

---

---

## НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

---

---

УДК 539.4:629.4.028.31(045)

### МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ И РЕСУРСА КОРПУСА АВТОСЦЕПКИ ЧИСЛЕННО-АНАЛИТИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ

© 2020 г. Э. С. Оганьян<sup>1,\*</sup>, В. С. Коссов<sup>1</sup>, М. Н. Овечников<sup>1</sup>,  
Г. М. Волохов<sup>1</sup>, А. С. Гасюк<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава,  
Московская обл., г. Коломна, Россия

\*e-mail: vnikti@ptl-kolomna.ru

Поступила в редакцию 25.03.2019 г.

Принята к публикации 29.05.2020 г.

В настоящей статье описан подход для оценки ресурса автосцепных устройств по критериям деформационной повреждаемости металлоконструкций. По результатам исследований проведен анализ ресурса автосцепного устройства с определением срока безопасной эксплуатации.

**Ключевые слова:** подвижной состав, автосцепное устройство, прочность, повреждаемость, мало- и многоцикловая усталость, распределение продольных сил, ресурс

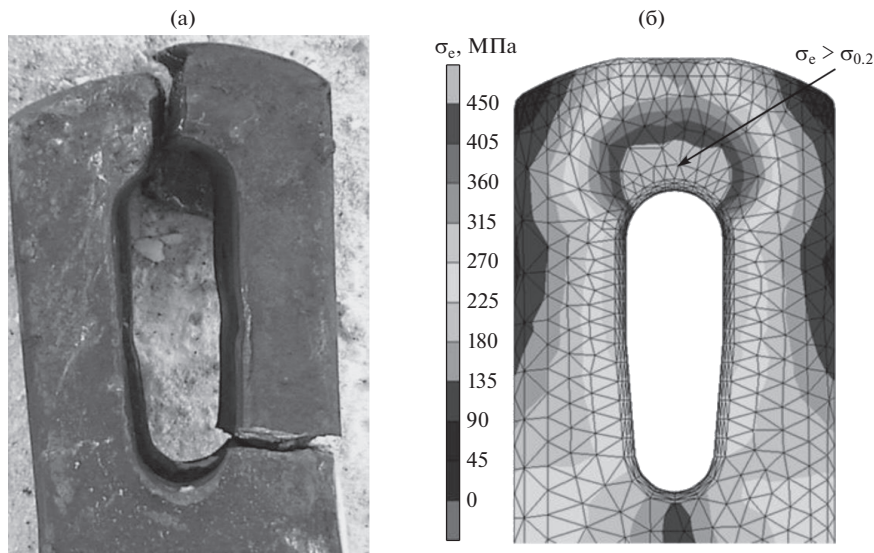
**DOI:** 10.31857/S0235711920050090

Анализ данных по эксплуатации составов в различных климатических регионах России показывает, что нередко случаи разрушения сцепных устройств вагонов и локомотивов, которые сопровождаются потерей связи локомотива с составом, что приводит к возникновению потенциально опасных ситуаций. Особенно это усугубляется в зимний период эксплуатации при 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 при регулярном и нерегулярном циклическом нагружении в упругой и упругопластической областях с учетом силовых и деформационных критериев повреждаемости. Решение этой задачи связано с поиском общих закономерностей, описывающих кинетику накопления повреждаемости в металле в условиях, наиболее близких к эксплуатационным. Учитывая, что эксплуатационное нагружение объекта в основном носит случайный характер, возникают вопросы к моделированию такого нагружения и его использования в анализе повреждаемости.

**Постановка проблемы.** Рост грузооборота железнодорожного транспорта, повышенные скорости маневровых соударений вагонов, увеличение средней по сети и максимальной массы поездов обуславливают более интенсивную нагруженность автосцепных устройств (АС) продольными силами.

Фактические данные об эксплуатационной нагруженности АС являются основой для расчетов долговечности. Нагруженность 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 автосцепные устройства [1, 2]. При этом характер нагружения определяется родом работы и условиями эксплуатации подвижного состава (ПС). В связи с этим рассматриваются два режима нагружения.



**Рис. 1.** Перемычка хвостовика автосцепки как критическая зона для оценки ее ресурса: (а) — эксплуатационный вид разрушения хвостовика автосцепки; (б) — конечно-элементная модель хвостовика автосцепки с результатами расчета наиболее напряженной зоны.

а) 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.

б) 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 автосцепных устройств 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) сил, способных вызвать усталостное повреждение АС, и редких продольных сил, достигающих 700–1000 кН при переходных режимах движения. Напряжения в автосцепных устройствах при этом находятся в упругой области.

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

Распределение продольных сил, действующих на вагон через автосцепные устройства, нормировано [1, 2].

Согласно [3], автосцепка 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.

В соответствии с [4] оценка ресурса детали производится по ее базовому элементу, который выбирается из числа критических. Основой выбора служат эксплуатационные данные повреждений, результаты расчетов.

**Расчет напряженно-деформированного состояния.** По результатам расчетов напряженно-деформированного состояния (НДС) корпуса автосцепки, 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 автосцепки 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 автосцепки.

**Математические модели для оценки ресурса.** 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 [5–9], характеризующих исчерпание пластических свойств при разрушающем числе циклов нагружения  $N_p$

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

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

В развитие уравнений (1), (2) на основании анализа эксплуатационной нагруженности и условий накопления повреждений в материале несущих деталей экипажной части локомотива [10] до достижения ими предельного состояния предложена модель

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

где  $\Delta \varepsilon_p$  — размах или односторонняя пластическая относительная деформация в цикле нагружения;  $\alpha$  — коэффициент, принятый равным 0.5;  $m_p$  — показатель диаграммы упрочнения за пределом упругости материала;  $C = -0.5 \ln(1 - \psi)$  — эмпирический параметр материала,  $\psi$  — относительное сужение в шейке образца при разрыве;  $\sigma_{-1}$  — предел выносливости детали;  $E$  — модуль упругости материала;  $P_Y$  — нагрузка на пределе текучести материала рассматриваемого элемента детали;  $P_{\text{lim}}$  — предельная нагрузка для этого же элемента в упругопластической области деформаций;  $N_H$  — число малоцикловых квазистатических нагрузок (в данном случае — продольных сил в автосцепке);  $N_1$  — число циклов в единичном (годовом) блоке продольных нагрузок на автосцепку.

Из приведенных моделей накопления деформаций (1)–(3) наиболее полно позволяет рассматривать действующие на АС нагрузки в указанных выше режимах эксплуатации ПС модель (3), поскольку в ней учитываются нагрузки разного вида и уровня в упругой и упругопластической области и в различном их сочетании. В этой обобщенной модели

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

| Режим нагружения | $\sigma_{-1}$ , МПа | $P_Y$ , МН | $P_{\text{lim}}$ , 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      |
|                  | 40                  | 2.5        | 4.5                   | 0.5      | 6            | 17.5              | 450                           | 25.7      | 600                           | 34.3      |
| III              | 40                  | 2.5        | 4.5                   | 0        | —            | —                 | 570                           | 32.6      | 780                           | 44.6      |
|                  | 45                  | 2.0        | 4.5                   | 0        | —            | —                 | 650                           | 37.1      | 900                           | 51.4      |

оценка циклов нагружения до разрушения производится на основе выбора предельной величины остаточной деформации в критическом элементе детали автосцепки. В настоящем исследовании она принималась равной 0.0020 и 0.0018. Результаты выполненных расчетов при некоторых вариантах сочетания вида и величины нагрузок, действующих на АС, представлены в табл. 1. Для заданного годового блока нагрузок [1, 2] расчетный ресурс корпуса автосцепки по отмеченным на рис. 1б зонам может достигать в зависимости от сочетания нагрузок 30–50 лет, что согласуется с данными эксплуатации.

**Выводы. 1.** Оценка ресурса АС выполнена в численно-аналитической форме на основе конечно-элементного анализа НДС детали с использованием деформационных моделей разрушения. Существенным при этом является анализ НДС исследуемой конструкции и выбор ее критических зон. Они оказываются опасными, если образующиеся локальные зоны высоких уровней напряжений получают развитие и приводят к предельному состоянию. **2.** В расчетах использованы статистические распределения продольных сил, действующих на вагон через АС, принятые в [1, 2]. Блоки этих сил в диапазоне 300–3600 кН охватывают максимальные из возможных в эксплуатации, в том числе при маневровых и горочных операциях (I нормативный режим), а также в поездных условиях (III режим). **3.** Расчеты сил и ресурса АС, выполненные для указанных режимов нагружения, показали, что ресурс АС по ее наиболее нагруженным элементам (хвостовик в зоне отверстия под клин и место перехода от хвостовика к голове) заметно снижается при расчете с учетом сил, отвечающих по величине I режиму, ориентировочно до 20–30 лет (вместо 40–50 лет от сил по III режиму нагружения). **4.** Разработанная для расчета ресурса деталей ПС деформационная модель разрушения (3) позволяет в широком диапазоне варьировать параметры нагружения в зависимости от долей нагрузок I и III режимов в спектре.

Задействованные в оценке теоретические, программные, экспериментальные методы могут существенно различаться. Это зависит от поставленной задачи, полноты исходных данных объекта исследования, эксплуатационных и других факторов. В частности, для повышения достоверности получаемых результатов расчетное распределение нагрузок должно быть максимально приближено к фактическому в эксплуатации.

#### КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. М.: Стандартинформ, 2016. 54 с.
2. ГОСТ 33788-2016. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и динамические качества. М.: Стандартинформ, 2016. 41 с.
3. ГОСТ 33434-2015. Устройство сцепное и автосцепное железнодорожного подвижного состава. Технические требования и правила приемки. М.: Стандартинформ, 2016. 15 с.
4. ГОСТ Р 57445-2017. Железнодорожные технические средства. Общие требования к методам определения ресурса. М.: Стандартинформ, 2017. 26 с.
5. Coffin L.F. A note on low cycle fatigue laws // Journal of Materials. 1971. V. 6. N. 2. P. 388.
6. Manson S.S. Inversion of the strain and strain-stress relationships for use in the metal fatigue analyses // Fatigue of engineering materials and structures. 1979. V. 1. N. 1. P. 37.
7. Пестриков В.М. Механика разрушения / Под ред. В.М. Пестрикова, Е.М. Морозова. СПб. 2012. 552 с.
8. Партон В.З. Механика разрушения: От теории к практике. М.: ЛКИ. 2016. 240 с.
9. Проблемы прочности, техногенной безопасности и конструкционного материаловедения / Под ред. Н.А. Махутова, Ю.Г. Матвиенко, А.Н. Романова. М.: Ленанд, 2018. 720 с.
10. Oganyan E.S., Volokhov G.M., Gasyuk A.S., Fazliakhmetov D.M. Calculated experimental evaluation of the operating life of basic locomotive parts for ensuring their safe operation // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2018. V. 47. Iss. (2). P. 155.