

Исследование резонансных явлений в колесной паре локомотива на основе расчета собственных частот и форм их колебаний на конечно-элементных моделях

В. С. КОССОВ, Э. С. ОГАНЬЯН, М. Н. ОВЕЧНИКОВ, Г. М. ВОЛОХОВ, А. Л. ПРОТОПОПОВ, М. В. ТИМАКОВ

Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), Коломна, 140402, Россия

Аннотация. С использованием конечно-элементной модели (КЭ) колесной пары электровоза выполнены расчеты собственных частот и форм колебания, продемонстрирован случай близости частот крутильных колебаний с участием в них зубчатого колеса электропривода и изгибных (седловидной формы) колебаний ходовых колес, что способно ускорить процессы зарождения и развития в них усталостных трещин. Обсуждены методические вопросы выполнения подобных расчетов, проблемы оценки степени опасности близости частот колебаний элементов конструкций.

Ключевые слова: колесная пара; частота и форма свободных колебаний; седловидная форма колебаний ходового колеса; зарождение и развитие усталостных трещин

Введение. Из практики машиностроительного проектирования известно [1, 2], что при разработке механических систем, работа которых заведомо не основана на явлениях резонанса, самосинхронизации и т. п., следует настороженно относиться к близости частот свободных колебаний в таких механических системах по различным формам. Несмотря на определенную обособленность форм свободных колебаний (ортогональность), у реальных механических систем между ними все же существует некоторая связь, хотя обычно и малая, которая в случае возбуждения колебаний по одной форме может приводить к развитию колебаний по другой, если их частоты близки по значению. Такие процессы опасны по возбуждению в конструкциях значительных величин механических напряжений и их повреждаемости вплоть до разрушения [3]. Указанный эффект может также проявляться и в колесных парах (КП) локомотивов при эксплуатации.

Расчет частот и форм собственных колебаний колесной пары. На рис. 1 приведены расчетные частоты и соответствующие им формы свободных колебаний КП, полученные с использованием КЭ моделирования в программном комплексе MSC.Marc.

Прототипом рассматриваемой в статье КЭ модели послужила КП локомотива с асинхронной трансмиссией, односторонним редуктором и составным бандажным колесом. В таких расчетах исследователь сам устанавливает определенный диапазон частот или количество интересующих его форм колебаний, в данном случае принят диапазон 1–500 Гц (19 форм). Как правило, этот диапазон должен находиться внутри спектра частот широтно-импульсной модуляции (ШИМ) асинхронного привода локомотива. При изучении этого вопроса исследователь также принимает различные граничные условия, отражающие его видение взаимодействия КП с рельсами и тележкой. Здесь КП в отличие от работ [4, 5, 6] рассматривалась незакрепленной, что дало некоторые различия в частотах свободных колебаний.

Анализ полученных данных показывает, что формы X–XIV (рис. 2) соответствуют весьма близким частотам 269,3–269,8 Гц, при этом X–XIII представляют собой седловидные формы изгибных колебаний ходовых колес, а XIV — крутильные колебания КП с заметным участием в них зубчатого колеса электропривода.

При «неподходящем» спектре частот во временной зависимости крутящего момента асинхронного электропривода, а также при боксовании такая система склонна к возникновению в ней резонансных и автоколебательных процессов, что чревато негативными последствиями по прочности составляющих элементов КП. Здесь не рассматриваются детали таких процессов — они требуют отдельного изучения. Однако можно заранее утверждать, что интенсивное возбуждение седловидных форм колебаний колес способно ускорить зарождение и развитие в них усталостных трещин. На сегодня уже имеются наблюдения, подтверждающие такие возможности и позволяющие заключить, что проблема заслуживает внимания и изучения.

■ E-mail: vnikti_odpi@list.ru (Г. М. Волохов)

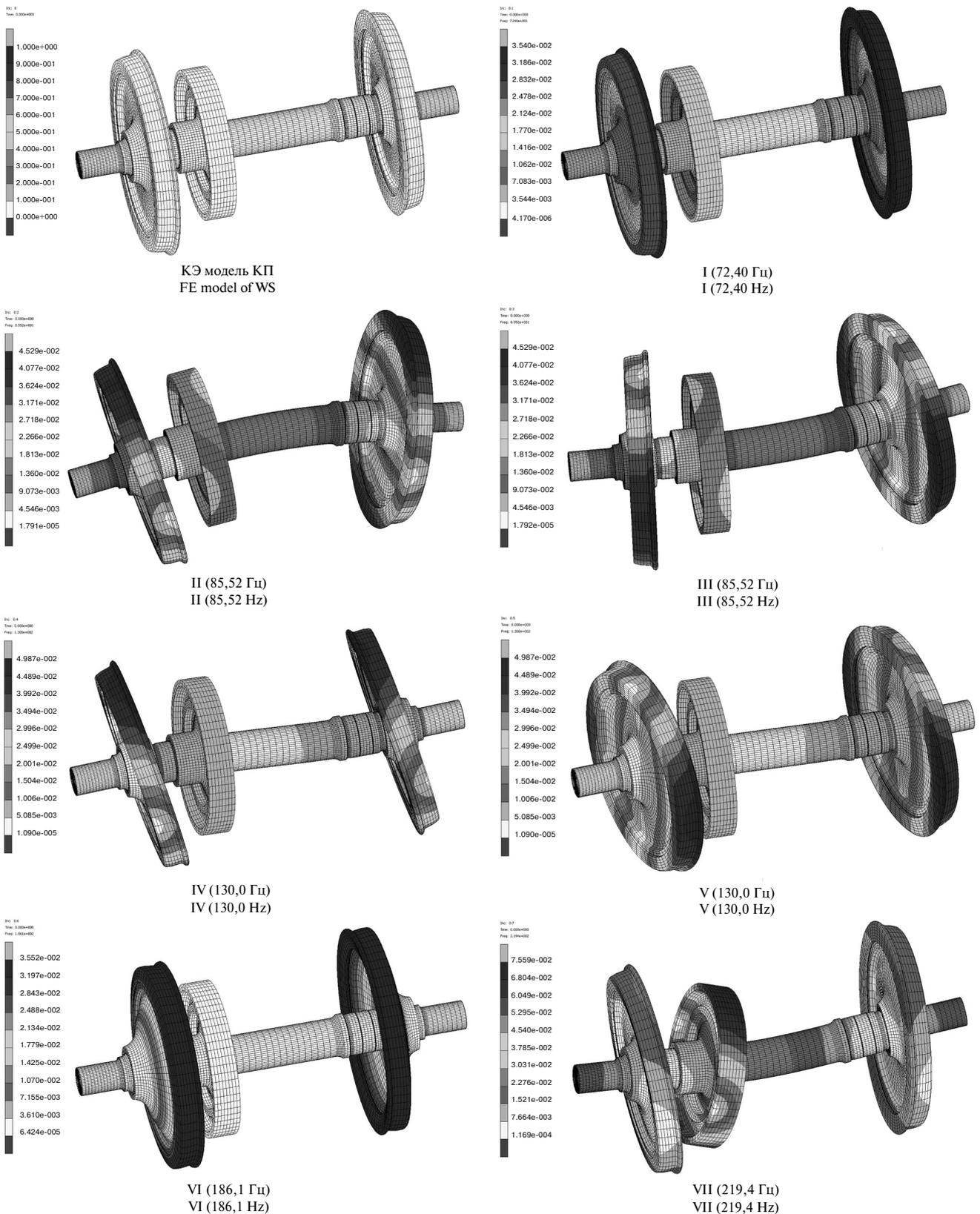
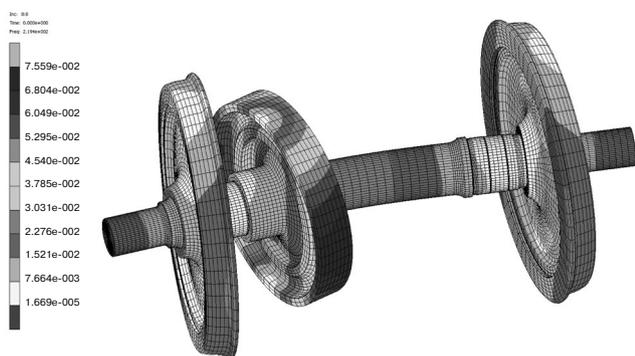
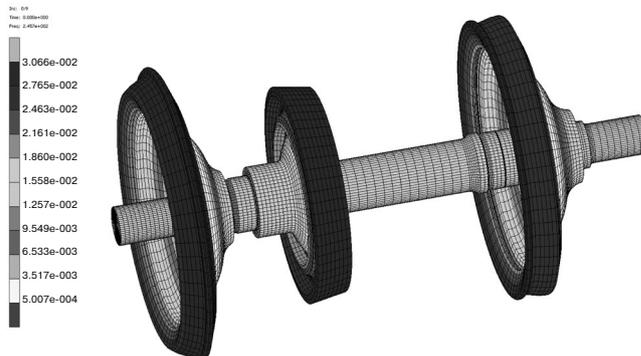


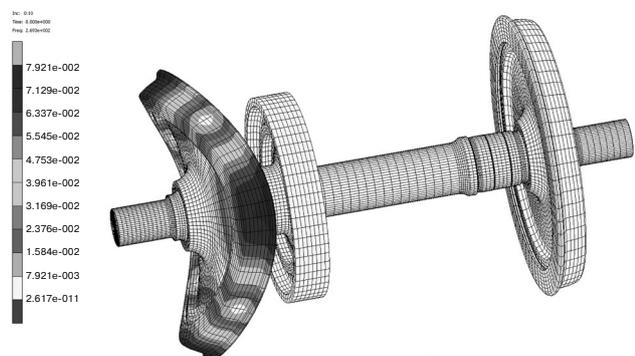
Рис. 1. Формы свободных колебаний КП в диапазоне частот 1–500 Гц (19 форм)
(продолжение и окончание см. на с. 233 и 234)
Fig. 1. Forms of free oscillations of WS in the frequency range 1–500 Hz (19 forms)
(continuation and end see on p. 233 and 234)



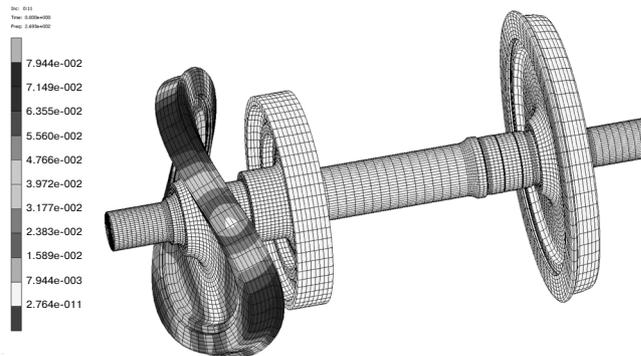
VIII (219,4 Гц)
VIII (219,4 Hz)



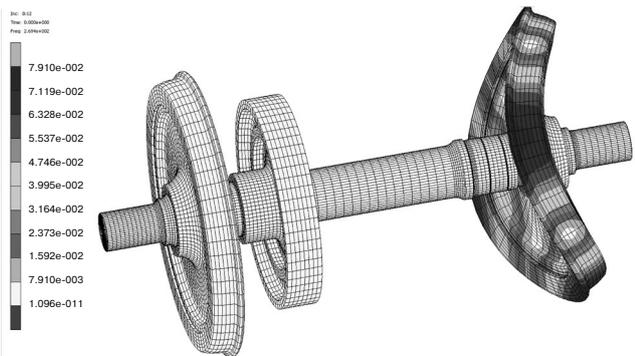
IX (245,7 Гц)
IX (245,7 Hz)



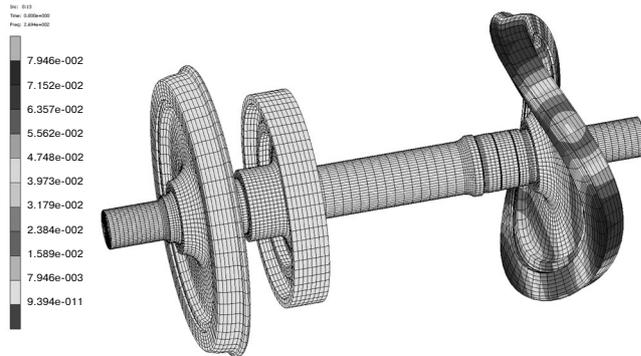
X (269,3 Гц)
X (269,3 Hz)



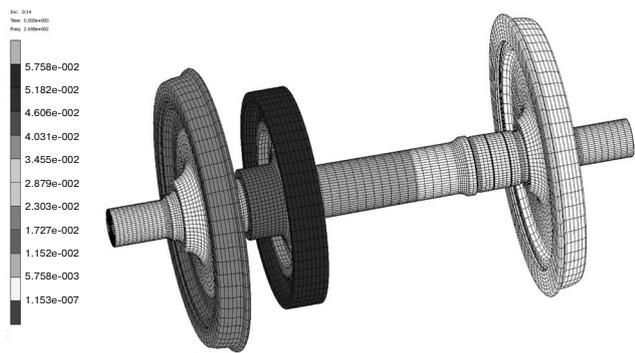
XI (269,3 Гц)
XI (269,3 Hz)



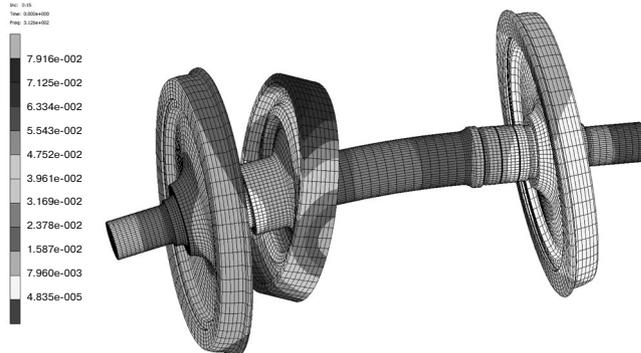
XII (269,4 Гц)
XII (269,4 Hz)



XIII (269,4 Гц)
XIII (269,4 Hz)



XIV (269,8 Гц)
XIV (269,8 Hz)



XV (312,6 Гц)
XV (312,6 Hz)

Рис. 1. Продолжение (начало см. на с. 232, окончание — на с. 234)
Fig. 1. Continuation (see the beginning on p. 232, the end — on p. 234)

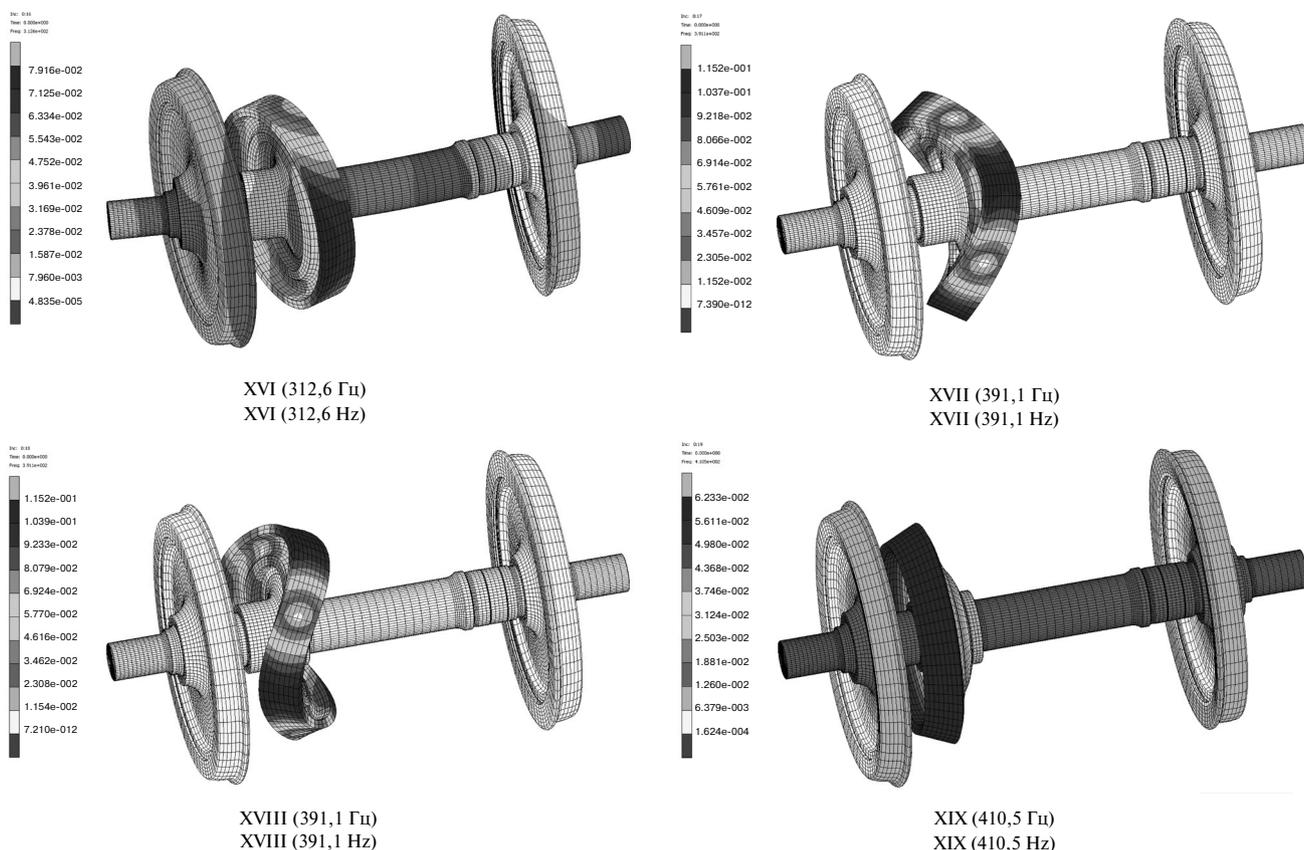


Рис. 1. Окончание (начало см. на с. 232 и 233)
 Fig. 1. The end (see the beginning on p. 232 and 233)

Рисунки отображены в тонах серого. При таком отображении информативность шкалы утрачивается (в отличие от цветной, показывающей полные пространственные смещения в КП и информативно дублирующей отображенные на рисунках формы). Качественный визуальный анализ приведенных форм позволяет уже в первом приближении определить наиболее повреждаемые зоны и установить места для более детального экспериментального исследования.

Если продемонстрированная выше близость частот выявляется на стадии проектирования КП, то целесообразна дополнительная проработка конструктивных мер по их разнесению. Ниже рассмотрена попытка выработать некоторый методический подход выполнения специальных расчетов, которые позволяли бы на этапе проектирования КП оценивать в какой мере близость частот представляется опасной. Важное прикладное значение, которое может иметь решение данной проблемы, не вызывает сомнений. Косвенным подтверждением ее актуальности и важности представляется тот факт, что в новом стандарте США по КП (AAR S-669 [7]) появился раздел с требованием расчета колеса на седловидную форму колебания [8].

При выполнении расчетов КП встает проблема оценки близости частот или частоты воздействия на колесо и частоты седловидной формы колеса. Согласно стандарту AAR S-669 оценка по частотным характеристикам проводится на основе расчета гармонического окружного воздействия на обод колеса со стороны рельса с частотой $f = f_n(1,0 + 0,00002)$, где f_n — частота свободных колебаний колеса по седловидной форме, вычисленная с точностью не менее трех значащих цифр. Другие подробности можно почерпнуть непосредственно из стандарта.

В блоках динамических расчетов современных программных комплексов имеются разные инструменты расчета указанного воздействия.

Наиболее естественным представляется подход на основе пошагового интегрирования уравнений (Dynamic Transient в MSC.Mentat или Transient Dynamic в MSC.Patran). Однако практика расчетов показала существенный разброс по полученным амплитудам и даже по характеру ответного сигнала в зависимости от выбранного метода интегрирования, от параметров задачи. Для эффективного применения этого подхода требуются дальнейшие исследования.

Другой подход — частотный отклик (Dynamic Harmonic в MSC.Mentat или Frequency Response в MSC.Patran) предполагает решение системы линейных уравнений в окрестности некоторой изучаемой собственной частоты. Проведенные расчеты показали, что такой подход дает большие значения перемещений (и соответствующих им напряжений).

Отметим, что при использовании Dynamic Harmonic силу (в MSC.Marc) необходимо задавать как специальную силу Harmonic Point Load, а для вывода контурного распределения напряжений заказывать напряжения Harmonic stress.

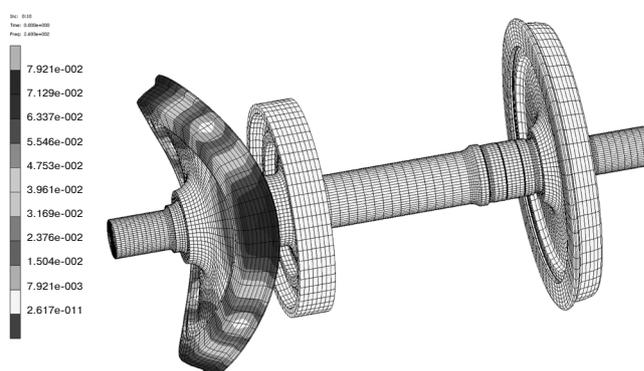
Оценить, какой из этих двух подходов ближе к истине, особенно в зоне окolorезонансных частот, представляется затруднительным. Даже если результаты пошагового интегрирования ближе к истинным, превышения амплитуд для подхода, связанного с частотным откликом, могут быть приняты как запас. Стандарт США AAR S-669 для оценки частных характеристик колеса предполагает использование именно частотного отклика — Dynamic Harmonic.

Согласно требованиям стандарта AAR S-669 полученные значения сводятся в таблицу и отправляются в специализированную организацию, которая принимает решение о пригодности колеса к эксплуатации. Подробности процедуры принятия такого решения в имеющейся редакции AAR S-669 не приводятся.

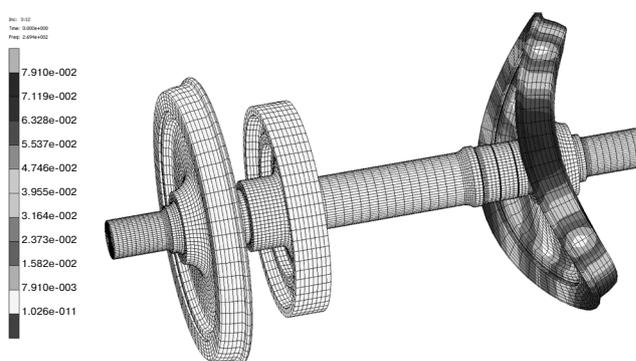
Из вышеизложенного можно сделать следующие выводы. Полученные результаты расчетов в сочетании с их визуализацией дают достаточно полное представление о поведении КП в составе тягового привода, позволяют при этом исследовать напряженно-деформированное состояние ее деталей, а также представляют возможность для выявления повреждаемых элементов и зон.

Подобные исследования на виртуальных моделях весьма целесообразно выполнять при анализе работы конструкций и агрегатов локомотива в экстремальных условиях эксплуатации (например, при боксовании), что экспериментальными методами нереализуемо или опасно.

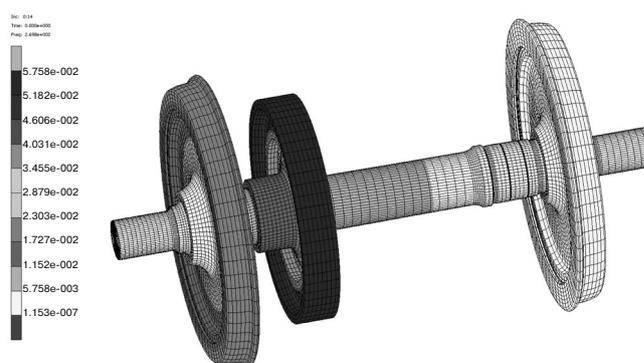
В порядке расширения области применения разработанной модели рекомендуется использование ее для расчетов различных режимов работы и движения локомотива. Следует отметить, что изложенная методика частотного анализа колесных пар чрезвычайно актуальна для локомотивов с асинхронным приводом. Это связано с возможностью возбуждения приведенных форм колебаний колес в диапазоне ШИМ синусоиды питания тяговых электродвигателей, которая у локомотивов может находиться в диапазоне частот от 1 до 1000 Гц.



X, XI седловидные формы колебаний левого колеса (269,3 Гц)
X, XI saddle forms of left wheel oscillations (269.3 Hz)



XII, XIII седловидные формы колебаний правого колеса (269,4 Гц)
XII, XIII saddle forms of oscillations of the right wheel (269.4 Hz)



XIV крутильная форма колебаний КП (269,8 Гц)
XIV torsional vibration mode of the WS (269.8 Hz)

Рис. 2. Близкие по частоте формы свободных колебаний КП
Fig. 2. Frequency-related forms of free oscillations of the WS

Возможно, оговоренные выше проблемы заставили разработчиков стандарта AAR S-669 рекомендовать оценку склонности колес к возбуждению в них седловидных форм колебаний.

Заключение. Представляется целесообразным на стадии проектирования КП проводить ее частотный анализ изложенным образом и по его результатам осуществлять резонансную отстройку конструктивным или программным способом в диапазоне частот ШИМ работы асинхронного привода.

Для этого по аналогии со стандартом AAR S-669 необходимо разработать отечественный нормативный документ применительно к проектируемым локомотивам с асинхронным приводом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Опыт создания и испытаний колесных пар и их элементов для инновационного подвижного состава / В.И. Грек [и др.] // Вестник ВЭЛНИИ. 2016. № 1. С. 38–51.
2. Методы определения ресурса и циклической прочности конструкций экипажной части локомотивов / Н.А. Махутов [и др.] // Транспорт: наука, техника, управление. 2016. № 10. С. 3–12.
3. Методы определения ресурса конструкций локомотивов / Н.А. Махутов [и др.] // Живучесть и конструкционное материаловедение (ЖивКом-2016). М.: ИМАШ РАН, 2016. С. 76–81.
4. Standard S-660. Wheel designs, locomotive and freight car – analytic evaluation. Adopted: 1981; Last Revised: 2009. AAR Manual of Standards and Recommended Practices Wheels and Axles. USA, 1981. 8 p.
5. Gordon J., Perlman A. Estimation of residual stresses in railroad commuter car wheels following manufacture. IME Congress in Anaheim, CA, Nov. 1998. E. J. Wolf, editor. Vol. 15. ASME RTD, USA, 1998.
6. Gordon J., Perlman A. Estimation of residual stresses in railroad commuter car wheels following manufacture. Final Report, MA 02142-1093, June 2003. U. S. Department of Transportation, Federal Railroad Administration, Research and special programs administration John A. Volpe, National Transportation systems Center. Cambridge, 2003. P. 13–19.

7. Standard S-669. Analytic Evaluation of Locomotive Wheel Designs. Adopted: 2011. AAR Manual of Standards and Recommended Practices Wheels and Axles. USA, 2011. 18 с.

8. Oganyan E.S., Ovechnikov M.N., Volokhov G.M. et al. (Russian Railways, JSC "VNIKTI"). Approbation of US AAR-660 and AAR-669 standards' criteria for rolling stock wheel durability research. 17th International Wheelset Congress, 22–27 Sept. 2013, Kiev, Ukraine. Proc. Part 2. Kiev, 2013. P. 161–172.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

КОССОВ Валерий Семенович,
д-р техн. наук, профессор,
генеральный директор АО «ВНИКТИ»

ОГАНЬЯН Эдуард Сергеевич,
д-р техн. наук, заведующий отделом, АО «ВНИКТИ»

ОВЕЧНИКОВ Михаил Николаевич,
д-р техн. наук, заведующий лабораторией,
АО «ВНИКТИ»

ВОЛОХОВ Григорий Михайлович,
д-р техн. наук, заведующий отделением,
АО «ВНИКТИ»

ПРОТОПОПОВ Андрей Леонидович,
старший научный сотрудник,
АО «ВНИКТИ»

ТИМАКОВ Максим Владимирович,
научный сотрудник, АО «ВНИКТИ»

Статья поступила в редакцию 31.05.2017 г., актуализирована 19.07.2017 г., принята к публикации 01.08.2017 г.

Investigation of resonant phenomena in a locomotive wheelset on the basis of calculation of natural frequencies and modes of their oscillations on finite element models

V. S. KOSOV, E. S. OGAN'YAN, M. N. OVECHNIKOV, G. M. VOLOKHOV, A. L. PROTOPOPOV, M. V. TIMAKOV

Joint Stock Company "Research, Design and Technological Institute of Rolling Stock" (JSC "VNIKTI"), Kolomna, 140402, Russia

Abstract. From the practice of engineering design it is known that in the development of mechanical systems, the operation of which is certainly not based on the phenomena of resonance, self-synchronization, etc., one should be wary of the proximity of the frequencies of free oscillations in such mechanical systems in different forms. Transient processes are dangerous due to the excitation of significant quantities of mechanical stresses and their damage to structures before destruction. This effect can also be appeared in wheel pairs (WS) of locomotives during operation.

On the finite element model (FE) of the electric locomotive wheelset, calculations of natural frequencies and vibration modes are performed, the case of torsional oscillation frequencies with the participation of the electric drive gear and bending (saddle-shaped) oscillations of the running wheels is demonstrated, which can accelerate the processes of origin and development in its fatigue cracks. Paper discusses methodical issues of performing such calculations, problems of assessing the degree of danger of proximity of vibration frequencies of structural elements.

The prototype of the finite-element model considered in the article was the WS of a locomotive with an asynchronous transmission, a one-way reducer and a composite retaining wheel.

Methodical issues of performing such calculations, problems of assessing the degree of danger of proximity of vibration frequencies of structural elements are discussed.

The results of calculations in combination with their visualization give a fairly complete idea of the behavior of the wheelset in the traction drive, while allowing studying the stress-strain state of its parts, and also providing an opportunity to identify the damaged elements and zones. It is highly advisable to carry out similar studies on virtual models when analyzing the operation of locomotive structures and assemblies under extreme operating conditions (for example, in case of boxing), which is not practicable or dangerous by experimental methods.

It is possible, as shown, and it is necessary at the design stage of the WS to conduct its frequency analysis in the manner described in the article and, based on its results, perform a resonant detuning in a constructive or software way in the frequency range of the modulation of the operation of an asynchronous drive.

To this end, by analogy with the AAR S-669 standard (USA), it is necessary to develop a domestic regulatory document for the projected locomotives with an asynchronous drive.

Keywords: wheelset; frequency and form of free oscillations; saddle shape of running wheel oscillations; origin and development of fatigue cracks

DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2017-76-4-231-237>

REFERENCES

1. Grek V. I., Mikhaylov G. I., Volokhov G. M., Oguenko V. V. *Opyt sozdaniya i ispytaniy kolesnykh par i ikh elementov dlya innovatsionnogo podvizhnogo sostava* [Experience in the creation and testing of wheelsets and their elements for innovative rolling stock]. *Vestnik VelNII* [Bulletin of the JSC All-Russian Scientific Research and Design Institute of Electric Locomotive Industry], 2016, no. 1, pp. 38–51.
2. Makhutov N. A., Gapanovich V. A., Kossov V. S., Ogan'yan E. S., Krasnyukov N. F., Volokhov G. M. *Metody opredeleniya resursa i tsiklicheskoj prochnosti konstruktsiy ekipazhnoj chasti lokomotivov* [Methods for determining resource and cyclic strength of the carriage-part of locomotives]. *Transport: nauka, tekhnika, upravlenie*, 2016, no. 10, pp. 3–12.
3. Makhutov N. A., Kossov V. S., Ogan'yan E. S., Volokhov G. M., Gasyuk A. S., Krasnyukov N. F., Protopopov A. L. *Metody opredeleniya resursa konstruktsiy lokomotivov* [Methods for determining the resource of locomotive designs]. *Zhivuchest' i konstruktsionnoe materialovedenie (ZhivKoM-2016)* [Viability and structural materials science (ZhivKoM-2016)]. Moscow, IMASH RAN Publ., 2016, pp. 76–81.
4. Standard S-660. *Wheel designs, locomotive and freight car — analytic evaluation*. Adopted: 1981; Last Revised: 2009. AAR Manual of Standards and Recommended Practices Wheels and Axles. USA, 1981, 8 p.
5. Gordon J., Perlman A. *Estimation of residual stresses in railroad commuter car wheels following manufacture*. Proc. of the IME Congress in Anaheim, CA, November, 1998, no. 15. ASME RTD, USA, 1998.
6. Gordon J., Perlman A. *Estimation of residual stresses in railroad commuter car wheels following manufacture*. Final Report,

MA 02142-1093, June 2003. U.S. Department of Transportation, Federal Railroad Administration, Research and special programs administration John A. Volpe, National Transportation systems Center. Cambridge, 2003, pp. 13–19.

7. Standard S-669. *Analytic Evaluation of Locomotive Wheel Designs*. Adopted: 2011. AAR Manual of Standards and Recommended Practices Wheels and Axles. USA, 2011, 18 p.

8. Ogan'yan E. S., Ovechnikov M. N., Volokhov G. M., Krasnyukov N. F., Protopopov A. L., Mishin A. A., Zakablukova N. K. *Approbation of US AAR-660 and AAR-669 standards' criteria for rolling stock wheel durability research*. Proc. of 17th International Wheelset Congress, September 22–27, 2013, Kiev, Ukraine, part 2. Kiev, 2013, pp. 161–172.

ABOUT THE AUTHORS

Valeriy S. KOSSOV,

Dr. Sci. (Eng.), Professor, General Director JSC "VNIKI"

Eduard S. OGAN'YAN,

Dr. Sci. (Eng.), Head of the Department, JSC "VNIKI"

Mikhail N. OVECHNIKOV,

Dr. Sci. (Eng.), Head of the Laboratory, JSC "VNIKI"

Grigoriy M. VOLOKHOV,

Dr. Sci. (Eng.), Head of the Department, JSC "VNIKI"

Andrey L. PROTOPOPOV,

Senior Researcher, JSC "VNIKI"

Maksim V. TIMAKOV,

Researcher, JSC "VNIKI"

Received 31.05.2017

Revised 19.07.2017

Accepted 01.08.2017

■ E-mail: vniki_odpi@list.ru (G. M. Volokhov)

ВЫШЛИ В СВЕТ ТРУДЫ ВНИИЖТ

Савин А. В. Безбалластный путь. М.: РАС, 2017. 192 с.

Представлена эволюция безбалластного пути как способа уменьшения давления на балласт и уменьшения трудозатрат на текущее содержание, а также рациональные сферы его применения. Выполнено сравнение различных конструкций по объемам укладки в разных странах мира. Описаны конструкции отечественных и зарубежных вариантов безбалластного пути и их классификация,

Тюрнин П. Г., Тибилов А. Т., Мирносов Н. В. Токосъем: надежность, экономичность и пути совершенствования. М.: ВМГ-Принт, 2015. 166 с.

В книге рассмотрены наиболее важные вопросы токосъема с учетом требований и методов проверки отдельных элементов контактной сети и токоприемников, эксплуатируемых при высокоскоростном движении. Подробно изложены отдельные решения экономичности и надежности устройств.

Книга рассчитана на широкий круг читателей: железнодорожников, уже имеющих общую подготовку и практический опыт ра-

даны технические требования к их отдельным элементам. Также описаны неисправности безбалластных конструкций и способы их устранения в процессе текущего содержания. Книга предназначена для научных и научно-технических работников железнодорожного транспорта, будет полезна преподавателям и студентам отраслевых вузов, а также тем, кому предстоит проектировать, сооружать и эксплуатировать безбалластный путь.

боты на контактной сети и в локомотивном хозяйстве, работников предприятий — изготовителей электроподвижного состава, а также преподавателей и студентов транспортных вузов, техникумов и колледжей.

По вопросам приобретения книг обращаться по адресу: 129626, г. Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10, редакционно-издательский отдел АО «ВНИИЖТ».

Тел.: (499) 260-43-20, e-mail: rio@vniizht.ru, www.vniizht.ru.