

ВЕСТНИК



ВСЕРОССИЙСКОГО НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО ИНСТИТУТА
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА



Научно-практическая конференция
«ВНИИЖТ — транспорту»,
посвященная 90-летию института

№ 2, 2008

www.css-rzd.ru/vestnik-vniizht

СОДЕРЖАНИЕ

ПРОБЛЕМЫ И СУЖДЕНИЯ

- А. Е. Семечкин, С. А. Кобзев, А. А. Хацкелевич.** Обеспечение соответствия функциональных требований технических регламентов и методов проведения испытаний железнодорожной техники..... 3
- М. М. Толкачева, Ю. В. Елизарьев, Е. С. Майорова, Л. А. Мартынова, Л. Н. Агафонова.** Система корпоративного управления холдингом «РЖД» в соответствии со стратегией его развития до 2030 г. с учетом требований целевой модели рынка транспортных услуг (ОАО «РЖД», Департамент корпоративных финансов; ОАО «ВНИИЖТ») 6
- И. И. Вучечич, Б. А. Деркач, А. Д. Кочнов.** Оценка остаточного ресурса грузовых вагонов железных дорог..... 14
- В. А. Вологин, А. С. Герасимов.** Динамические параметры системы контактная сеть — токоприемник 19

НАУКА — ПРОИЗВОДСТВУ

- В. И. Некрашевич, А. И. Игнатов.** Методика расчета потребности в локомотивах при их оперативном секционировании и кратной тяге (ОАО «НИИАС», г. Москва) 24

- В. А. Кучумов, А. С. Княжева.** Анализ электромагнитных процессов в электровозе постоянного тока с автономными инверторами напряжения и тяговыми электродвигателями переменного тока 31

НОВЫЕ ИДЕИ

- А. Я. Коган, Е. А. Черняков.** Оценка достаточного условия устойчивости колеса на рельсе с учетом вероятностного характера влияющих на нее некоторых факторов 36

В ИНСТИТУТАХ И ЛАБОРАТОРИЯХ

- С. С. Пастухов.** Определение основных путей повышения эффективности работы вагонов-ресторанов на основе маркетингового анализа 42

На 2, 3 и 4-й стр. обложки — научно-практическая конференция «ВНИИЖТ — транспорту», посвященная 90-летию института

РЕДАКЦИОННО-АВТОРСКИЙ СОВЕТ

- А. Е. СЕМЕЧКИН
(председатель, генеральный директор ОАО «ВНИИЖТ»),
Н. Г. ШАБАЛИН (ОАО «РЖД»), В. М. АБРАМОВ (ЗАО «ОЦВ»),
Б. Е. ДЫНЬКИН (ДВГУПС), А. В. СМОЛЬЯНИНОВ (УрГУПС),
В. И. КОВАЛЕВ (ПГУПС), В. И. КОЛЕСНИКОВ (РГУПС),
Б. А. ЛЕВИН (МИИТ)

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

- А. Е. СЕМЕЧКИН (председатель), Ю. М. ЧЕРКАШИН
(зам. председателя), Н. А. БУШЕ, В. А. БУЯНОВ,
Г. В. ГОГРИЧИАНИ, А. В. КОТЕЛЬНИКОВ, А. Я. КОГАН,
А. Б. КОСАРЕВ, В. А. ИВНИЦКИЙ, В. А. КУЧУМОВ, Л. А. МАЗО,
Б. Е. МАРЧУК, Л. А. МУГИНШТЕЙН, А. С. НЕСТРАХОВ

Учредитель — Всероссийский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта

Адрес редакции журнала «Вестник ВНИИЖТ»: 129851, ГСП, Москва, И-626, 3-я Мытищинская, 10. Тел. (495) 602-81-10
Подписано к печати 20.05.2008. Формат бумаги 60×90 1/8.

Офсетная печать. Усл. печ. л. 6.

Тираж 800 экз. Заказ 352.

Свидетельство о регистрации № 015115 от 25.07.1996.

Цена свободная.

Редактор — В. С. Калининков.

Набор, графика и верстка — издательство «Интекст»



Отпечатано в ООО «Финтрекс»
Телефон (495) 325-21-66

Кандидаты техн. наук. И. И. ВУЧЕЧИЧ, Б. А. ДЕРКАЧ, А. Д. КОЧНОВ

ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

В последние годы широко ведутся работы по продлению нормативного срока службы грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 мм. В Технических условиях на вагон конкретной модели в разделе «Показатели надежности» указывается назначенный срок службы вагона. Это календарная продолжительность эксплуатации, при достижении которой эксплуатация объекта (вагона) должна быть прекращена независимо от его технического состояния. Цель установления назначенного срока службы — обеспечить принудительное заблаговременное прекращение применения объекта (вагона) по назначению, исходя из условий безопасности и технико-экономических показателей, прежде всего его долговечности.

После достижения вагоном назначенного срока службы в зависимости от его назначения, особенно эксплуатации, технического состояния и других факторов он может быть списан, передан для применения не по назначению или может быть принято решение о продолжении его эксплуатации с продлением назначенного срока службы. В последнем случае возникают вопросы: имеются ли основания для продления срока службы сверх назначенного и какие процедуры необходимо выполнить для определения остаточного срока службы?

Остаточный срок службы как время от момента контроля технического состояния вагона до его перехода в предельное состояние определяется как срок службы по накоплению скрытых повреждений, которые не могут быть выявлены современными методами контроля. По данным об отцепках вагонов для направления в текущий ремонт за последние пять лет [1], на долю таких дефектов приходится примерно 4,6%. Остальные дефекты должны выявляться и устраняться в процессе ремонтов.

Имеются два основных фактора, связанные с процессом создания и использования вагонов, которые дают основания предполагать, что отдельные вагоны могут иметь остаточный ресурс — резервы, закладываемые при проектировании и создаваемые отличиями условий эксплуатации от проектных.

**I. I. Vuchechich, B. A. Derkach, A. D. Kochnov.
Evaluating residual resource of railway freight cars.**

The theoretically strictly based approach for evaluating residual resource of freight cars, defining possibilities of their subsequent operation and prolongation of their service life fixed according to specifications of works-manufacturer is presented.

Рассмотрим каждый из факторов подробнее.

А. Коэффициент запаса

В вагоностроении принят метод дифференцированной оценки отдельных гипотез, допущений и приближений, положенных в основу расчета с помощью частных коэффициентов η_i , произведение которых и является допустимой величиной коэффициента запаса $[\eta] = \prod \eta_i$.

Значение минимального коэффициента запаса $[\eta]$ при расчете деталей вагонов определяется из выражения

$$[\eta] = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4,$$

где η_1 — коэффициент, учитывающий ответственность изделия (коэффициент безопасности);

η_2 — коэффициент, учитывающий точность расчетных формул, который в свою очередь определяется в виде произведения $\eta_2 = s_1 s_2 s_3 s_4$; s_1 — коэффициент, учитывающий погрешности, связанные с допущением о характере распределения динамических напряжений; s_2 — коэффициент, учитывающий погрешности, связанные с допущением о теории суммирования повреждений; s_3 — коэффициент, учитывающий неточности, связанные с пересчетом с одной характеристики на другую (идеализация диаграммы предельных напряжений); s_4 — коэффициент, учитывающий погрешности, связанные с идеализацией процессов изменения динамических напряжений; η_3 — коэффициент, учитывающий погрешности, связанные с определением расчетных динамических напряжений; η_4 — коэффициент, учитывающий погрешности, связанные с определением предела выносливости.

В качестве примера покажем, как определяется один из частных коэффициентов запаса, связанный с допущением о линейности суммирования усталостных повреждений. На рис. 1 приведена гистограмма распределения суммы накопленного повреждения до возникновения усталостной трещины, построенная по результатам испытаний различных образцов [2].

Как видно из приведенных данных, для 97% испытанных образцов суммарное повреждение, определенное согласно линейной гипотезе, равно или превышает 0,5. В работе [3] указывается, что суммарное повреждение до возникновения трещины находится в пределах 0,5–2,0. Следовательно, использование гипотезы линейного суммирования может привести к завышению долговечности примерно в 2 раза. Исходя из этого, частный коэффициент запаса s_2 при оценке прочности по напряжениям принимается равным $\sqrt[3]{2}$.

В соответствии с «Нормами...» принимаемые коэффициенты запаса обеспечивают соответствие характеристик прочности и нагружения вероятности 0,95, т. е. предполагается, что 95% вагонов будут иметь срок службы выше рассчитанного. За нормативный срок принимается расчетный, деленный на коэффициент запаса. Условный вид распределения срока службы вагонов, расчетный и назначенный, показаны на рис. 2.

Таким образом, при создании вагонов закладывается определенный резерв, так что расчетная долговечность вагонов выше назначенной.

Б. Условия эксплуатации

Интенсивность эксплуатации можно охарактеризовать техническим ресурсом работы вагона, т. е. работы, которую он должен выполнить в период от начала эксплуатации до наступления предельного состояния.

К примеру, объем работы A , выполненной грузовым вагоном за один год эксплуатации:

$$A = P_b k_p l k_1 n,$$

где P_b — грузоподъемность вагона, т; k_p — коэффициент использования грузоподъемности; l — среднесуточный пробег, км; k_1 — доля пробега в груженом состоянии; n — число дней в году.

Например, для вагонов-цистерн $A = 60 \cdot 0,9 \cdot 230 \cdot 0,7 \cdot 365 = 3\,173\,310 \approx 3,2$ млн. т·км.

Подобные показатели могут быть определены и для других видов вагонов.

Остаточный ресурс определяется сравнением интенсивности эксплуатации конкретного вагона с заданными при проектировании.

То обстоятельство, что основная масса вагонов имеет срок службы больше нормативного, делает неэффективными прочностные ресурсные испытания.

Ресурсные испытания могли быть эффективными, если бы условия их проведения для каждого вида вагонов отражали условия эксплуатации и были бы результаты испытаний новых вагонов. В этом случае сравнением результатов ресурсных испытаний новых вагонов и выработавших назначенный срок службы мог бы быть оценен остаточный ресурс. В настоящее время отсутствуют результаты ресурсных испытаний новых вагонов, а остаточный срок службы, определенный по результатам ресурсных испытаний вагонов с истекшим назначенным сроком службы, в силу сказанного выше (см. рис. 2) в подавляющем числе случаев будет выше назначенного.

Представляется целесообразным для решения вопроса о возможности дальнейшей эксплуатации вагонов выполнить те же процедуры, что и при создании нового вагона.

Ниже предлагается *порядок оценки остаточного ресурса вагонов с учетом высказанных соображений.*

1. Общие положения

1.1. Остаточный ресурс определяется для тех вагонов, назначенный срок службы которых истек.

1.2. Остаточный ресурс определяется на основании анализа условий эксплуатации и результатов обследования технического состояния каждого вагона.

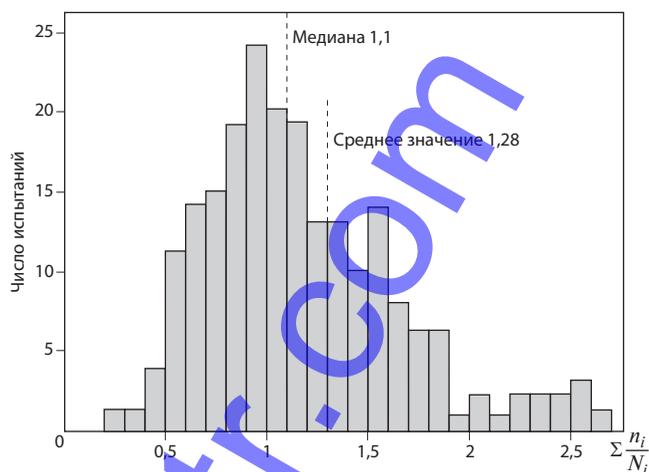


Рис. 1. Гистограмма распределения суммы накопленного повреждения до возникновения усталостной трещины, построенная по результатам испытаний различных образцов

1.3. Остаточный ресурс определяется расчетно-экспериментальным методом, действующие напряжения в элементах вагона рассчитываются с учетом скорости коррозионного износа или определяются экспериментально с коррекцией на возможное их изменение в связи с коррозионным износом.

1.4. Оценка прочности и определение напряжений, действующих в элементах вагона, проводится для сочетания нагрузок, предусмотренных «Нормами ...» [3].

1.5. Оценка остаточного ресурса проводится по трем критериям:

превышению напряжений в элементах конструкции цистерны предела временной прочности или текучести — «мгновенные повреждения» (при однократном нагружении);

накоплению пластических и упругопластических деформаций при числе циклов нагружения от 1000 до 500 000 — «малоцикловая усталость»;

накоплению усталостных повреждений — «многоцикловая усталость» (число циклов более 500 000).

1.6. Если по результатам расчетов ресурс окажется исчерпанным, то по решению организации-исполнителя, согласованному с администрацией железной

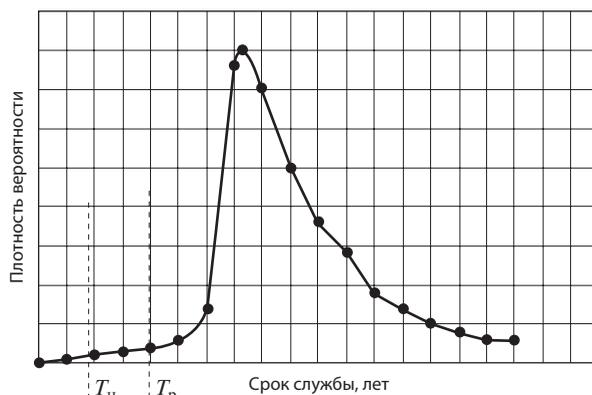


Рис. 2. Распределение срока службы вагонов

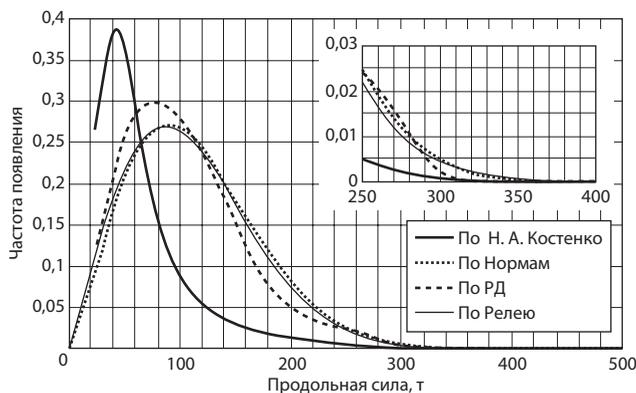


Рис. 3. Распределение сжимающих продольных сил

дороги по принадлежности вагонов, проводятся ресурсные испытания. Объем, виды, схемы приложения нагрузок при проведении ресурсных испытаний для каждого вида вагонов в обязательном порядке должны учитывать характер отказов вагонов в эксплуатации, а величины нагрузок должны определяться по результатам расчетов и ходовых испытаний.

1.7. Решение о проведении ресурсных испытаний принимается на основании технико-экономической оценки целесообразности их проведения.

2. Действующие динамические нагрузки

По характеру изменения динамические нагрузки, действующие на элементы вагонов, можно разделить на группы:

- многократно повторяющиеся ударные нагрузки (потоки случайных величин);
- непрерывно изменяющиеся нагрузки (случайные процессы);
- квазигармонические нагрузки.

2.1. Продольные сжимающие силы

В «Нормах...» [4] приведены величины и повторяемость продольных сил, действующих на вагон в эксплуатации. На рис. 3 показано распределение сжимающих продольных сил, построенное по данным, приведенным в «Нормах...».

На этом же рисунке даны распределения сжимающих продольных сил по данным РД 24.059.37.95 [5], диссертации Н. А. Костенко [6], сглаживающая кривая распределения по Релею. Как видно из приведенных данных, распределение Релея хорошо описывает распределение продольных сил, приведенных в «Нормах...». Распределение Релея описывается формулой:

$$f(x) = \frac{x}{\sigma_k^2} \exp\left(-\frac{x^2}{2\sigma_k^2}\right).$$

2.2. Вертикальная динамическая нагрузка

Согласно «Нормам...» вертикальная динамическая нагрузка $P_{дв}$ определяется из выражения

$$P_{дв} = Q_{бр} K_{дв},$$

где $Q_{бр}$ — сила тяжести брутто; $K_{дв}$ — коэффициент вертикальной динамики.

С учетом зависимостей, приведенных в «Нормах...» [4], коэффициент вертикальной динамики распределяется по закону Релея с параметром

$$\sigma_k = \frac{\bar{K}_{дв}}{\beta} \sqrt{\frac{2}{\pi}}.$$

Значения коэффициента вертикальной динамики определяются по формуле

$$K_{дв} = \frac{\bar{K}_{дв}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(K_{дв})}},$$

где $\bar{K}_{дв}$ — среднее значение коэффициента вертикальной динамики, среднее значение $\bar{K}_{дв}$ определяется по формулам

$$\text{при } v \geq 15 \text{ м/с } \bar{K}_{дв} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} b \frac{v-15}{f_{ст}},$$

$$\text{при } v \leq 15 \text{ м/с } \bar{K}_{дв} = a \frac{v}{15},$$

a — коэффициент, равный для котла 0,05; β — параметр распределения, уточняется по экспериментальным данным, для грузовых вагонов при существующих условиях эксплуатации $\beta = 1,13$; $P(K_{дв})$ — расчетная односторонняя вероятность.

2.3. Боковая нагрузка при движении по прямолинейным участкам пути

С учетом зависимостей, приведенных в «Нормах...» [4], боковая сила в прямой распределяется по закону Релея с параметром

$$\sigma_k = \bar{H}_p \sqrt{\frac{2}{\pi}},$$

ее величина определяется по формуле

$$H_p = \bar{H}_p \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(H_p)}},$$

где \bar{H}_p — среднее значение рамной силы, определяется по формуле

$$\bar{H}_p = P_0 b \delta (5 + v);$$

b — коэффициент, учитывающий влияние числа осей, $b = (n + 2)/2n$; n — число осей в тележке; δ — коэффициент, учитывающий влияние числа осей в тележке (для грузовых вагонов на безлюлечных тележках с большой жесткостью подвешивания $\delta = 0,003$); v — скорость движения вагона, м/с.

3. Оценка остаточного ресурса

3.1. Определение срока службы вагона при разовых ударах, когда напряжения в элементах конструкции превышают предел временной прочности или текучести.

Порядок оценки ресурса следующий. Определяется вероятность p такого удара, при котором напряжения в каком-то несущем элементе превысят допускаемый уровень, т. е. $\sigma_i \geq [\sigma]$. Под допускаемыми напряжениями будем понимать предел временной прочности или предел текучести, в зависимости от того, что считается повреждением — излом или недопустимая дефор-

мация. При известной функции распределения продольных сил P эта вероятность $p = 1 - P_i$, где P_i – значение функции распределения для величин сил, при которых действующие напряжения не превышают допускаемого.

Математическое ожидание количества ударов \bar{n} до возникновения повреждения несущих элементов [7] определяется по приближенной зависимости

$$\bar{n} \approx 1/p. \quad (1)$$

Зная количество продольных ударов в год, можно приближенно оценить ресурс по этому критерию.

На рис. 4 приведены сроки службы до разрушающего удара в зависимости от напряжений в наиболее нагруженном элементе при продольной нагрузке 0,88 МН, соответствующей параметру распределения продольных нагрузок.

Определив \bar{n} для нового вагона и после T лет эксплуатации, можно оценить, насколько увеличилась вероятность возникновения повреждений после T лет эксплуатации, а располагая данными о скорости изнашивания несущих элементов, можно оценить остаточный ресурс.

3.2. Определение работоспособности цистерны по малоцикловой усталости

По ГОСТ 25859 – 83 при расчетах малоцикловой усталости повреждения суммируются линейно. Кривая малоцикловой усталости описывается уравнением

$$\sigma^m N = \text{const}.$$

На рис. 5 и 6 приведены расчетные кривые усталости для углеродистых и низколегированных сталей по данным ГОСТ 25859 – 83 (СТ СЭВ 3648 – 82) [8] (до температуры 380 °С) и низколегированных сталей (до температуры 420 °С).

Если повреждения суммируются линейно, зависимость между напряжениями и числом циклов степенная, а распределение сжимающих нагрузок хорошо описывается распределением Релея. Среднее время до накопления пластической деформации, при которой в несущем элементе возникает трещина, получим в виде [9]

$$\bar{T} = \frac{\sigma_{-1}^m N_0}{n_g 2^{\frac{m}{2}} \Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right) S^m}. \quad (2)$$

Здесь σ_{-1} – предел выносливости на базе $N_0 = 1\,000\,000$ циклов; m – показатель степени кривой усталости; Γ – гамма-функция

$$\Gamma(n) = \int_0^{\infty} x^{n-1} e^{-x} dx;$$

n_g – количество сжимающих нагрузок за один год.

Остаточный срок службы T_o определяется из выражения

$$T_o = \frac{T_{\text{рф}} - T_n}{\eta}, \quad (3)$$

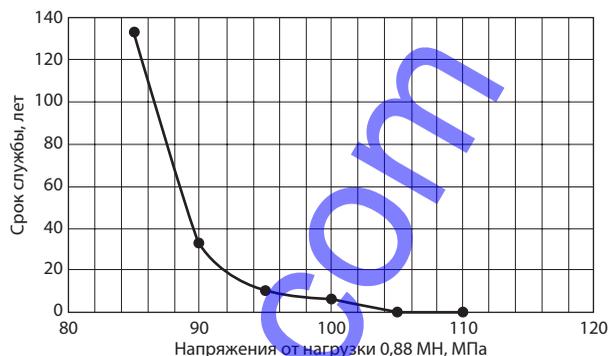


Рис. 4. Срок службы до разрушающего удара в зависимости от напряжений

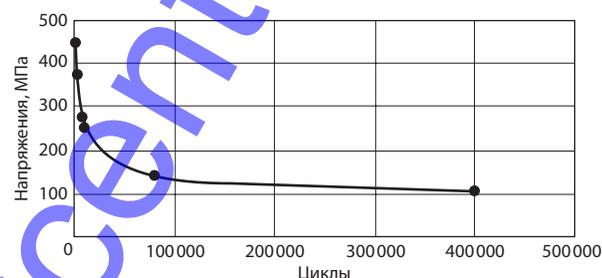


Рис. 5. Кривая малоцикловой усталости (углеродистая сталь $m = 3,33$)

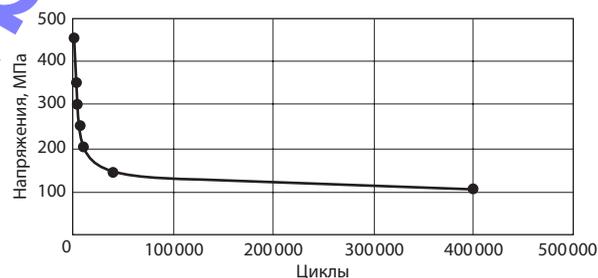


Рис. 6. Кривая малоцикловой усталости (низколегированная сталь $m = 3,27$)

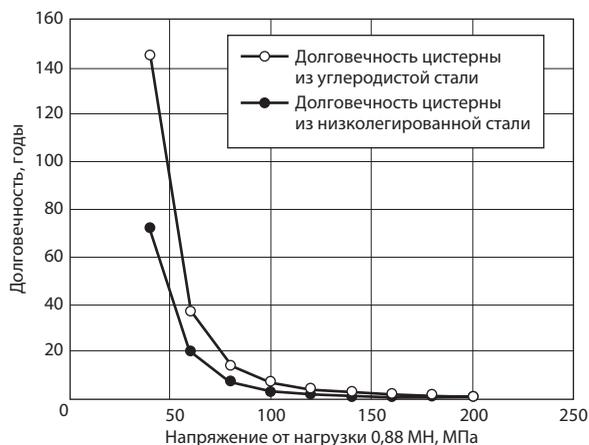


Рис. 7. Средняя долговечность цистерны при малоцикловом нагружении

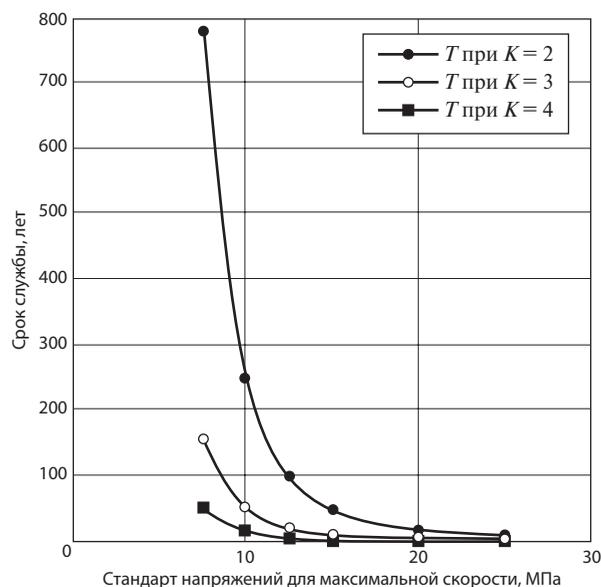


Рис. 8. Графики зависимости срока службы от стандарта напряжений для максимальной скорости и различных коэффициентов концентрации

где $T_{рф}$ — расчетный срок службы при фактических значениях напряжений и условиях эксплуатации, определяется по формуле (2); $T_{н}$ — нормативный срок службы; η — коэффициент запаса усталостной прочности.

На рис. 7 приведены результаты расчета долговечности для различных значений среднеквадратических отклонений напряжений от сжимающей нагрузки. Для уточнения расчетов и отработки методов определения остаточного ресурса необходимо проанализировать данные испытаний цистерн, данные об отказах цистерн в эксплуатации.

3.3. Определение остаточного срока службы при многоцикловой усталости

В случае многоцикловой усталости остаточный срок службы определяется из выражения (3), а срок службы по формуле [10]

$$T = \frac{\sigma_{-1k}^m N_0 \Phi^m v_{ср}}{\eta 3600 K_m^m L_g^m 2^{\frac{m}{2}} \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) f_0 \sum_i s_{vi}^m p_{vi}}, \quad (4)$$

где Φ — коэффициент, учитывающий влияние асимметрии цикла на усталостную прочность; f_0 — эффективная частота изменения динамических напряжений; p_{vi} — доля эксплуатации при скорости v_i ; L_g — среднегодовой пробег, км/ч; $v_{ср}$ — средняя скорость движения, км/ч; η — коэффициент запаса.

На рис. 8 приведены графики зависимости срока службы от стандарта напряжений для максимальной скорости и различных коэффициентов концентрации.

Расчеты ресурса по трем критериям для цистерны модели 15-Ц863 и анализ данных обследования технического состояния 44 цистерн, выработавших нормативный срок службы, показали удовлетворительную сходимость результатов расчета с данными эксплуатации.

Выводы. Целесообразно для накопления опыта внести в «Нормы...» дополнительный раздел — расчет ресурса вагонов по трем критериям, дополнить «Единые методические указания по техническому диагностированию грузовых и рефрижераторных вагонов государств — участников Соглашения о совместном использовании грузовых и рефрижераторных вагонов в международном сообщении» приложением с изложением порядка проведения расчетов по трем критериям, а п. 1.8 «Единых методических указаний...» изложить в следующей редакции: «Остаточный ресурс определяется расчетным путем согласно Приложению 2. Если по результатам расчета срок службы не может быть продлен, по предложению организации-исполнителя, согласованному с соответствующей железнодорожной администрацией, проводятся ресурсные испытания».

Кроме того, следует рекомендовать такой научный подход для использования всеми диагностическими организациями, проводящими работы по диагностированию вагонов с целью продления срока службы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сендеров Г. К. и др. Обеспечение безопасной работы грузовых вагонов// Железнодорожный транспорт. 2007. № 3. 320 с.
2. Гудков А. И., Лешаков П. С., Райков Л. Г. Внешние нагрузки и прочность летательных аппаратов. М.: Оборонгиз, 1963. 440 с.
3. Серенсен С. В., Когаев В. П. Долговечность деталей машин с учетом вероятности разрушения при нестационарном переменном нагружении// Вестник машиностроения. 1966. № 1. С. 3..6.
4. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996.
5. РД 24.050.37.95. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытания на прочность и ходовые качества.
6. Костенко Н. А. Особенности разрушения и расчет надежности литых деталей грузовых вагонов, работающих в режиме случайных нагрузок, с учетом влияния низких температур и циклического повреждения / Автореф. дис. на соиск. уч. ст. д-ра техн. наук, 1979 г.
7. Герцбах, Кордонский Х. Б. Модели отказов. М.: Советское радио, 1966. 350 с.
8. ГОСТ 25859 — 83. Сосуды и аппараты стальные. Нормы и методы расчета на прочность при малоцикловых нагрузках. М., 1983.
9. Гусев А. С. Сопротивление усталости и живучесть конструкций при случайных нагрузках. М.: Машиностроение, 1989. 280 с.
10. Исследование динамики и прочности вагонов/Под ред. С. И. Соколова. М.: Машиностроение, 1976.