

УДК 621.313.12

В.В. Карпенко, канд. техн. наук, руководитель Испытательного центра

А.Е. Ковалев, канд. техн. наук, заведующий отделом

Государственное предприятие завод «Электротяжмаш»,

пр. Московский 299, г. Харьков, Украина, 61089

E-mail: icteo@spetm.com.ua

ПРОБЛЕМА ВИБРОПРОЧНОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ОДНООПОРНЫХ ТЯГОВЫХ ГЕНЕРАТОРОВ ТЕПЛОВЗОВ

Рассмотрены вопросы подготовки и проведения вибропрочностных испытаний одноопорных тяговых генераторов тепловозов. Представлены результаты расчетных и экспериментальных исследований прочности оснастки для вибропрочностных испытаний генераторов тепловозов. Даны рекомендации по внедрению вновь спроектированной оснастки для испытаний одноопорных тяговых генераторов и агрегатов.

Ключевые слова: *одноопорный тяговый генератор, оснастка, расчеты и испытания на вибропрочность.*

Состояние вопроса

В настоящее время ведущие мировые производители тяговых генераторов и агрегатов (последний состоит из тягового и вспомогательного генераторов) тепловозов, в том числе ГП завод «Электротяжмаш» (Украина), «General Electric» (США), Lechmotoren (Германия) и другие, используют при их проектировании конструктивные решения, при которых генератор имеет только один подшипниковый узел. При этом ротор генератора свободным концом непосредственно опирается на колесный вал дизеля, а статор генератора прифланцовывается к корпусу дизеля либо устанавливается лапами на поддизельную раму. Такая конструкция генератора по отношению к классической схеме электрической машины с двумя подшипниковыми щитами имеет лучшие массо–габаритные показатели [1] и широко применяется в тепловозостроении.

Одновременно с реальными преимуществами, одноопорная конструкция имеет и недостаток, который в первую очередь проявляется при проведении стендовых испытаний (приемо-сдаточных, квалификационных, сертификационных) за счет более сложной оснастки и более трудоемкого монтажа генератора на стендах.

Особую актуальность этот вопрос приобретает при проведении вибропрочностных испытаний, так как к генератору в процессе испытаний, кроме собственной вибрации, прикладывается внешняя динамическая нагрузка с уровнем 30м/с^2 . Такие испытания являются обязательными, поскольку относятся к показателям безопасности и входят в объем квалификационных и сертификационных испытаний [2, 3].

Основной стандарт на разработку генераторов [2] допускает проведение вибропрочностных испытаний на отдельных сборочных единицах. При этом существенным недостатком такого подхода является то, что не учитывается взаимосвязь статора и ротора, в испытаниях не участвует подшипниковый узел и ряд других конструктивных элементов.

В этой связи вопрос совершенствования программы и методики вибропрочностных испытаний одноопорных тяговых генераторов является актуальным, так как от достоверности полученных результатов зависит обеспечение безопасности движения на железнодорожном транспорте.

Анализ основных достижений и публикаций

В Испытательном центре тягового электрооборудования ГП завод «Электротяжмаш», аккредитованном в Системе сертификации на Федеральном железнодорожном транспорте (аттестат аккредитации № ССФЖТ UA.01ЖТ.12ЦТ.00181, действителен до 07 декабря 2014 г.), странах СНГ (свидетельство № 37 действителен до 07 декабря 2014 г.) и в Объединении производителей железнодорожной техники, накоплен значительный опыт проведения вибропрочностных испытаний как двух–опорных, так и одноопорных тяговых генераторов и агрегатов различных производителей для магистральных и маневровых тепловозов. Испытания проводились по различным схемам. Наиболее простой схемой испытаний являются испытания на макетах сборочных единиц, например ротора, как показано на рисунке 1.



Рисунок 1 – Макет ротора главного и вспомогательного генератора магистрального тепловоза на вибростенде

Более сложной схемой испытаний являются испытаний укрупненных сборочных единиц генератора или агрегата, например статора и ротора в сборе, что показано на рисунке 2.

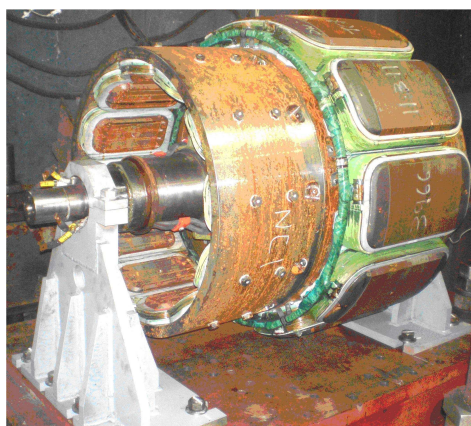
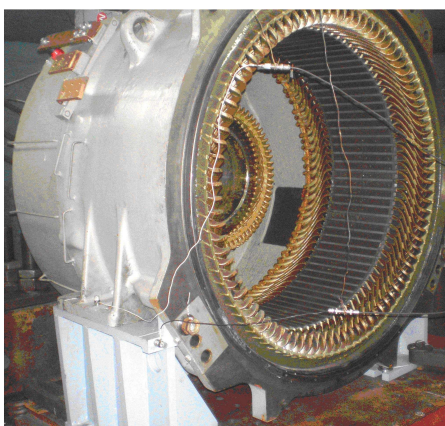


Рисунок 2 – Установка ротора и статора тягового агрегата магистрального тепловоза ТЭ33А на вибростенде

Однако наиболее достоверными являются испытания электрических машин в сборе: двух-опорных агрегатов (рисунок 3), одноопорных генераторов (рисунок 4) и агрегатов (рисунок 5).



Рисунок 3 – Двухопорный тяговый агрегат магистрального тепловоза ТЭМ 9, установленный на вибростенд



Рисунок 4 – Одноопорный генератор маневрового тепловоза ТЭМ 18ДМ на вибростенде

Безусловно, каждая из предложенных схем имеет свои достоинства и недостатки. Однако, для выполнения требований [2] «Электрические машины, предназначенные для установки в кузове или на поддрессоренных частях тележки, следует крепить на приспособлении или непосредственно на платформе вибростенда с учетом возможных эксплуатационных положений» в наилучшей мере обеспечивается при проведении испытаний по схемам, представленным на рисунках 3, 4 и 5.

Первый опыт применения такой схемы показал, что вибропрочность оснастки для крепления генератора на вибростенде оказалась недостаточной, что потребовало выполнения прочностных расчетов и экспериментов для отработки ее конструкции.

Следует отметить, что некоторые производители генераторов, например Lechmotoren, предлагают своим потребителям по отдельному заказу поставку второго подшипникового щита, который может быть использован при электрических испытаниях, однако его вибропрочностные характеристики не известны.

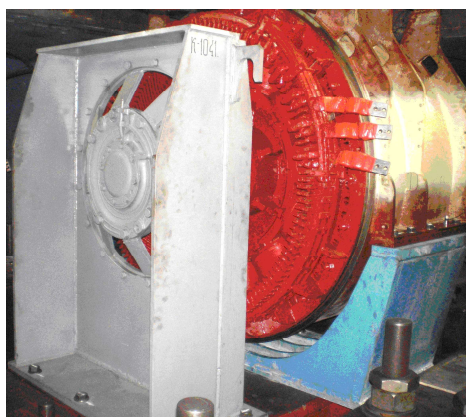


Рисунок 5 – Одноопорный тяговый агрегат тепловоза ТЭП70БС на вибростенде

Цель работы – разработать конструктивные решения по закреплению одноопорных тяговых генераторов (агрегатов) на вибростенде, выполнить расчетные и экспериментальные исследования оснастки, обеспечивающей проведение вибропрочностных испытаний генераторов, в условиях максимально приближенных к эксплуатационным.

Материал и результаты работы

При первом опыте вибропрочностных испытаний одноопорного тягового генератора в сборе, во время их проведения (см. рисунок 4) было выявлена недостаточная прочность нештатной подшипниковой опоры ротора, а именно сварное соединение вала и фланца оснастки.

При этом разрушение оснастки за время испытаний происходило дважды после 9 и 21 млн. циклов вибрационного нагружения генератора. Внешние признаки разрушения указывали на усталостный характер потери прочности. После проведения восстановления оснастки испытания удалось провести в полном объеме, т.е. в объеме 25 млн. циклов вибрационного нагружения.

С целью обеспечения в дальнейшем вибропрочностных испытаний при проектировании оснастки для тягового агрегата пассажирского тепловоза (см. рисунок 5) были внесены существенные изменения в ее конструкцию, а именно:

- фланец выполнен со сквозным отверстием для посадки вала (при первоначальной конструкции фланец имел углубление на ½ его толщины);
- увеличена длина посадочной поверхности вала и фланца;
- применено два сварных шва, соединяющих вал и фланец.

Для проверки прочности конструкции была разработана геометрическая, а на ее основе конечно-элементная модель вала оснастки, представленная на рисунке 6.

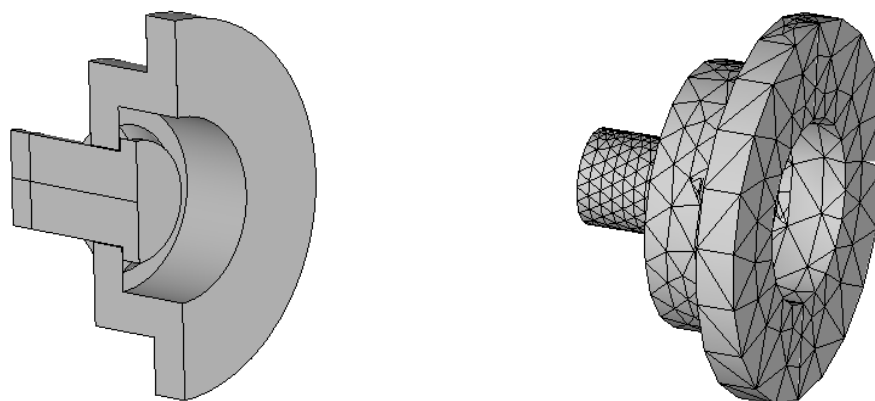


Рисунок 6 – Геометрическая и конечно-элементная модель вала оснастки

Выполненные расчеты показали, что максимальные динамические напряжения в сварном шве принимают значения 23,4 МПа, что представлено на рисунке 7. Расчет был выполнен исходя из действующих на испытуемый агрегат виброускорений величиной 30 м/с² [2].

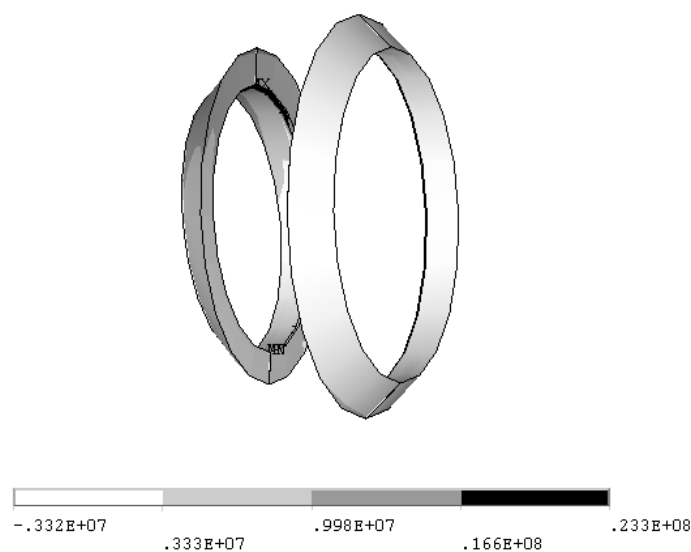


Рисунок 7 – Эквивалентные напряжения в сварном шве оснастки

Проверка сопротивления усталости в соответствии с требованиями [4] должна производиться по формуле:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_v + \psi \cdot \sigma_m} > [n], \quad (1)$$

где σ_{-1} – среднее значение предела выносливости стандартного образца при симметричном цикле нагружения; K_{σ} – коэффициент, характеризующий понижение предела выносливости конструкции по отношению к пределу выносливости стандартного образца; σ_v – амплитуда динамических напряжений; σ_m – среднее напряжение цикла $\sigma_m = 0$; ψ – коэффициент, характеризующий влияние асимметрии цикла, при $\sigma_m > 0$ $\psi = 0.3$, при $\sigma_m < 0$ $\psi = 0$; $[n]$ – допустимый коэффициент запаса сопротивления усталости.

В результате вычислений было получено значение коэффициента запаса сопротивления усталости сварного шва оснастки, которое составило 2.4, при допуске расчетном значении 2.0, что обеспечивает работоспособность конструкции. В дальнейшем достаточную прочность оснастки подтвердили результаты вибропрочностных испытаний агрегата тягового для пассажирского тепловоза ТЭП70БС.

Выводы

1 Разработаны конструктивные решения по закреплению одноопорных тяговых генераторов магистральных и маневровых тепловозов на вибростенде, обеспечивающие проведение вибропрочностных испытаний в условиях максимально приближенных к эксплуатационным.

2 Проведены расчетные и экспериментальные исследования оснастки, обеспечивающей проведение вибропрочностных испытаний одноопорных генераторов тепловозов.

3 Показано, что вновь спроектированная оснастка для проведения вибропрочностных испытаний одноопорных генераторов магистральных тепловозов имеет расчетное значение коэффициент запаса усталостной прочности равное 2.3, что обеспечит ее работоспособность.

4 Результаты вибропрочностных испытаний агрегата тягового для пассажирского тепловоза ТЭП70БС подтвердили достаточную прочность комплекта применяемой оснастки для монтажа агрегата на вибростенд. Предложенная схема обеспечивает условия вибропрочностных испытаний максимально приближенные к эксплуатационным.

Библиографический список использованной литературы

1. Электрические машины и электрооборудование тепловозов: учеб. для вузов ж.д. транспорта / Е.Я. Гаккель, Рудая К.И. [и др.]. — М.: Транспорт, 1981. — 256 с.

2. Машины электрические вращающиеся тяговые. Общие технические условия: ГОСТ 2582–81. — [Введен 1983–01–01]. — М.: Изд-во стандартов, 1981. — 50 с.

3. НБ ЖТ ЦТ 07-99. Тепловозы, дизель-поезда и автотрисы (рельсовые автобусы). Электрооборудование тяговое. Требования по сертификации. — М.: 2000. — 23 с., с изменениями, утвержденными Приказом Министра транспорта РФ №22 от 11.02.2009 г.

4. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. — М.: ВНИИЖТ, 1998. — 145 с.

Поступила в редакцию 3.06.2013 г.

Карпенко В.В., Ковальов А.Є. Проблема віброміцністних випробувань одноопорних тягових генераторів тепловозів

Розглянуто питання підготовки та проведення віброміцністних випробувань одноопорних тягових генераторів тепловозів. Представлено результати розрахункових та експериментальних досліджень міцності оснастки для випробувань на віброміцність генераторів тепловозів. Дано рекомендації по впровадженню знов розробленої оснастки для випробувань одноопорних тягових генераторів та агрегатів.

Ключові слова: одноопорний тяговий генератор, оснастка, розрахунки та випробування на віброміцність.

Karpenko V.V., Kovalyov A.Ye. Problem of vibration-proof tests of one-basic traction generators of diesel locomotives

The questions that arise during the preparation and conduct of tests at vibration of one-basic traction generators of diesel locomotives are considered. The results of theoretical and experimental research of durability at vibration of one-basic traction generators of diesel locomotives are considered. The recommendations for introduction.

Keywords: one-basic traction generators, equipment, calculations and tests of durability at vibration.