



ISSN 1609-1817

М. ТЫНЫШБАЕВ атындағы  
ҚАЗАҚ КӨЛІК ЖӘНЕ КОММУНИКАЦИЯЛАР АКАДЕМИЯСЫНЫҢ

# ХАБАРШЫСЫ ВЕСТНИК

КАЗАХСКОЙ АКАДЕМИИ ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ  
имени М.ТЫНЫШПАЕВА



№ 5 - 2014

М. ТЫНЫШБАЕВ атындағы ҚАЗАҚ КӨЛІК  
ЖӘНЕ КОММУНИКАЦИЯЛАР АКАДЕМИЯСЫНЫҢ

**ВЕСТНИК**

КАЗАХСКОЙ АКАДЕМИИ ТРАНСПОРТА  
И КОММУНИКАЦИЙ имени М. ТЫНЫШПАЕВА

**ХАБАРШЫСЫ**

№ 5 (90),  
2014 г.

Журнал издается  
с января 2000 года.  
Выходит 6 раз в год

Собственник -  
Казахская академия  
транспорта и коммуникаций  
имени М.Тынышпаева

Адрес редакции:  
Республика Казахстан,  
050012, г. Алматы,  
ул. Шевченко, 97.  
Тел.: +7 (727) 292-49-14  
Факс: +7 (727) 292-27-09

E-mail: [vestnik-kazatk@mail.ru](mailto:vestnik-kazatk@mail.ru)

Сайт: [www.vestnik-kazatk.kz](http://www.vestnik-kazatk.kz)

Журнал перерегистрирован  
в Министерстве культуры,  
информации и спорта  
Республики Казахстан

Свидетельство № 6233-ж  
от 17.08.2005 г.

Индекс 75605

ISSN 1609-1817

Подписано в печать  
31.10.2014 г.  
Тираж 500 экз. Заказ № 580

Отпечатано в  
Редакционно-издательском центре  
КазАТК им. М.Тынышпаева.  
Адрес: г. Алматы,  
пр. Райымбека, 165

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор  
Куанышев Бакытжан Муханбетович

Заместитель главного редактора  
Сатова Раушан Кулмагамбетовна

Ответственный секретарь  
Бочкарева Галина Васильевна

## ЧЛЕНЫ РЕДКОЛЛЕГИИ:

Абдирайымова Ардак Серикбаевна  
Акчурин Анвар Гафурович  
Ахметжанова Айкун Хайроллаевна  
Бахтиярова Елена Ажибековна  
Биттеев Шамай Бекжанович  
Джайлаубеков Еркин Альмагамбетович  
Жармагамбетова Меруерт Советовна  
Зальцман Михаил Давидович  
Ибришев Нурман Нурсеитович  
Исмагулова Баян Хамзиевна  
Исмагулова Саракуль Оразалиевна  
Италмасова Раушан Балтабаевна  
Карсыбаев Ержан Ертаевич  
Кенжебаева Гаухар Жумашевна  
Койшиев Темирхан Косыбаевич  
Косенко Сергей Алексеевич  
Кулманова Назира Кадыровна  
Кульгильдинов Мурат Сапарбекович  
Махметова Нарзанкуль Мусаевна  
Мырзалы Серик Кожы-Ахметулы  
Свиденко Владимир Николаевич  
Солоненко Владимир Гельевич  
Утепбергенов Ирбулат Туремуратович  
Шульц Владимир Александрович

СОДЕРЖАНИЕ

***ПРОЕКТИРОВАНИЕ, СТРОИТЕЛЬСТВО И ЭКСПЛУАТАЦИЯ  
ТРАНСПОРТНЫХ СООРУЖЕНИЙ***

|                                                                                                                                                                        |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Хасенов С.С., Калдыкараев И.М., Куандыкова А.К.</b><br>Снижение динамических воздействий от поездов на участках сопряжений<br>железнодорожных насыпей и мостов..... | 6  |
| <b>Хасенов С.С., Абиев Б.А., Жунисканкызы К., Калиев А.А.</b><br>Современные методы диагностики мостов.....                                                            | 10 |

***ЭКОЛОГИЯ И БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ***

|                                                                                                                            |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Доштаев К.Ж., Хизирова М.А., Толымбекова Б.Е.</b><br>Изучение влияния экологической обстановки на структуру радуги..... | 14 |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|

***ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ***

|                                                                                                                                      |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Бизонь К., Сладковски А.</b><br>К вопросу расчетов тяговых колес электровоза EU07 на усталостную прочность при<br>помощи МКЭ..... | 19 |
| <b>Солоненко В.Г.</b><br>К вопросу оптимизации рессорного подвешивания тележки грузового вагона.....                                 | 27 |

***ДОРОЖНЫЕ, СТРОИТЕЛЬНЫЕ И ПОДЪЁМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ  
И АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ***

|                                                                                                                                          |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Ахметов М.Ф., Ибраимов А. К., Тюлюбаева З. Ж.</b><br>Способ снижения вибраций путевой машины ВПО-3000.....                            | 33 |
| <b>Лаинати А., Каскин Б.К.</b><br>Прокатный стан «АРБЗ». Современные технологические концепции для производства<br>рельсов и балок.....  | 37 |
| <b>Шаяхметов Е.Я., Темиртасов О.Т., Мендебаев Т.М.</b><br>Анализ работы и пути совершенствования ленточных конвейеров на элеваторах..... | 44 |

***УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССАМИ ПЕРЕВОЗОК***

|                                                                                                                       |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Киселева О.Г., Вахитова Л.В.</b><br>Переход к новой модели управления безопасностью движения.....                  | 48 |
| <b>Устемирова Р.С., Аскарбекулы Е.</b><br>Оперативное управление развозом местных вагонов в железнодорожном узле..... | 55 |

***ЛОГИСТИКА НА ТРАНСПОРТЕ***

|                                                                                                                             |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Баймухамедова Г.С.</b><br>Анализ современного состояния и тенденция развития контейнерных перевозок<br>в Казахстане..... | 59 |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|

2. Фомин К.Н. Исследование кривизны фронта световой волны //Известия Томского университета. – Томск: Издательство Томского университета. - 1980, №5. - 38 с.
3. Справочник по специальным функциям /Под редакцией М. Абрамовича и И.Стиган. - М.: Наука, 1979. - 830 с.

#### LITERATURA

1. Maldeshtamp A.A. Rasprostranenie voln i volnovye processy. – М.: Fizmatiz. – 1959. - 348 с.
  2. Fomin K.N. Issledovanie krivizny fronta svetovoj volny //Izvestiya Tomskogo universiteta. – Tomsk: Izdatelstvo Tomskogo universiteta. - 1980, №5. - 38 s.
  3. Spravochnik po specialnym funkciyam /Pod redakciej M. Abramovicha i I.Stigan. - М.: Nauka, 1979. - 830 s.
- 

#### *ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ*

УДК 539.432:629.4.027

**Бизонь Кшыштоф** - адъюнкт кафедры логистики и промышленного транспорта, к.т.н. (г. Катовице, Силезский технический университет, Польша)

**Сладковски Александр Валентинович** – зав. кафедрой логистики и промышленного транспорта, д.т.н., профессор (г. Катовице, Силезский технический университет, Польша)

#### **К ВОПРОСУ РАСЧЕТОВ ТЯГОВЫХ КОЛЕС ЭЛЕКТРОВОЗА EU07 НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОМОЩИ МКЭ**

Тяговые колеса локомотивов являются одним из наиболее ответственных узлов железнодорожной техники, которые отвечают за безопасность движения подвижного состава в целом. Есть ряд наиболее опасных состояний, связанных с данным элементом конструкции. Например, одной из достаточно частых причин разрушения данного узла является ослабление бандажа или трещина в нем. Тонкий гребень или остроконечный накат могут быть причиной схода локомотива как на стрелочных переводах, так и в кривых участках пути. Столь же опасным явлением может быть появление усталостных трещин в различных частях колеса, обусловленных знакопеременными напряжениями. Например, в Эшеде (район Целле, Нижняя Саксония) вследствие усталостного разрушения бандажа колеса электропоезда, идущего со скоростью около 200 км/час, произошла катастрофа, которая унесла жизни 101 человека [1]. Усталостные разрушения колес наблюдаются и в настоящее время [2] для самого современного подвижного состава. Таким образом, проведение сертификационных мероприятий для колес подвижного состава должно выполняться на основе всесторонних исследований: лабораторных, эксплуатационных, технологических (у производителя и у эксплуатационников). Но все данные исследования должны быть сделаны после того, как будет рассчитана конструкция колеса на усталостную прочность и, колесо будет признано безопасным с теоретической точки зрения.

Одним из наиболее распространенных в Польше электровозов является локомотив EU07 [3]. Хотя EU обозначает, что это универсальный электровоз, в настоящее время он используется, главным образом, для обслуживания пассажирских поездов. Несмотря на то, что его производство началось в 1963 году и окончилось в 1992 (выпущено 240 электровозов), они используются и в настоящее время, после восстановительных ремонтов и

---

существенных реконструкций. При столь большом сроке эксплуатации со всей очевидностью возникают проблемы, связанные с усталостной прочностью элементов конструкции локомотивов, и, прежде всего, его колес.

Расчет колес электровозов должен выполняться комплексно, поскольку колесная пара является частью тягового привода. Соответственно, большое значение имеет динамика привода, условия закрепления колес, способы передачи тягового момента и т.д. Метод конечных элементов (МКЭ) является одним из наиболее распространенных методов численного моделирования различных конструкций, в том числе подвижного состава. В предыдущих работах авторов анализировался привод тяговых колес локомотивов с использованием МКЭ [4]. Например, на рисунке 1 показано распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса для узла полого вала, который является одним из наиболее важных элементов указанного привода.

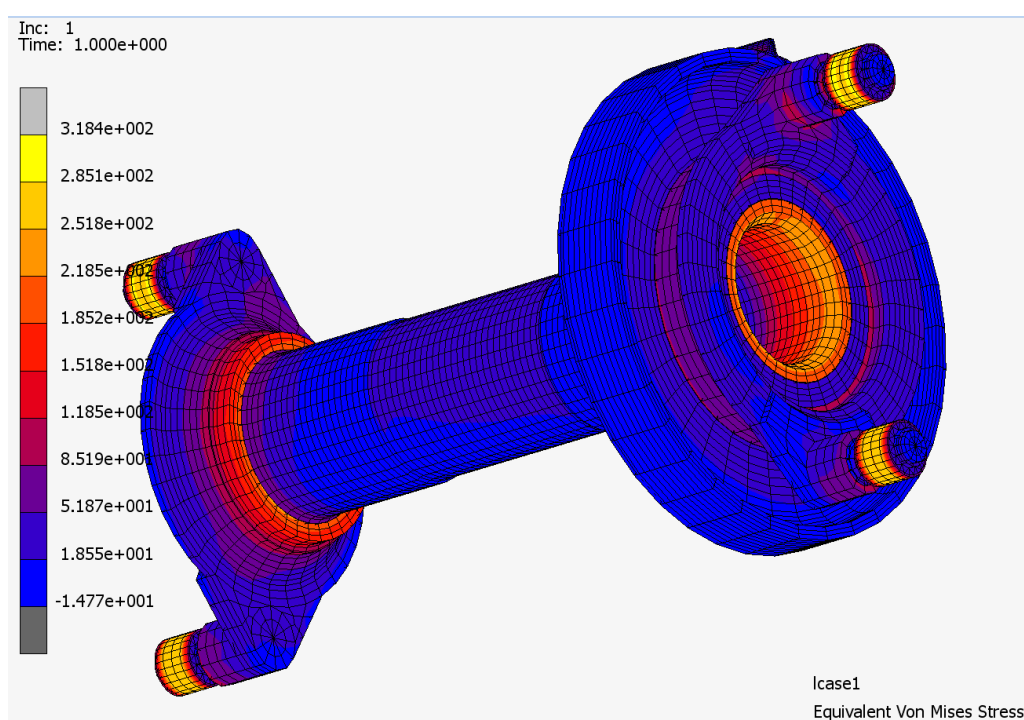


Рисунок 1 - Распределения эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в деталях узла полого вала привода электровоза EU07

Расчеты выполнялись с использованием программного пакета MSC.MARC. При этом моделировались условия передачи тягового момента от двигателя при помощи зубчатого зацепления на пальцы, входящие в отверстия в тяговых колесах. Учитывались условия запрессовки всех элементов узла полого вала.

Трещины колес тяговых колесных пар локомотивов EU07 являются важной проблемой с технической и экономической точек зрения, а также безопасности перевозки пассажиров и товаров. Указанные трещины характеризуются высокой повторяемостью мест их появления. Причины появления трещин в колесах данного типа неполностью идентифицированы. Ранее проводились исследования с использованием метода конечных элементов (МКЭ), которые показали, что в материале колес не происходит превышения допустимого уровня напряжений [5, 6].

На рисунке 2 показано распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса, которые появляются в деталях колесной пары вследствие различных

технологических причин, таких как запрессовка колесного центра на оси или насадка бандажа. Расчет выполнялся также при помощи MSC.MARC. При этом, однако, можно утверждать, что во время качения колес по рельсам, колеса находятся под влиянием циклических (синусоидальных несимметричных) знакопеременных напряжений.

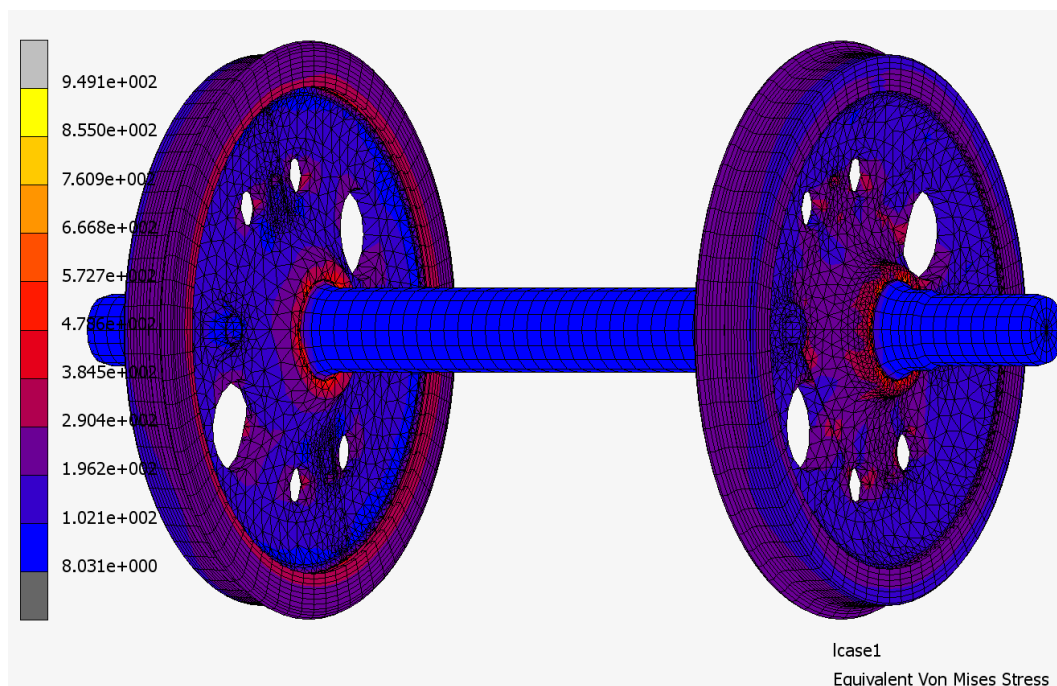


Рисунок 2 - Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в деталях колесной пары электровоза EU07 под воздействием квазистатического нагружения

Нагрузки такого характера могут служить причиной усталостного разрушения материала колес. На рисунке 3b показаны места наиболее частого появления усталостных трещин в колесах электровозов EU07. Их расчеты на усталостную прочность выполнялись с использованием программного обеспечения Ansys Workbench (рисунок 3a).

Одной из наиболее важных усталостных характеристик материала является кривая Вёлера. Она была определена во время прочностных испытаний цилиндрических образцов и задавалась в вычислительной программе в группе прочих свойств исследуемого материала виртуальной модели локомотивного колеса. Оригинальная кривая Вёлера (рис. 4a) была модифицирована с целью определения ее теоретического распространения за границы экспериментально полученных данных, учитывающих количество циклов и амплитуды напряжений во время экспериментальных циклических нагружений (рис. 4b), т.е. была проведена экстраполяция.

Модификация кривой Вёлера состояла в ее аппроксимации экспоненциальной функцией, а далее приближении этой экстраполяции к числу циклов, которым (оценочно) подвергаются колеса локомотива во время двадцатилетней эксплуатации транспортного средства. Указанное количество циклов было определено из расчета, что локомотив проезжает в среднем в сутки 1200 км. Таким образом, количество циклов нагружения было оценено на уровне  $2e9$ . Остальные свойства материала (литейной стали ЛП500) были приняты следующие: модуль Юнга  $E=2.11e11$  Па, коэффициент Пуассона  $\nu=0.3$ .

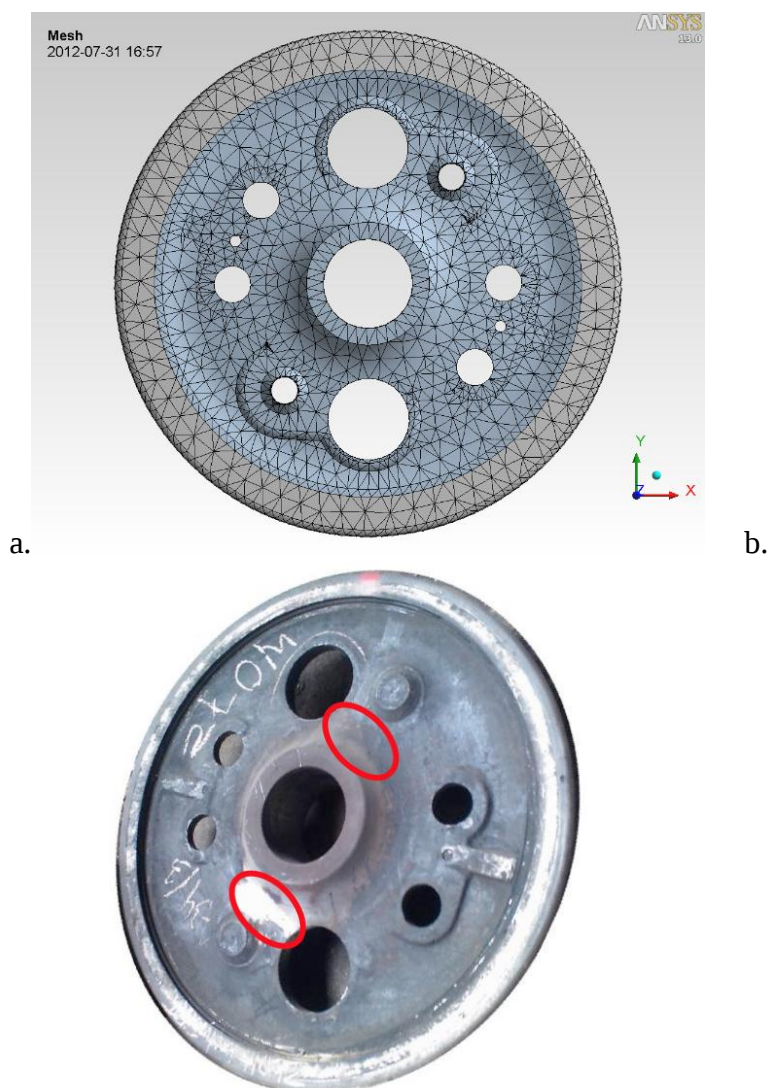
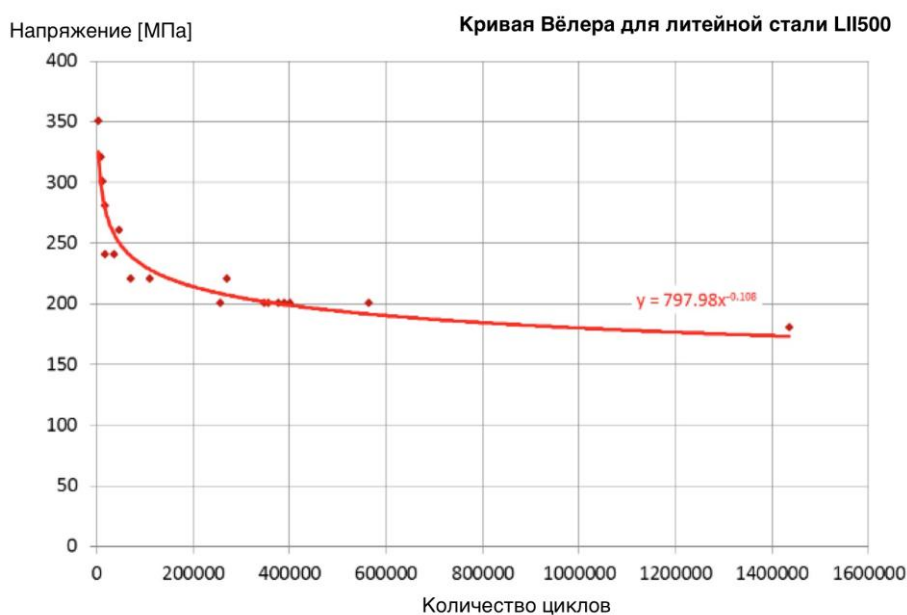


Рисунок 3 - а) Конечно-элементная сетка тягового колеса локомотива EU07, выполненная в программе Ansys Workbench;  
 б) Места появления трещин на реальном объекте (обозначены эллипсами)

Нагружение железнодорожного колеса состояло в приложении сосредоточенных сил, которые действуют в паре колесо – рельс (радиальная и боковая сила – моделировалось таким образом движение локомотива по прямому участку пути или в кривой), воздействие со стороны тяговой передачи, а также влияния запрессовки колеса на оси [7, 8]. При этом не учитывались превышения нагрузки, связанные с динамическим взаимодействием пути и подвижного состава. Очевидно, что проведенные расчеты с использованием МКЭ имели характер оценочный. Каждый вид нагрузки определялся как особый случай нагружения. При этом нагружение силами, действующими в контакте колесо – рельс, прикладывалось к рабочей поверхности колеса каждые  $15^\circ$ , моделируя при этом качение колеса по рельсу. Воздействие сосредоточенных сил в паре колесо – рельс было принято изменяющимся при отнулевом цикле.

Воздействие тяговой передачи моделировалось парой сил с моментом, равным моменту сопротивления трению качения в критический момент утраты сцепления между колесом и рельсом. Величина этого момента была принята как максимальный тяговый момент, который может создать привод локомотива.



а

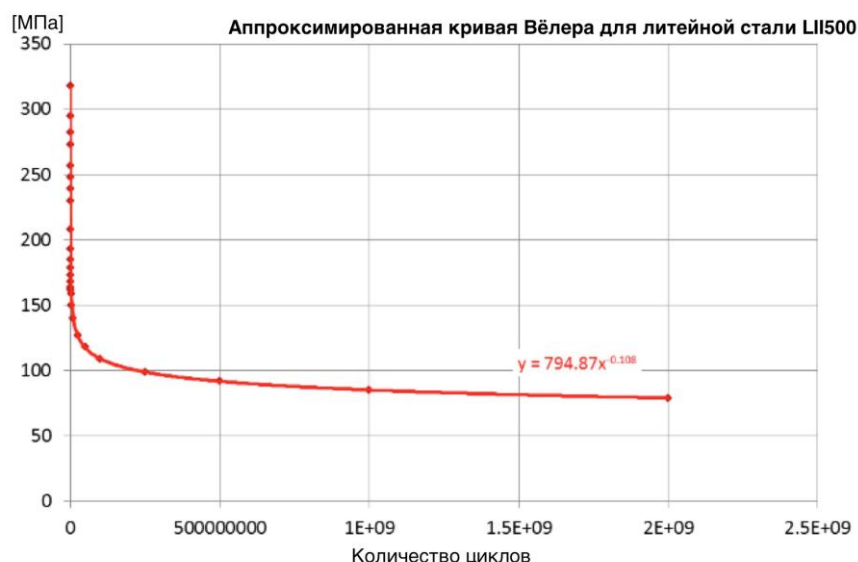


Рисунок 4 - а) Кривая Вёлера литейной стали ЛП500, определенная во время усталостных испытаний; б) Модифицированная (экстраполированная) кривая Вёлера литейной стали ЛП500, определенная с целью задания в программе Ansys Workbench

Каждая, из указанных выше сил, которые создают пару, была приложена на поверхность отверстий, в которые вставлены пальцы, передающие тяговое усилие на колесо. Указанные силы были распределены на поверхностях отверстий при помощи параболического закона. Во время проведения расчетов использовался принцип суперпозиции результатов для различных видов нагружения. В усталостных расчетах учитывалось качество обработки (литье) на усталостную прочность материала, что можно было сделать в программе Ansys Workbench, задавая соответствующую величину коэффициента *fatigue strenght factor*.

Прочностные расчеты подтвердили, что ни в одном месте модели тягового колеса локомотива EU07 величина эквивалентных напряжений по критерию Мизеса не превышает величины допускаемых напряжения ( $\sigma_{dop}=200$  МПа для литейной стали ЛП500) и составляет от 126 МПа до 146 МПа (рисунок 5).

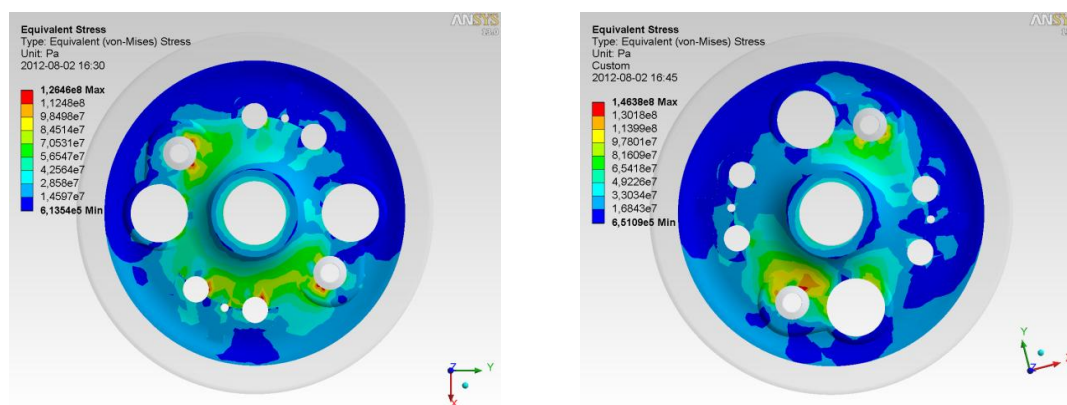


Рисунок 5 - Примеры распределения эквивалентных напряжений по критерию Мизеса

Очередным примером прочностных расчетов являются приведенные ниже распределения напряжений на внутренней поверхности модели колесного центра. Распределения радиальных напряжений показывают, что в местах появления трещин на реальных объектах исследования появляются напряжения с переменными знаками (по очереди на растяжение и сжатие) во время качения колеса по рельсу. Переменность указанных напряжений может быть поводом возникновения усталостных дефектов (трещин) реальных объектов (рисунок 6).

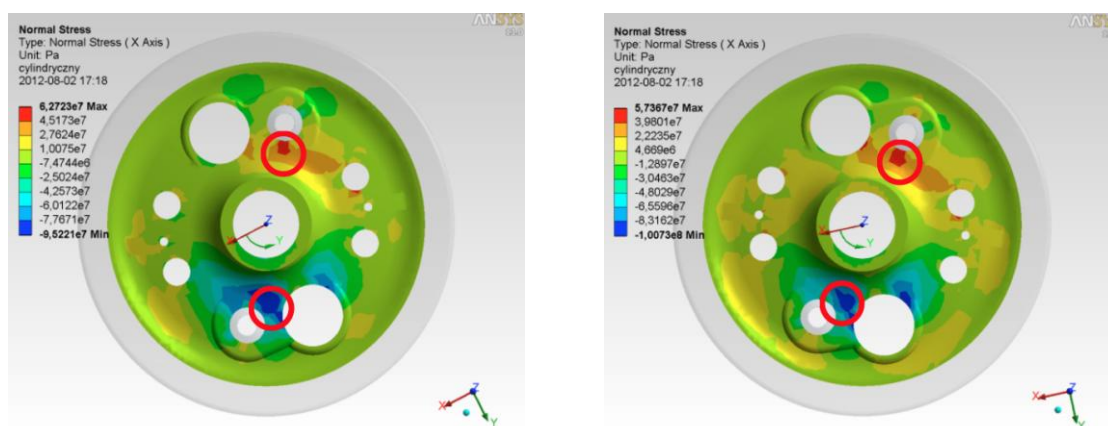


Рисунок 6 - Примеры распределения радиальных напряжений в колесном центре для избранных положений (оборотов) колеса по отношению к рельсу

Примером результатов усталостных расчетов могут быть распределения параметра *life*. Указанный параметр *life* в программе Ansys Workbench обозначает количество циклов до разрушения для данного вида нагружения. Параметр *life* может быть выражен в единицах времени или количества циклов нагружения. Показанные на рисунке 7 распределения параметра *life* представляют количество циклов. Можно заметить, что наименьшее количество циклов (от  $1.8e5$  до  $2.06e5$ ) имеет место в случаях нагружения, обозначенных согласно углу оборота колеса  $00^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $165^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $195^\circ$ ,  $210^\circ$ ,  $345^\circ$ . В каждом из приведенных случаев нагружения места на расчетной модели с наименьшим количеством циклов до разрушения соответствуют местам на реальном объекте, в которых появляются

трещины (рисунок 3b). Указанные места на расчетной модели, которые имеют наименьшее количество циклов до разрушения, обозначены на рисунках окружностями.

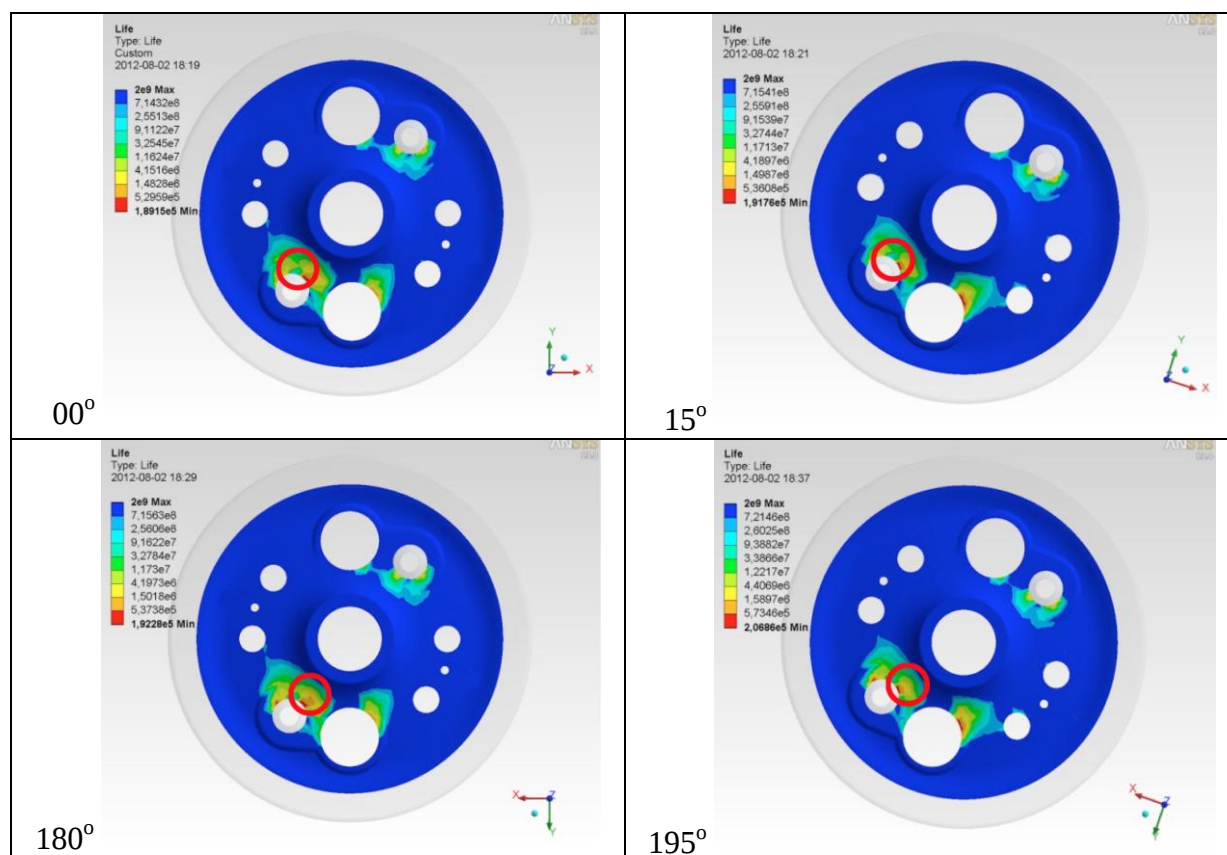


Рисунок 7 - Распределение параметра *life* (количества циклов до разрушения) на внутренней поверхности колесного центра модели колеса в зависимости от угла оборота относительно рельса для избранных положений колеса относительно рельса

**Выводы:** Прочностные расчеты, проведенные с использованием МКЭ на базе программы Ansys Workbench, подтвердили, что ни в одном месте тягового колеса локомотива EU07 величина эквивалентных напряжений, согласно критерию Мизеса, не превосходит величины допускаемых напряжений ( $\sigma_{\text{доп}}=200$  МПа для литейной стали ЛП500). Эквивалентные напряжения с максимальной величиной (около 145 МПа), тем не менее, появляются в зоне, в которой на реальном объекте образуются трещины (в избранных случаях характеристического положения колеса при его обороте относительно рельса).

Анализ радиальных напряжений в колесном центре показывает, что в местах появления трещин на реальном объекте в расчетной модели появляются напряжения переменных знаков (на растяжение и сжатие) во время качения колеса по рельсу. Переменность напряжений может служить поводом возникновения усталостных дефектов (трещинообразования) для реальных объектов.

Анализ распределения параметра *life* позволяет сделать вывод, что наименьшим количеством циклов (около  $1.8 \times 10^5$  -  $2.06 \times 10^5$ ) до разрушения характеризуются места расчетной модели, которые соответствуют зонам на реальном объекте, в которых наиболее часто наблюдаются трещины.

В заключение следует отметить, что настоящая статья является продолжением статьи [9], в которой был найден ряд неточностей, связанных с форматированием во время

оформления редакцией сборника трудов конференции. Эти ошибки авторы постарались устранить в настоящей редакции.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Eschede train disaster. [http://en.wikipedia.org/wiki/Eschede\\_train\\_disaster](http://en.wikipedia.org/wiki/Eschede_train_disaster).
2. Бакунова А.А., Космацкий Я.И., Храмов Е.В., Валов М.А., Брексон В.В. Исследование причин преждевременного разрушения локомотивных бандажей и разработка мероприятий по повышению эксплуатационного ресурса бандажей . [http://edu.tltsu.ru/sites/sites\\_content/site3456/html/media92638/003%20Bakunova.pdf](http://edu.tltsu.ru/sites/sites_content/site3456/html/media92638/003%20Bakunova.pdf)
3. Pafawag 4E/HCP 303E. [http://pl.wikipedia.org/wiki/Pafawag\\_4E/HCP\\_303E](http://pl.wikipedia.org/wiki/Pafawag_4E/HCP_303E)
4. Сладковский А., Сладковский, Ю. Применение МКЭ для расчета напряженного состояния узла полого вала тягового привода локомотива ET22. Вісник Східноукраїнського національного університету. 2009. №. 4 (134) ч.1. С. 33-41. ISSN 1998-7927.
5. Сладковски А. К вопросу моделирования привода локомотива при помощи МКЭ. Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2011. №. 4. С. 121-127. ISSN 0201-727X.
6. Bizoń K. Symulacyjna ocean obciążeń zmęczeniowych w tarczy koła napędnego zestawu kołowego. I Kongres Mechaniki Polskiej, 28-31 sierpnia 2007. Warszawa, CD.
7. Sitarz M., Śladkowski A., Bizoń K., Chrużik K. Designing of railway wheels. Part 1: Finite element method. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, part f. Journal of Rail and Rapid Transit. 2005. Vol. 219. No. 2. P. 91-110. ISSN 0954-4097.
8. Sitarz M., Śladkowski A., Bizoń K., Chrużik K. Designing of railway wheels. Part 2: Comparison of numerical analysis and experimental research. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, part f. Journal of Rail and Rapid Transit. 2005. Vol. 219. No. 2. P. 111-119. ISSN 0954-4097.
9. Сладковски А. Предварительные расчеты на усталостную прочность тяговых колес электровоза EU07 при помощи метода конечных элементов. In: Стандартизация и техническое регулирование в новых условиях /Материалы международ. науч.-практ. конф., 28-29 октября 2014 г. - Алматы: КазАТК. 2014. Р. 210-216. ISBN 978-601-7367-92-3.

#### LITERATURA

1. Eschede train disaster. [http://en.wikipedia.org/wiki/eschede\\_train\\_disaster](http://en.wikipedia.org/wiki/eschede_train_disaster).
2. Bakunova A.A., Kosmacki Ya.I., Xramkov E.V., Valov M.A., Brekson V.V. Issledovanie prichin prezhdevremennogo razrusheniya lokomotivnykh bandazheĭ i razrabotka meropriyatiĭ po povysheniyu ekspluatacionnogo resursa bandazheĭ . [http://edu.tltsu.ru/sites/sites\\_content/site3456/html/media92638/003%20bakunova.pdf](http://edu.tltsu.ru/sites/sites_content/site3456/html/media92638/003%20bakunova.pdf)
3. Pafawag 4e/hcp 303e. [http://pl.wikipedia.org/wiki/pafawag\\_4e/hcp\\_303e](http://pl.wikipedia.org/wiki/pafawag_4e/hcp_303e)
4. Sladkovskij A., Sladkovskij Yu. Primenenie mke dlya rascheta napryazhennogo sostoyaniya uzla pologo vala tyagovogo privoda lokomotiva ET22. Visnik sxidnoukraïnskogo nacionalnogo universitetu. 2009. №. 4 (134) ch.1. S. 33-41. ISSN 1998-7927.
5. Sladkovski A. K Voprosu modelirovaniya privoda lokomotiva pri pomoshhi mke. vestnik rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putej soobshheniya. 2011, №. 4. S. 121-127. issn 0201-727x.
6. Bizoń K. Symulacyjna ocean obciążeń zmęczeniowych w tarczy koła napędnego zestawu kołowego. I Kongres Mechaniki Polskiej, 28-31 sierpnia 2007. Warszawa, CD.
7. Sitarz M., Śladkowski A., Bizoń K., Chrużik K. Designing of railway wheels. Part 1: Finite element method. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, part f. Journal of Rail and Rapid Transit. 2005. Vol. 219. No. 2. P. 91-110. ISSN 0954-4097.

8. Sitarz M., Śladkowski A., Bizoń K., Chruzik K. Designing of railway wheels. Part 2: Comparison of numerical analysis and experimental research. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, part f. Journal of Rail and Rapid Transit. 2005. Vol. 219. No. 2. P. 111-119. ISSN 0954-4097.

9. Śladkowski A. Predvaritelnye raschety na ustalostnuyu prochnost tyagovykh kolek elektrovoza EU07 pri pomoshhi metoda konechnykh elementov. In: Standartizatsiya i tekhnicheskoe regulirovanie v novykh usloviyakh. Materialy mezhdunarod. nauch.-prakt. konf., 28-29 oktyabrya 2014 g. Almaty: KazATK. 2014. P. 210-216. ISBN 978-601-7367-92-3.

## УДК 625.1

Солоненко Владимир Гельевич – д.т.н., профессор (г. Алматы, КазАТК)

### К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

В настоящее время проблема повышения динамических качеств грузовых вагонов является чрезвычайно актуальной. Практика эксплуатации железнодорожного транспорта показывает, что в настоящее время половина всех браков в перевозочном процессе приходится на вагонное хозяйство. Важным показателем уровня технического состояния парка грузовых вагонов является количество отцепок вагонов в неплановый ремонт. Анализ неисправностей узлов и деталей, из-за которых вагоны поступают в неплановый ремонт, позволяет наметить пути сокращения отказов, определить необходимые меры по совершенствованию конструкции и модернизации вагонного парка, по улучшению качества ремонта и технического обслуживания подвижного состава.

Анализ данных об эксплуатационных отказах вагонов указывает на необходимость совершенствования динамических качеств грузовых вагонов. Одним из путей совершенствования ходовой части подвижного состава является повышение эффективности виброзащитных свойств рессорного подвешивания в ортогональных плоскостях симметрии методом поиска рациональных значений параметров жесткости и демпфирования системы упругого подвеса.

Повышение требований к качеству виброзащитных свойств подвижного состава должно учитываться при разработке новых конструктивных решений и усовершенствования существующих конструкций тележек. Основным направлением исследований в области модернизации и создания новых конструкций тележек грузовых вагонов является снижение силы взаимодействия колес подвижного состава и рельсов, их износа, а также обеспечение устойчивости при повышенных скоростях движения.

В настоящее время наиболее широкое применение находят расчетные схемы подвижного состава, учитывающие упругие, диссипативные и инерционные свойства пути. Принимая грузовой вагон как механическую систему, состоящую из одиннадцати твердых тел, соединенных между собой упругими и диссипативными связями, получена расчетная схема [1]. Расчетная схема колебаний грузового полувагона, возникающих при его движении по вертикальным и горизонтальным неровностям железнодорожного пути, представлена на рисунке 1. При составлении расчетной схемы механической колебательной системы «вагон – путь» учитывались инерционные характеристики экипажа, зазоры между буксами и боковыми рамами в буксовых проемах, характеристики рессорных комплектов, состояние поверхностей контакта колес и рельсов, характеристики пути и другие факторы. Для формирования математической модели колебаний экипажа применяется энергетический метод Лагранжа. Спектральные плотности возмущающего воздействия приняты в соответствии с Руководящим документом РД 32.68-96, разработанным ВНИИЖТом.