

А. В. ДОНЧЕНКО, Л. С. ОЛЬГАРД, С. В. БОНДАРЕВ, Л. Г. ВОЛКОВ (ГП «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения»)

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА, ИСЧЕРПАВШИХ СВОЙ РЕСУРС

Викладено методики визначення строку служби та залишкового ресурсу ходових частин рухомого складу на базі стендових випробувань малої кількості деталей з різними строками експлуатації, які розроблено у ГосНИИВ, ВНИИЖТ і ДП «УкрНДІВ». На підставі порівнювального аналізу цих методик показано їх переваги та недоліки.

Изложены методики определения срока службы и остаточного ресурса ходовых частей подвижного состава на базе стендовых испытаний малого количества деталей с различным сроком эксплуатации, разработанных в ГосНИИВе, ВНИИЖТе и ГП «УкрНИИВ». На основании сравнительного анализа этих методик показаны их достоинства и недостатки.

The article describes methods of defining the service life and residual resource of the rolling stock running gears on the basis of bench test of a small number of spare parts with the various service life, developed by State Research Institute of Car Building, All-Ukrainian Research Institute of Railway Transport, State Enterprise «Ukrainain Research Institute of Car Buiding». On the basis of the comparative analysis of these techniques, their advantages and disadvantages are shown.

Проблема оценки остаточного ресурса или прогнозирования момента наступления предельного состояния элементов ходовых частей пассажирского вагона в условиях интенсивной эксплуатации с целью продления их срока службы является весьма актуальной. Надресорный брус и рама тележки спроектированы из расчета превышения минимального предела выносливости над максимальной амплитудой напряжений примерно в два раза, т. е. из расчета практически неограниченной долговечности. Однако при длительной эксплуатации возникающие перегрузки снижают предел выносливости и ограничивают долговечность.

Из эмпирической формулы Мэнсона известно, что в области многоциклового усталости время развития видимой трещины пренебрежимо мало по сравнению со временем ее образования. Поэтому в качестве критерия можно выбрать время появления макротрещины.

Можно выбрать другое направление – математическое моделирование с использованием данных ходовых испытаний (определение повторяемости амплитуд напряжений) и лабораторных стендовых испытаний (определение кривых усталости конструкции) на этапе исчерпания назначенного ресурса. В инвариантности такой модели можно выбрать варианты, когда для получения кривых усталости используются данные испытаний натуральных образцов и фрагментов, вырезанных из испытываемой конструкции.

Для решения проблемы прогноза ресурса, индивидуального для каждого экземпляра конструкции, необходимо иметь данные о нагрузженности и мере повреждения отдельных брусьев и рам тележек в условиях эксплуатации. Однако в процессе эксплуатации такая информация не собирается. Поэтому необходимо только выборочный подход: выборочные ходовые испытания и выборочные кривые усталости стендовых испытаний с использованием их в выбранных вариантах модели.

В данном случае выборка используется не в прямом смысле для статистического прогноза ресурса, а для определения математических ожиданий параметров, влияющих на ресурс. Определение данных о рассеянии этих параметров как для построения доверительных границ средних значений, так и для задания крайних значений этих параметров, можно производить по накопленным к настоящему времени сведениям о деталях – аналогах.

Оценка остаточного ресурса ходовых частей тележек после определенного периода эксплуатации проводится по трем основным видам повреждения элементов конструкции:

- износ при механическом трении;
- коррозия металла конструкции;
- накопление усталостных повреждений от действия эксплуатационных нагрузок.

Остаточный ресурс ответственных деталей тележки при накоплении усталостных повреж-

дений наиболее достоверно оценивается путем проведения стендовых усталостных испытаний деталей после различных сроков эксплуатации.

Так как возможность проведения полных усталостных испытаний ограничена, то реально осуществимо проведение усталостных и прочностных испытаний двух-трех деталей для возрастных групп с интервалом 8...10 лет.

Расчет остаточного ресурса детали по результатам стендовых усталостных испытаний можно выполнить по различным методикам. Предложенная ГосНИИВом методика определения срока службы детали T и остаточного ресурса ΔT основана на построении детерминированной зависимости срока службы натурной детали и количества циклов наработки N при усталостных стендовых испытаниях детали, бывшей в эксплуатации в течение T лет:

$$\Delta T = (T - T_1) = T_1 \frac{N_1}{N_0 - N_1}, \quad (1)$$

где T и N_0 – соответственно полный срок службы и число циклов при испытаниях новой детали (в состоянии поставки); T_1 и N_1 – соответственно срок эксплуатации натурной детали до испытаний и число циклов, которое она выдержала при усталостных испытаниях.

Для ответственных деталей, какими являются ходовые части вагонов, срок службы намного превышает срок эксплуатации вагонов. Числа циклов, полученные при испытаниях, являются величиной случайной, имеющей большой разброс. Дисперсия этой величины по результатам испытаний имеет значение $0,8N$. Это может привести к тому, что при вычислении значений T и ΔT разброс значений и ошибка достигают иногда 200 % и больше.

Нормативная документация на производство и эксплуатацию вагонов не содержит регламентации значения ресурса несущих деталей. Поэтому в качестве норматива [1] принят коэффициент запаса сопротивления усталости, значение которого для вновь поступающих в эксплуатацию деталей, не должно быть меньше нормируемой величины. Поэтому за величину предельного остаточного ресурса детали, от которой требуется высокая надежность в эксплуатации, целесообразно принять такое значение срока ее службы, при котором коэффициент запаса сопротивления усталости не выйдет за пределы нормативного. В связи с этим, во ВНИИЖТе разработана методика определения остаточного ресурса ходовых частей разных

лет постройки, где используются результаты усталостных испытаний деталей, отобранных из эксплуатации [2].

По методике ВНИИЖТа результаты испытаний наносятся на диаграмму вида T_s (года) – $\lg N_T$, причем для построения диаграммы может быть использован как логарифмический, так и линейный масштаб величин T_s и N_T в зависимости от того, в какой системе их значения имеют лучшую корреляцию. К обработке привлекаются результаты ранее проведенных испытаний деталей тележек данного типа в состоянии их поставки. Предоставленные результаты подвергаются типовой статистической обработке с определением линии регрессии математического ожидания N_T и точки ее пересечения с осью ординат, приближенно определяющей средний (с вероятностью 0,5) полный конструкционный срок службы рамы T_{n-0} при принятом режиме нагружения.

Эта диаграмма не служит непосредственно для определения конструкционного срока службы деталей, поскольку условия их нагружения при испытаниях являются форсированными и значительно отличаются от эксплуатационных. Однако диаграмма служит для оценки снижения сопротивления усталости по мере увеличения срока службы детали. Сопротивление усталости деталей каждой возрастной группы оценивается коэффициентом запаса, вычисленным для амплитуд динамических напряжений, как

$$K_a = \frac{\sigma_{акпр}}{\sigma_a},$$

где $\sigma_{акпр}$ – условный предел выносливости по амплитудам при практически постоянном среднем напряжении цикла σ_m , которое определяется статическими нагрузками на деталь в зависимости от веса кузова, оборудования, пассажиров и т. д.

После ряда проведенных преобразований уравнение кривой усталости принимает вид

$$N = N_0 (K_a)^m \quad (2)$$

или

$$\frac{N}{(K_a)^m} = \text{const},$$

где m – показатель степени в уравнении кривой усталости, принимается в соответствии с рекомендациями [1].

Снижение коэффициента запаса сопротивления усталости деталей после определенного периода эксплуатации получим, используя (2) и записав его для деталей новых, а также для прошедших определенный период эксплуатации T_s ,

$$K_{aT_s} = K_{\text{анов}} \sqrt[m]{\frac{N_{T_s}}{N_{\text{нов}}}} \quad (3)$$

или

$$\lg \gamma = \frac{1}{m} (\lg N_{T_s} - \lg N_{T_{\text{нов}}}),$$

где γ – коэффициент снижения запаса сопротивления усталости деталей тележки после ее эксплуатации в течение T_s лет.

Коэффициент запаса сопротивления усталости новых (в состоянии поставки) деталей нормируется документом [1] при расчете, проектировании и производстве новых конструкций вагонов, а также контролируется ежегодно при их серийном выпуске. Обычно он рассчитывается как отношение предела выносливости, полученного по результатам стендовых испытаний, к приведенному эквивалентному значению амплитуд напряжений, измеренных при ходовых динамических испытаниях вагонов (или рассчитанных для новых конструкций экипажа).

Рассчитывая для каждой длительности эксплуатации коэффициент запаса сопротивления усталости K_{T_s} путем умножения коэффициента запаса новых деталей на соответствующую величину коэффициента снижения запаса γ , получим зависимость коэффициента запаса от срока службы детали. Эта зависимость позволяет оценить остаточный ресурс детали и сроки безопасной эксплуатации экипажа, а также вероятность безотказной работы детали в зависимости от срока службы.

Разработанная методика оценки остаточного ресурса детали была опробована на примере испытаний для установленного (назначенного) срока службы тележек пассажирских вагонов.

Для проведения испытаний на усталость из эксплуатации были отобраны шесть тележек пассажирского вагона КВЗ-ЦНИИ разных лет постройки: две тележки 1980 г., две тележки 1975 г., по одной тележке 1964 и 1969 гг., надрессорные брусья и рамы которых были подвергнуты испытаниям для оценки их остаточного ресурса.

Перед проведением усталостных испытаний на одной детали (раме, надрессорном бруссе) проводились статические испытания.

Статические испытания рамы показали, что напряженное состояние рамы от действия эксплуатационных нагрузок определяется действием вертикальной нагрузки. Влияние горизонтальной и вертикальной кососимметричной нагрузки незначительно, и проведение усталостных испытаний на эти виды нагрузок нецелесообразно. Абсолютные величины напряжений под действием вертикальной нагрузки 300 кН в наиболее напряженных точках не превышали 91 кН, что значительно ниже допускаемых значений. Сопоставление данных испытаний с результатами испытаний при постановке тележки на производство в 1963 г. показало, что, хотя общая картина напряженного состояния не претерпела изменений, абсолютные значения величины зарегистрированных напряжений, полученные при более поздних испытаниях, ниже по всем точкам на 10...20 %.

Это обусловлено длительным воздействием динамических нагрузок на раму в условиях эксплуатации, что повлекло за собой релаксацию напряжений и более равномерное их распределение по элементам рамы. Испытания проводились на гидропульсационных машинах, условия их проведения регламентировались документами [3; 4].

При усталостных испытаниях каждая рама испытывалась при постоянном режиме циклического нагружения. Режимы нагружения выбирались с учетом ранее проведенных усталостных испытаний новых рам (в состоянии их поставки) с тем, чтобы постоянная средняя нагрузка цикла была близка к эксплуатационной нагрузке брутто, а амплитудное значение динамической нагрузки обеспечивало циклическую долговечность в пределах 4...5 млн циклов.

При испытаниях фиксировалось количество циклов до появления первой визуально обнаруживаемой макротрещины длиной 10...30 мм (N_{TP}) и количество циклов до разрушения (N_p).

Уравнения линии регрессии использовались для определения коэффициента снижения запаса усталостной прочности γ после определенных лет эксплуатации детали. Графики зависимости K_{T_s} от срока службы деталей показывают, что коэффициент запаса сопротивления усталости K_{T_s} после 28 лет эксплуатации для рам снизился до значения 1,46, а для надрессорных брусьев – до 1,7, что согласно требованиям [1] позволяет их дальнейшую эксплуатацию.

На протяжении последующих (после 28) лет расчетный коэффициент запаса будет иметь значение также больше 1 и при 40 годах службы составит 1,36 для рамы, 1,44 для надрессорного бруса.

Таким образом, продолжение эксплуатации тележек КВЗ-ЦНИИ старых лет постройки (до 40 лет) обеспечено сопротивлением усталости основных ответственных деталей тележки.

По результатам испытаний несущих деталей тележек пассажирских вагонов и проведенных расчетов было показано, что их сопротивление усталости обеспечивает эксплуатацию без нарушения безопасности движения до срока 40 лет и более.

УкрНИИВ с 1999 г. проводит работы по диагностике пассажирских вагонов и их ходовых частей бывших в эксплуатации 28 и более лет. Для определения остаточного ресурса был проведен комплекс работ, включающий обследование технического состояния, а также проведение прочностных, ресурсных и усталостных испытаний. Испытания на усталость рам и надрессорных брусьев проводились согласно разработанной УкрНИИВ программе и методике [5].

В соответствии с разработанной методикой оценка остаточного ресурса надрессорного бруса и рамы тележки производилась с учетом коэффициента запаса сопротивления усталости n и фактически полученного предела выносливости $P_{a,N}$ при усталостных испытаниях натуральных деталей, прослуживших в эксплуатации 28 и более лет. Коэффициент запаса сопротивления усталости определялся по формуле

$$n = \frac{P_{a,N}}{P_{a,э}}, \quad (4)$$

где $P_{a,э}$ – расчетная величина амплитудных нагрузок, определяемая по формуле

$$P_{a,э} = P_{ст} K_{дэ} K_{и}, \quad (5)$$

где $P_{ст}$ – статическая нагрузка на деталь от силы тяжести вагона брутто; $K_{дэ}$ – коэффициент вертикальной динамики, выбирается в соответствии с рекомендациями [1]; $K_{и}$ – средний коэффициент использования грузоподъемности вагона в эксплуатации, для пассажирских вагонов $K_{и} = 1$.

При выполнении условия, когда коэффициент запаса сопротивления усталости n испытанных деталей окажется равным или больше допустимого значения $[n]$, предполагается, что остаточный ресурс рам и брусьев составит 28 лет (назначенный срок службы этих деталей).

В случае, когда $n < [n]$, расчет остаточного ресурса выполняется по следующему алгоритму: определяется необходимый предел выносливости при назначенном сроке службы по формуле

$$P_{a,N}^{28} = P_{a,э} \cdot [n]. \quad (6)$$

Используя уравнение кривой усталости, вычисляется долговечность N_i для предела выносливости $P_{a,N}$ полученного при усталостных испытаниях деталей по формуле

$$N_i = \left(\frac{P_{a,N}^{28}}{P_{a,N}} \right)^m N_6, \quad (7)$$

где N_6 – база испытаний (10^7 циклов).

В соответствии с линейным законом накопления усталостных повреждений определяется остаточный ресурс в годах по формуле

$$T_i = \frac{28}{N_6} N_i. \quad (8)$$

Для проведения усталостных испытаний из эксплуатации на Южной дороге были отобраны две тележки КВЗ-ЦНИИ тип 1 1970 г. постройки, которые эксплуатировались более 28 лет на момент их отбора.

При испытаниях на усталость рама на стенде опиралась на четыре жесткие опоры, которые устанавливались вместо буксовых пружин. Вертикальное нагружение P прикладывалось к местам установки центрального (люлечного) подвешивания.

Надрессорный брус устанавливался на жесткие опоры аналогично пружинам центрального подвешивания. Вертикальная нагрузка P прикладывалась через верхнюю балку на скользуны. С целью определения наиболее нагруженных зон и выбора величины нагрузки при испытаниях на усталость было проведено тензометрирование рамы и надрессорного бруса. Результаты исследования напряженного состояния рамы и надрессорного бруса при действии вертикальной нагрузки 490 кН (50 тс) показывают, что напряжения в наиболее нагруженных точках не превышают 97 МПа для рамы и 114 МПа для бруса, что значительно ниже допускаемых значений.

Испытания на усталость рам и надрессорных брусьев проводились на специальном испытательном стенде 2СО с частотой 5 Гц. Учитывая уровень напряжений в рамах и надрессорных брусьях, а также возможности используемого испытательного оборудования, испытания на усталость проводились при постоянной нагрузке цикла $P_{ср} = 343$ кН (35 тс) и первичной амплитуде $P_a = 147$ кН (15 тс). Во время испытаний

после 1 млн циклов нагружения амплитуда ступенчато увеличивалась до 196 кН (20 тс).

В дальнейшем увеличение амплитудной нагрузки до 245 кН (25 тс) оказалось невозможным из-за значительного прогиба деталей.

Результаты испытаний на усталость рам и брусев представлены в таблице.

При обработке результатов испытаний на усталость в расчетах пределов выносливости рам и надрессорных брусев были использованы значения долговечности разрушенных деталей, приведенные к одному (первому) режиму нагружения.

Таблица

Условный № детали (номер тележки)	Количество циклов		Суммарное на 2-х режимах	Примечание
	На режиме P_{max}/P_{mix} , кН (тс)			
	490/196 (50/20)	539/147 (55/15)		
Рама № 1 (2590)	1 058 000	2 342 000	3 400 000	Разрушение по нижнему поясу продольной балки в зоне отверстия под люлечную подвеску
Рама № 2 (2598)	1 220 000	5 305 000	6 525 000	Рама снята без разрушения
Брус № 1 (2590)	1 084 000	6 949 000	8 033 000	Разрушение по опорному листу, обечайкам и вертикальному ребру
Брус № 2 (2590)	1 118 000	1 260 000	8 378 000	Брус снят без разрушения

Пределы выносливости (при вероятности не-разрушения 0,5) испытанных деталей составили: для рамы – 141 кН (14,4 тс), для надрессорного бруса – 181 кН (18,5 тс).

Коэффициент запаса сопротивления усталости надрессорного бруса составил 3,68, что выше нормативного значения $[n] = 2,1$ и свидетельствует о том, что остаточный ресурс надрессорного бруса составляет не менее 28 лет.

Коэффициент запаса сопротивления усталости рамы оказался равным 1,89, что ниже нормативного значения $[n] = 2,1$, поэтому расчет остаточного ресурса рамы проводился по алгоритму в соответствии с разработанной методикой и составил 18 лет.

Полученные результаты свидетельствуют о возможности эксплуатации тележек пассажирских вагонов более 43 лет.

На основании анализа результатов испытаний рам и надрессорных брусев тележек пассажирских вагонов, бывших в эксплуатации более 28 лет, можно сделать выводы:

Остаточный ресурс рам составляет 18 лет, а надрессорных брусев – не менее 28 лет.

Предложенная УкрНИИВ методика позволяет на базе испытаний небольшого количества деталей сравнительно просто и на меньшем ко-

личестве образцов, по сравнению с методикой ВНИИЖТа, оценить остаточный ресурс ходовых частей тележек пассажирских вагонов.

Полученные данные позволяют рекомендовать установить срок службы ходовых частей тележек пассажирских вагонов более 43 лет.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ГОСНИИВ-ВНИИЖТ, – М. 1996.
2. Черкашин Ю. М. Оценка остаточного ресурса ходовых частей подвижного состава после длительного периода эксплуатации / Ю. М. Черкашин, Т. П. Северинова, С. Е. Петраков, В. Н. Меркурьев // Вестник ВНИИЖТ. – 2000. – № 7. – С. 30–35.
3. Типовая методика испытаний на усталость узлов и деталей вагонов. ВНИИЖТ, 1994
4. РД 24.050.37-91 Вагоны грузовые и пассажирские. Методика испытаний на прочность и ходовые качества.
5. Вагоны пассажирские купейные локомотивной тяги. Программа и методика технического диагностирования (обследования технического состояния и контрольных испытаний). УкрНИИВ, 1999.

Поступила в редколлегию 10.10.2006.