

## РАЗРАБОТКА И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ СТРУКТУРНОЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ ОЦЕНКИ ЛЕСОВОЗНЫХ АВТОПОЕЗДОВ

**Е.В. Кондрашова**

*ГОУ ВПО «Воронежская государственная лесотехническая академия», г. Воронеж*

**Ключевые слова и фразы:** динамическая нагруженность; коэффициент динамического усиления; коэффициент перегрузки; рабочий ход; узлы и детали машин.

**Аннотация:** Рассмотрена разработка методов определения динамической нагруженности узлов и деталей с учетом нелинейных связей между звеньями при стационарном внешнем воздействии.

Динамическая нагруженность узлов и деталей лесовозных автопоездов является основной причиной отказов, так как усталостные разрушения и, в некоторой степени, износы являются следствием ударных нагрузок при изменении знака скорости относительного движения звеньев и цикличности приложения внешних и внутренних сил автопоездов. Поэтому разработка методов определения динамической нагруженности отдельных механизмов и деталей автопоездов является важной и актуальной задачей, от правильного решения которой во многом зависит эффективность испытаний.

Современные автопоезда являются сложнейшими конструкциями, в состав которых входит множество взаимодействующих друг с другом звеньев, обладающих различными физико-механическими свойствами: массой, жесткостью, демпфированием и другими. Наличие звеньев, которые допускают упругие смещения масс в механической системе и зазоров в подвижных соединениях, приводит к тому, что кроме основного движения, для выполнения которого предназначен механизм или машина, появляется множество дополнительных, малых по сравнению с основным, но оказывающих существенное влияние на формирование реакций в связях и объемных напряжений в деталях.

Обзор современной литературы по вопросам исследования влияния динамики механизмов на их надежность показал, что до настоящего времени нет количественных методов оценки надежности, хотя, как отмечается многими авторами, такая связь существует, оказывая существенное влияние на ресурсные показатели машин [1].

Усталостные явления в конструкционных материалах, износы пар трения и другое зависят, прежде всего, от цикличности приложения как внешних, так и внутренних, свойственных конкретному механизму или машине динамических нагрузок.

Механизм должен быть приспособлен для восприятия циклической внешней нагрузки. Его свойства должны быть такими, чтобы амплитуда колебаний деформаций или напряжений в звеньях, по крайней мере, были бы соизмеримы с деформациями и напряжениями, вызванными приложением статистической нагрузки.

Для описания динамических свойств механизмов автопоездов вводится ряд показателей, которые характеризуют качественную сторону объектов испытаний. К таким показателям относятся:

1. Рабочий ход на установившемся режиме движения

1.1. Коэффициент нелинейности механизма

$$K_{\text{н}} = \frac{|A|}{\bar{m}_q} - 1,$$

где  $|A|$  – модуль максимальной амплитуды детерминированной нагрузки;  $\bar{m}_q$  – среднее значение нагрузки на установившемся режиме.

Величина  $|A|$  устанавливается по результатам обработки осциллограмм следующим образом.

При  $\frac{d}{dt} [M[\varphi(t)]] = 0$ , находим  $t_0$ , когда  $M[\varphi(t_0)] = \min$ , тогда

$$A = \left| a_1 \cos\left(\frac{2\pi}{z_{cp}} t_0 + \varphi_1\right) + a_2 \cos\left(\frac{4\pi}{z_{cp}} t_0 + \varphi_2\right) + \dots + a_k \cos\left(\frac{2k\pi}{z_{cp}} t_0 + \varphi_k\right) \right|,$$

где  $a_i$  и  $\varphi_i$  – коэффициенты ряда Фурье функции начального возмущения;  $z_{cp}$  период.

Величина  $K_{нл}$  определяется формулой

$$K_{нл} = \left| \frac{a_1}{m_q} \cos\left(\frac{2\pi}{z_{cp}} t_0 + \varphi_1\right) + \dots + \frac{a_k}{m_q} \cos\left(\frac{2k\pi}{z_{cp}} t_0 + \varphi_k\right) \right|.$$

Если максимальная амплитуда детерминированного выходного сигнала равна нулю, то это означает, что в механизме отсутствуют нелинейные связи. Поэтому коэффициент нелинейности  $K_{нл}$  характеризует совершенство конструкции механизма. Чем больше  $K_{нл}$ , тем хуже конструкция. Величина  $K_{нл}$  может принимать разные значения в зависимости от скорости выполнения технологического процесса. Максимальное значение  $K_{нл}$  будет при небольшой скорости.

1.2. Коэффициент модуляции

$$K_{м} = \frac{\sqrt{D} + |A|}{m_q} - 1 = \frac{\sigma}{m_q} + K_{нл},$$

где  $D$  – дисперсия выходного сигнала;  $\sigma$  – среднеквадратическое отклонение выходного сигнала.

Величина дисперсии находится по автокорреляционной функции  $\chi(\tau)$

$$D = \chi(0).$$

Коэффициент модуляции характеризует динамичность случайных и детерминированных процессов в механической системе.

$$K_{м} = \frac{\sigma}{m_q},$$

Если система линейна, то

1.3. Коэффициент динамического усиления

$$K_{уд}(\omega) = \sqrt{\frac{S(\omega)}{S(0)}},$$

где  $S(\omega)$  – спектральная плотность выходного сигнала в зависимости от частоты  $\omega$ . Коэффициент динамического усиления  $K_{уд}(\omega)$  характеризует амплитудно-частотную характеристику механизма, его усилительные свойства. Если  $K_{уд}(\omega) > 1$ , то это значит, что на некоторых частотах возможны резонансные явления. При  $S(\omega) = \max$ , получаем максимальный коэффициент динамического усиления

$$K_{уд\max} = \sqrt{\frac{S(\omega_1)}{S(0)}},$$

где  $\omega_1$  – частота, которая доставляет максимум спектральной плотности  $S(\omega)$ .

2. Холостой ход на установившемся режиме движения

Для удобства анализа конструкции механизма качественные показатели надежности при холостом ходе оставим такими же, как и при рабочей нагрузке.

2.1. Коэффициент нелинейности механизма в режиме холостого хода

$$K_{нл} = \frac{|A_x|}{m_q} - 1,$$

где  $A_x$  – максимальная амплитуда детерминированного сигнала при холостом ходе;  $m_q$  – среднее значение сигнала в установившемся режиме нагружения (при рабочем ходе).

Величина  $A_x$  устанавливается по результатам обработки осциллограмм так же, как в пункте № 1 при рабочем ходе в установившемся режиме движения.

2.2. Коэффициент модуляции при работе механизма на холостом ходу

$$K_m = \frac{\sigma_x}{m_q} + K_{max}$$

где  $\sigma_x$  – среднеквадратическое отклонение выходного сигнала в режиме холостого хода.

2.3. Максимальный коэффициент динамического усиления на холостом ходу

$$K_{ymax} = \sqrt{\frac{S(\omega)_{max}}{S(0)}}$$

где  $S(\omega)$  – спектральная плотность выходного сигнала на холостом ходу.

3. Неустановившиеся режимы движения машин

3.1. Коэффициент перегрузки при спуске

$$K_n^s = \frac{\sum_{i=1}^n P_{imax}}{nm_q}$$

где  $P_{imax}$  – максимальная пусковая нагрузка при реализации процесса;  $n$  – число реализаций.

3.2. Коэффициент перегрузки при мгновенном приложении внешней силы

$$K_n^s = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{F_{maxi}}{F_{спi}}$$

3.3. Показатель затухания при пуске

$$\beta_{max} = \frac{1}{n(\sigma_x)}$$

3.4. Показатель затухания при мгновенном приложении внешней нагрузки

$$\beta_p = \frac{1}{n(\sigma_p)}$$

3.5. Коэффициент перегрузки при переключении

$$K_n^{sp} = \frac{F_{max}}{F_{сп}}$$

где  $F_{max}$  – максимальная нагрузка;  $F_{сп}$  – средняя нагрузка.

Качественные показатели надежности машин могут быть сведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

**Показатели динамической нагруженности машин на установившемся режиме движения**

Показатели	Рабочий ход	Холостой ход
Коэффициент нелинейности	$K_n$	$K_{max}$
Коэффициент модуляции	$K_m$	$K_{max}$
Максимальный коэффициент динамического усиления	$K_y$	$K_{ymax}$

Таблица 2

**Показатели динамической нагруженности машин на неустановившихся режимах движения**

Коэффициент перегрузки при пуске	$K_n^s$
Коэффициент перегрузки при мгновенном приложении внешней силы	$K_n^p$
Коэффициент перегрузки при переключении	$K_n^{sp}$
Показатели затухания переходных процессов	$\beta_{max}, \beta_p$

При сравнении образцов модернизированной и старой техники показатели, сведенные в таблицу, являются объективным критерием оценки.

*Список литературы*

1. Бурмистрова, О.Н. К вопросу исследования надежности звеньев лесовозного автопоезда / О.Н. Бурмистрова // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. – 2005. – № 3. – С. 119–122.

© Е.В. Кондрашова, 2009