

меры повреждения $\langle I \rangle$, ее среднеквадратическое отклонение σ_1 и определен показатель надежности рамы $P(T)$ – вероятность безотказной работы в зависимости от расстояния [1]

$$P(T) = 1 + H/2 \left(\Phi \left(\frac{T_1/T - \langle I \rangle}{\sigma_1 \sqrt{2}} \right) - 1 \right), \quad (4)$$

где T – длительность реализации; T_1 – долговечность детали; $\Phi \left(\frac{T_1/T - \langle I \rangle}{\sigma_1 \sqrt{2}} \right)$ –

– табулированное значение интеграла Лапласа; H – нормируемый множитель,

$$H = \frac{2}{1 + \Phi(\langle I \rangle / \sigma_1 \sqrt{2})}.$$

По результатам этого показателя надежности $P(T)$ была составлена табл. 2 и построена зависимость, приведенная на рис. 2.

Анализ результатов экспериментальных исследований показал, что при заданных условиях эксплуатации рама полуприцепа может действовать без отказов около 300 тыс. км., после чего вероятность безотказной работы будет постепенно уменьшаться до 0,75 при 700 тыс. км пробега. Дальнейшая эксплуатация прицепа приводит к резкому снижению показателя надежности.

Полученные данные были использованы при доводке опытного образца полуприцепа. Результаты исследований также могут быть использованы при анализе надежности конструкций рам полуприцепов аналогичной конструкции.

ЛИТЕРАТУРА

1. П р о с к у р я к о в В.Б. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин. – Л.: Машиностроение, 1972. – 227 с. 2 А н у р ь е в В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. – М.: Машиностроение, 1980, т. 1. – 728 с. 3. В е н т ц е л ь Е.С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969. – 576 с.

УДК 629.114.2

А.И.АРАБЕЙ, С.П.МОХОВ,
М.К.АСМОЛОВСКИЙ (БТИ),
В.П.ШИШЛО (МАЗ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРЕХОСНОГО ПОЛУПРИЦЕПА ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬЮ 250 кН*

В настоящее время в лесной промышленности наряду со специализированными автопоездами находят широкое применение автопоезда общего назначения, используемые для перевозки короткомерных лесоматериалов и различного лесозаготовительного оборудования. Перспективные модели прицепных

* Работа выполнена под руководством д-ра техн. наук А.В.Жукова.

средств Минского автозавода предназначены для эксплуатации в составе автопоездов на дорогах с усовершенствованным покрытием. Основной целью экспериментальных исследований полуприцепа являлось определение нагруженности элементов несущей конструкции полуприцепа в условиях, характерных для лесной промышленности.

Рама полуприцепа представляет собой сварную конструкцию из полосового проката и гнутого профиля с уступами в передней части над седельным устройством тягача. Лонжероны, имеющие двутавровое сечение, соединены между собой z-образными поперечинами. К концам поперечин прикреплены боковые балки. Элементы рамы изготовлены из низколегированных марок сталей. Подвеска полуприцепа шестирессорная балансирующая.

В качестве измерительной аппаратуры использовалась тензометрическая установка в составе тензоусилителей, светолучевых осциллографов, тензометрических датчиков типа 2ФКПА-20-100. Монтаж аппаратуры и источников питания производился непосредственно на объекте исследований в кабине автомобиля-тягача и на полуприцепе. При проведении экспериментальных исследований использовались опытные дорожные участки с булыжным и гравийным покрытиями. Производился также переезд синусоидальной неровности "косым курсом" как наиболее неблагоприятный случай нагружения.

Первичная обработка полученных в процессе исследований осциллограмм осуществлялась с помощью планшета "Эхо". В результате были получены перфоленты с массивами исходной информации. Дальнейшая обработка данных производилась с помощью ЭВМ ЕС-1020 и включала определение:

- максимальных динамических напряжений;
- математического ожидания и среднеквадратичного отклонения значений напряжений в элементах рамы;
- максимальных суммарных напряжений с учетом статики.

Анализ результатов исследований показывает, что наиболее нагруженными элементами рамы при движении автопоезда по всем типам дорожных покрытий являются лонжерон в средней части и боковая балка. Напряжения на краю нижней полки лонжерона в районе переднего кронштейна крепления рессоры при движении по булыжному покрытию достигали $\sigma_{\Sigma} = 120-130$ МПа, по гравийному — $\sigma_{\Sigma} = 120-135$ МПа. На рис. 1 приведены суммарные напряжения на краю нижних полок лонжерона и боковой балки при движении по дорогам с различными типами покрытий.

Изучение нагруженности элементов несущей конструкции позволяет сделать вывод, что наиболее неблагоприятными скоростями движения по опытному дорожному участку с гравийным покрытием являются скорости, близкие к $v = 35$ км/ч. При движении по булыжному покрытию со скоростями 35 и 50 км/ч данные нагруженности были примерно равными. Отсюда следует, что при скорости $v = 35$ км/ч на дороге с гравийным покрытием возрастание напряжений в элементах рамы происходит ввиду возникновения резонансных явлений.

Проведенные исследования микропрофилей опытных дорожных участков показывают, что для данной дороги с гравийным покрытием максимум энергетического спектра воздействия при скорости движения 35 км/ч лежит в районе 26 Гц.

На рис. 2 показана зависимость изменения напряжений, возникающих в

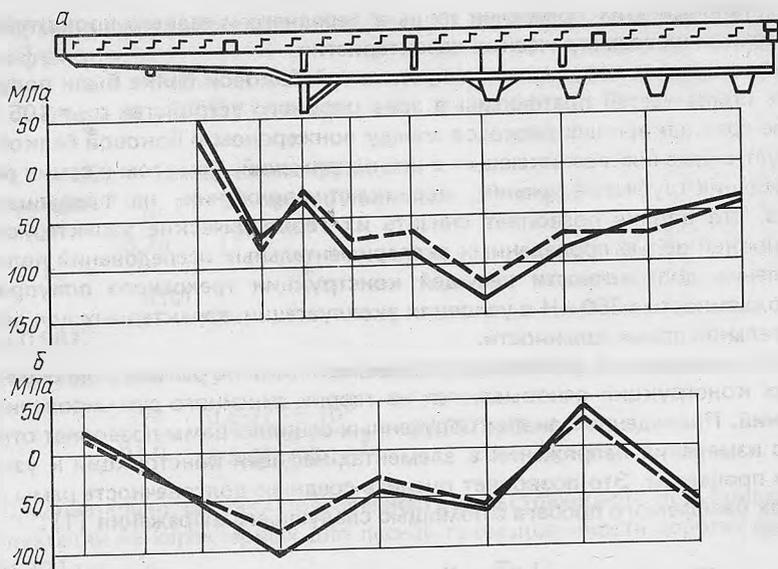


Рис. 1. Суммарные напряжения на краю нижних полок лонжерона и боковой балки при движении со скоростью 35 км/ч по гравийному (сплошные линии) и булыжному (штриховые) покрытию: а — лонжерон; б — боковая балка.

лонжероне в районе переднего кронштейна, от скорости движения на дороге с гравийным покрытием. Напряжения в z-образных поперечинах на участке между лонжеронами ниже напряжений на боковых участках и при движении по различным типам дорожных покрытий не превышали $\sigma_{\Sigma} = 45$ МПа, а при переезде искусственной неровности достигали $\sigma_z = 65,7$ МПа.

Поперечины с замкнутым профилем, установленные в местах крепления кронштейнов рессор, испытывают незначительные как нормальные, так и касательные напряжения (в пределах 45 МПа). Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод о целесообраз-

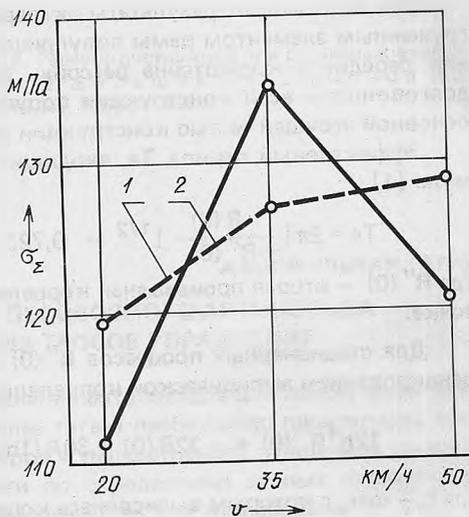


Рис. 2. Зависимость изменения напряжений в лонжероне в районе переднего кронштейна от скорости движения:

1 — гравийное покрытие; 2 — булыжное покрытие.

ности установки этих поперечин лишь у переднего и заднего кронштейнов с уменьшением их геометрических характеристик.

Максимальные напряжения в продольной боковой балке были получены в месте стыка частей платформы в зоне опорного устройства $\sigma_{\Sigma} = 105$ МПа. Наличие трех наклонных расколов между лонжероном и боковой балкой способствует снижению возникающих в ней напряжений. При этом в самих расколах, имеющих трубчатые сечения, возникают напряжения, не превышающие 40 МПа, что вполне позволяет снизить их геометрические характеристики.

Основной целью проведенных экспериментальных исследований является определение долговечности несущей конструкции трехосного полуприцепа грузоподъемностью 250 кН в условиях эксплуатации, характерных для лесозаготовительной промышленности.

Все существующие в настоящее время методики по расчету долговечности несущих конструкций основываются на теории линейного суммирования повреждений. Проведенный анализ полученных осциллограмм позволяет отнести процесс изменения напряжений в элементах несущей конструкции к узкополосным процессам. Это позволяет оценить среднюю долговечность рамы в километрах ожидаемого пробега с помощью следующего выражения [1]:

$$L = \frac{T_e}{T} \frac{l \sigma_{-1k}^m N_0}{\psi(m+2) P(\alpha_0, m+2) R(0)^{m/2}} \quad (1)$$

где T_e — эффективный период; T — продолжительность записи на опытном дорожном участке; l — длина опытного дорожного участка; N_0, m, σ_{-1k} — параметры степенного уравнения кривой усталости элемента; $\psi(m+2)$ — нормировочная постоянная распределения Пирсона третьего типа; $P(\alpha_0, m+2)$ — функция кси-квадрат распределения Пирсона; $R(0)$ — значение корреляционной функции в нулевой точке.

Как показывают результаты экспериментальных исследований, самым нагруженным элементом рамы полуприцепа является лонжерон в месте крепления переднего кронштейна рессоры. Исходя из этого, определим среднюю долговечность всей конструкции полуприцепа, так как лонжероны являются основной несущей частью конструкции рамы.

Эффективный период T_e , входящий в формулу (1), определяем по формуле [1]:

$$T_e = 2\pi \left[\frac{R(0)}{-R''(0)} \right]^{1/2} = 0,723 \text{ с,}$$

где $R''(0)$ — вторая производная корреляционной функции, взятая в нулевой точке.

Для стационарных процессов $R''(0)$ можно определить численным дифференцированием эмпирической корреляционной кривой в конечных разностях

$$12h^4 R''(0) = -32R(0) + 30R(1h) + 2R(2h),$$

где h — шаг, с которым вычислялась корреляционная функция процесса, в нашем случае $h = 0,05$.

Нормировочную постоянную $\psi(m+2)$ можно вычислить через полную гамма-функцию

$$\psi(m+2) = 2^{m/2} \Gamma(1+m/2) = 8,$$

где $\Gamma(1+m/2)$ — полная гамма-функция.

Функция $P(\alpha_0, m+2)$ протабулирована [2] и при

$$\alpha_0 = \frac{(0,7\sigma_{-1к})^2}{R(0)} = 1,3$$

равна 0,961.

Подставив все полученные значения в формулу (1), получим:

$$L = \frac{0,324}{61,6} \frac{0,6 \cdot 27^4 \cdot 5 \cdot 10^6}{8 \cdot 0,961 \cdot 270,8^2} = 297628,82.$$

Следовательно, средняя долговечность рамы трехосного полуприцепа при эксплуатации на характерных для лесной промышленности дорогах примерно равна 300 тыс. км.

Одним из путей снижения значительных динамических нагрузок, передаваемых от переднего кронштейна рессоры на лонжерон, является установка упругой прокладки между кронштейном и лонжероном. Этой цели можно добиться также изменением конструкции опор, так как ввиду большой жесткости рамы в месте задней тележки получается как бы защемление лонжеронов, что и вызывает значительные напряжения перед передним кронштейном. Установка двух более грузоподъемных осей с двухскатной ошиновкой вместо трех односкатных позволит значительно снизить эти напряжения и увеличить долговечность всей несущей конструкции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гусев А.С., Светлицкий В.А. Расчет конструкций при случайных воздействиях. — М.: Машиностроение, 1984. — 240 с. 2. Б о л ь ш е в Л.Н., С м и р н о в Н.В. Таблицы математической статистики. — М.: Наука, 1965. — 464 с.

УДК 629.114.3

А.И.КИРИЛЬЧИК (БТИ)

АНАЛИЗ РАБОТЫ СЦЕПКИ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА С УЧЕТОМ ДЕФОРМАЦИИ ТРОСОВ УПРАВЛЕНИЯ

При проектировании систем управления автопоездов для обеспечения движения колес прицепного звена по колее тягача необходимо производить точную оценку конструктивных параметров и передаточного отношения сцепки. В работах [1, 2] изложены методики по определению данных параметров, но они не дают достаточной точности расчетов, так как разработаны с учетом