирования подвижного состава и инфраструктуры железнодорожного транспорта на всех стадиях жизненного цикла необходима разработка методов расчета и прогнозирования долговечности элементов конструкций железнодорожной техники. Учитывая, что их эксплуатационное нагружение носит случайный характер, целесообразным является моделирование такого нагружения и его использование в анализе повреждаемости.

**Постановка задачи.** Нагруженность автосцепки (АС) характеризует статистика появления растягивающих и сжимающих сил различного уровня при разных режимах работы (маневровой, поездной) в виде блока нагрузок. Этот блок формируется действующими в эксплуатации нагрузками на локомотивы и вагоны через их сцепные устройства [1]. В связи с этим могут рассматриваться два основных режима нагружения АС:

1. При маневровой работе с составами – в процессе их формирования на станциях, в том числе на сортировочных горках, а также при переходных режимах движения поезда (трогание, торможение) и на переломах пути с тяжеловесным составом. Возникающие при этом режиме нагружения продольные силы являются максимальными и достигают предельных нормативных значений (нормативный I режим нагружения [1]). Эти нагрузки (от 1,0...1,5 до 2,0...3,0 МН и выше), имеющие малоцикловый характер, вызывают напряжения, близкие или достигающие предела текучести, с возможным появлением и

накоплением упругопластических деформаций в металле элементов корпуса АС, способных привести к его разрушению.

2. При вождении составов – в процессе движения поезда, сопровождающегося сжатием и растяжением состава, соударением и рывками в поезде, а также при разгоне и торможении поезда. Работа АС в поездных условиях соответствует III нормативному режиму нагружения [1]. Возникающие при этом силы преимущественно знакопеременного циклического характера с большим количеством относительно малых (на уровне 50...300 кН) и редких продольных сил, достигающих 700...1000 кН при переходных режимах движения. Напряжения в АС при этом находятся в упругой области и способны вызвать их усталостное повреждение.

Наиболее частым (до 70 %) из числа повреждений АС является разрушение хвостовика АС типа СА-3. Из них более 50 % приходится на сечения в зоне отверстия под тяговый клин (рисунок 1а).

Распределение продольных сил, действующих на вагон через автосцепные устройства, нормировано [1].

Согласно [2], АС должна обеспечивать восприятие продольной силы растяжения не менее 2000 кН и сжатия 2500 кН. При этом наибольшие расчетные напряжения не должны превышать предела текучести материала.

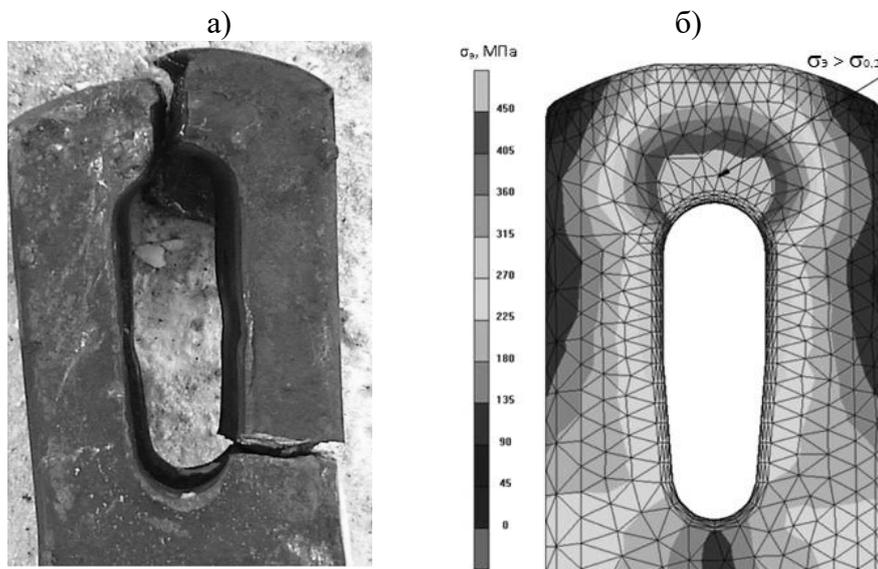


Рисунок 1 – Перемычка хвостовика АС как критическая зона для оценки ее ресурса: а) эксплуатационный вид разрушения хвостовика АС; б) конечно-элементная модель хвостовика АС с результатами расчета наиболее напряженной зоны ( $\sigma_3$  – расчетные эквивалентные напряжения,  $\sigma_{0,2}$  – предел текучести материала)

**Метод исследования.** Для оценки ресурса узла (детали) выбирается ее наиболее уязвимый (критический) элемент. Основой выбора служат эксплуатационные данные повреждений и результаты расчетов.

По результатам расчетов напряженно-деформированного состояния (НДС) корпуса АС (рис. 2), выполненных в программном комплексе MSC.Marc методом конечных элементов в физически и геометрически нелинейной постановке, обусловленной упругопластическим поведением металла, большими деформациями и контактным взаимодействием деталей, наиболее нагруженной является зона контакта хвостовика с клином по цилиндрической части отверстия (рис. 1б). В этой зоне при растяжении АС силой 2 МН напряжения в отдельных элементах достигают предела текучести материала

$\sigma_{0,2}$ . Высокие напряжения ( $\sim 0,8\sigma_{0,2}$ ) получены также в месте перехода хвостовика к голове АС [3].

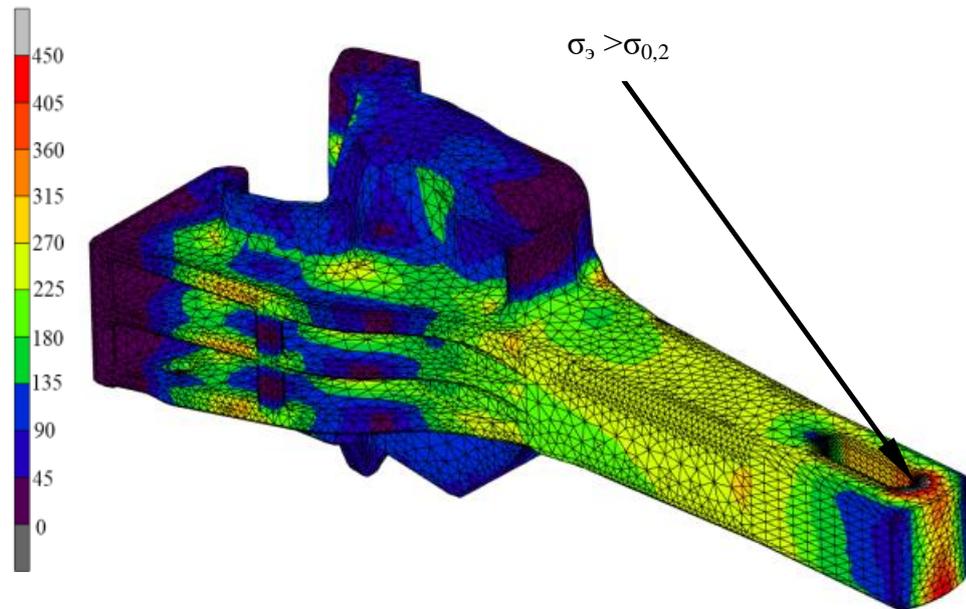


Рисунок 2 – Эквивалентные напряжения в корпусе АС от растяжения усилием 250 тс

Критическим элементом (зоной) в рассматриваемом случае выбрана перемычка хвостовика АС. Расчет ресурса для нее выполнялся с учетом возможности появления и накопления остаточных деформаций в материале.

Такое нагружение описывается деформационными критериями малоциклового усталости в форме уравнений [4–6], характеризующих исчерпание пластических свойств при разрушающем числе циклов нагружения  $N_p$ :

$$\Delta \varepsilon_p = C \cdot N_p^{-m_p} \quad (1)$$

$$\Delta \varepsilon_p = C \cdot N_p^{-m_p} + \frac{2\sigma_{-1}}{E}, \quad (2)$$

где  $\Delta \varepsilon_p$  – размах или односторонняя пластическая относительная деформация в цикле

нагружения;

$C$  – эмпирический параметр материала,  $C = -0,5 \ln(1 - \psi)$ ,  $\psi$  – относительное сужение в шейке образца при разрыве;

$m_p$  – показатель диаграммы упрочнения за пределом упругости материала;

$\sigma_{-1}$  – предел выносливости детали;

$E$  – модуль упругости материала.

В развитие уравнений (1), (2) на основании анализа эксплуатационной нагруженности и условий накопления повреждений в материале несущих деталей экипажной части локомотива до достижения ими предельного состояния разработана модель вида [7]:

$$\Delta \varepsilon_p = C \cdot N_p^{-m_p} + \frac{2\sigma_{-1}}{E} \left[ 1 - \left( \frac{P_Y}{P_{lim}} \right)^2 \right] - \alpha \left( \frac{N_H}{N_1} \right) \quad (3)$$

где  $P_Y$  – нагрузка на пределе текучести материала рассматриваемого элемента детали;

$P_{lim}$  – предельная нагрузка для этого же элемента в упругопластической области деформаций;

$\alpha$  – коэффициент соотношения нагрузок, в общем случае равный 0,5;

$N_H$  – число малоцикловых квазистатических нагрузок (в данном случае – продольных сил в автосцепке);

$N_1$  – число циклов в единичном (годовом) блоке продольных сил.

Модель накопления деформаций по формуле (3) позволяет рассматривать наиболее полно действующие на АС нагрузки в указанных выше режимах эксплуатации, поскольку в ней учитываются нагрузки разного вида и уровня в упругой и упругопластической области и в различном их сочетании.

**Результаты исследования.** Результаты выполненных расчетов при некоторых вариантах сочетания параметров нагружения АС представлены в таблице.

Таблица 1 – Расчетные ресурсы корпуса автосцепки при различных сочетаниях вида и уровня действующих на нее нагрузок

Режим нагружения	$\sigma_{-1}$ , МПа	$P_Y$ , МН	$P_{lim}$ , МН	$\alpha$	$N_H$ , цикл	$N_1/10^3$ , цикл	$\Delta\varepsilon = 0,0020$		$\Delta\varepsilon = 0,0018$	
							$N/10^3$ , цикл	$T$ , лет	$N/10^3$ , цикл	$T$ , лет
I	40	2,5	4,5	0,5	10	20	410	20,5	535	26,5
					6	17,5	450	25,7	600	34,3
III	45	2,0	4,5	0	–	–	570	32,6	780	44,6
					–	–	650	37,1	900	51,4

Примечание.  $\square\square$  – предельная величина остаточной деформации в критическом элементе детали автосцепки,  $N$  – количество циклов нагружения детали до разрушения,  $T$  – срок службы.

Из анализа приведенных результатов следует, что для заданного годового блока нагрузок [1] расчетный ресурс корпуса АС по отмеченным на рис. 16 зонам может достигать, в зависимости от сочетания нагрузок, 30...50 лет, что хорошо согласуется с опытом эксплуатации.

**Выводы.** Разработанный метод и выполненные исследования подтверждают возможность расчета ресурса деталей сцепных устройств численно-аналитическим методом на основе конечно-элементного анализа НДС с использованием деформационной модели разрушения.

### ЛИТЕРАТУРА

[1] ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. – М.: Стандартинформ, 2016. – 54 с.

[2] ГОСТ 33434-2015. Устройство сцепное и автосцепное железнодорожного подвижного состава. Технические требования и правила приемки. – М.: Стандартинформ, 2016. – 15 с.

[3] Исследование прочности деталей автосцепки при эксплуатационных нагрузках / Кузьмин А.Б., Коссов В.С., Протопопов А.Л., Красюков Н.Ф., Бунин Б.Б., Оганьян Э.С. // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – 2007. – № 19. – С. 170–175.

[4] Coffin, L.F. A note on low cycle fatigue laws / Coffin L.F. // Journal of Materials. – 1971. – Vol. 6. No. 2. – P. 388–402.

[5] Manson, S.S. Inversion of the strain and strain-stress relationships for use in the metal fatigue analyses / Manson S.S. // Fatigue of engineering materials and structures. – 1979. – Vol. 1. No. 1. – P. 37–57.

[6] Проблемы прочности, техногенной безопасности и конструкционного материаловедения / Под ред. Н.А. Махутова, Ю.Г. Матвиенко, А.Н. Романова. – М.: Ленанд, 2018. – 720 с.

[7] Моделирование нагруженности корпуса автосцепки численно-аналитическими методами / Оганьян Э.С., Коссов В.С., Овечников М.Н., Волохов Г.М., Гасюк А.С. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2020. – № 5. – С. 52–55.

УДК 629.4.028:539.4(045)

**Н.Ф. Красюков<sup>а</sup>, Э.С. Оганьян<sup>а</sup>, В.С. Коссов<sup>а</sup>, М.Н. Овечников<sup>б</sup>, Г.И. Гаджиметов<sup>с</sup>**  
АО «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), Коломна, Россия  
<sup>а</sup>info@vnikti.com, <sup>б</sup>ovechnikov-mn@vnikti.com,  
<sup>с</sup>gajimetov-gi@vnikti.com

## МОДЕЛИРОВАНИЕ УДАРСТОЙКОСТИ ЛОКОМОТИВА ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ПЕРЕВОЗОЧНОГО ПРОЦЕССА

**Андатпа.** Темір жол бойындағы кедергімен локомотивтің апатты соқтығысуы кезінде машинист кабинасының құрылымдық қорғанысының тиімділігін (пассивті қауіпсіздік пен соққыға төзімділігін) есептеу мәселесі қарастырылған. MSC.Mentat/Marc, MSC.Patran/Dytran арнайы бағдарламалық кешендерін қолдану арқылы ақырлы элементтер әдісіне негізделген апаттық соқтығысуларды компьютерлік модельдеу технологиясы ұсынылған. Конструкциялардың кернеулі-деформациялық күйін есептеу зерттеулері геометриялық және физикалық сызықты емес жағдайда жүргізілді. Ұсынылған технология негізінде тапсырмалардың мүмкін тұжырымдары анықталды.

**Түйін сөздер.** Қауіпсіздік, апаттық соқтығыстар, құрылымдық қорғаныс, жүргізуші кабинасы, автоматты қосқыш, компьютерлік модельдеу, кернеу-деформация жағдайы, ресурс.

**Аннотация.** Рассмотрена задача расчетной оценки эффективности конструкционной защиты (пассивной безопасности и ударостойкости) кабины машиниста при аварийном столкновении локомотива с препятствием на железнодорожном пути. Предложена технология компьютерного моделирования аварийных столкновений, основанная на методе конечных элементов с применением специализированных программных комплексов MSC.Mentat/Marc, MSC.Patran/Dytran. Расчетные исследования напряженно-деформированного состояния конструкций выполнены в геометрически и физически нелинейной постановке. Определены возможные постановки задач на основе представленной технологии.

**Ключевые слова.** Безопасность, аварийные столкновения, конструкционная защита, кабина машиниста, автосцепка, компьютерное моделирование, напряженно-деформированное состояние, ресурс.

**Abstract.** The problem of calculating the efficiency of the structural protection (passive safety and impact resistance) of a driver's cab during an emergency collision of a locomotive with an obstacle on a railway track is considered. The technology of a computer simulation of emergency collisions based on the finite element method with the use of specialized software packages MSC.Mentat/Marc, MSC.Patran/Dytran is proposed. Computational studies of the