

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕМПФИРОВАНИЯ В РЕССОРНОМ ПОДВЕШИВАНИИ ТЯГОВОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Розглянуто питання визначення характеристики параметрів демпфірування екіпажа залізничного транспортного засобу. Одержані в результаті теоретичних й експериментальних досліджень робочі формули визначення відносного коефіцієнта демпфування для ресорного підвішування залізничного транспортного засобу.

Рассмотрены вопросы определения характеристики параметров демпфирования экипажа ж.-д. транспортного средства. Получены в результате теоретических и экспериментальных исследований рабочие формулы для определения относительного коэффициента демпфирования для ресорного подвешивания ж.-д. транспортного средства.

The article considers the issues of determining specific parameters of rail vehicle damping. As a result of theoretical and experimental research working formulas for determination of the relative damping coefficient for vehicle spring suspension have been obtained.

Приведены результаты определения параметров демпфирования в ресорном подвешивании тягового подвижного состава. Приведены зависимости относительного коэффициента демпфирования от параметров ресорного подвешивания и проведена экспериментальная оценка демпфирования опытного экипажа локомотива.

Тенденция повышения динамических и эксплуатационных качеств подвижного состава выдвигает высокие требования к его техническому совершенству. В настоящее время идет разработка новых, а также модернизация существующих тепловозов с применением эффективных систем ресорного подвешивания, обеспечивающих высокую плавность хода благодаря эффективному демпфированию колебаний. Однако, например, фрикционные гасители колебаний имеют известные недостатки, обусловленные наличием зоны нечувствительности, приводящей к плохой фильтрации высокочастотных возмущений со стороны пути и повышенным их износом, что усложняет их эксплуатацию. Более совершенными являются гидравлические гасители колебаний, но остается проблемой выбор таких характеристик демпфирования и размещения их на экипаже, чтобы обеспечивалось гашение колебаний как вертикальных, так и боковых, а также галопирования кузова, имеющих разные частоты.

В связи с вышеизложенным представляют интерес исследования, направленные на разработку инженерного метода оценки демпфирования колебаний и проверку этого метода путем эксперимента. Теоретическими исследованиями демпфирования в ресорном подвешивании тягового

подвижного состава занимались известные научные школы, созданные: А. Л. Голубенко, С. М. Куценко, В. А. Лазаряном и другими учеными.

Большие успехи по созданию эффективных систем ресорного подвешивания достигнуты во Франции, Германии, Японии при создании тягового и скоростного подвижного состава. Однако до настоящего времени не удалось создать конструкцию ресорного подвешивания с параметрами, удовлетворяющими всем требованиям и приемлемыми для всего многообразия рельсовых транспортных средств.

Целью данной работы является анализ вопросов определения параметров демпфирования в ресорном подвешивании тягового подвижного состава и разработка инженерного метода для теоретической оценки относительного коэффициента демпфирования.

Ходовые качества ж.-д. транспортного средства обеспечиваются стабильностью колебательно-го процесса (ресорного подвешивания) системой рессора-демпфер. Оценка эффективности системы с гидродемпфером рассмотрим на примере работы его параллельно с винтовой пружиной.

Ходовые качества ж.-д. транспортного средства обеспечиваются стабильностью колебательно-го процесса (ресорного подвешивания) системой рессора-демпфер. Оценка эффективности системы с гидродемпфером рассмотрена на примере его работы с винтовой пружиной.

Для определения основных параметров системы демпфирования (декремент затухания относительный коэффициент демпфирования), рассмотрим собственные колебания системы пружина-демпфер (рис. 1) с подрессоренной массой « m ».

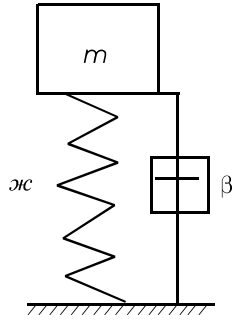


Рис. 1

Дифференциальное уравнение колебаний груза « m » на пружине « $Ж$ » с демпфером – β (см. рис. 1) имеет вид

$$mz'' + \beta z' + \mathcal{J}z = 0, \quad (1)$$

где m – инерционный параметр; βz – сила сопротивления демпфера; $\mathcal{J}z$ – сила сопротивления пружинного комплекта; β – параметр вязкого сопротивления.

Решение этого уравнения ищем в виде (1)

$$Z = Ce^{St}, \quad (2)$$

где C, S – постоянные величины; e – основание натурального логарифма; t – время.

Возьмем первую и вторую производные от выражения (2)

$$z' = CS e^{St}, \quad z'' = CS^2 e^{St},$$

подставив в уравнение (1) и сократив на общий множитель Ce^{St} , тогда общее уравнение будет иметь вид

$$mS^2 + \beta S + \mathcal{J} = 0, \quad (3)$$

где S принимает два значения

$$S_{1,2} = -\frac{\beta}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{\beta}{2m}\right)^2 - \left(\frac{\mathcal{J}}{m}\right)}. \quad (4)$$

При малом сопротивлении в системе демпфирования ж.-д. транспортного средства подкоренное выражение (4) представляет собой мнимое число, т. е.

$$\left(\frac{\beta}{2m}\right)^2 < \frac{\mathcal{J}}{m},$$

тогда получим пару комплексно сопряженных значений и

$$S_{1,2} = -\frac{\beta}{2m} \pm i \sqrt{\left(\frac{\mathcal{J}}{m}\right) - \left(\frac{\beta}{2m}\right)^2} = a \pm ib, \quad (5)$$

где круговая частота колебаний системы с учетом сопротивления гасителя

$$a = -\frac{\beta}{2m}, \quad b = \sqrt{\left(\frac{\mathcal{J}}{m}\right) - \left(\frac{\beta}{2m}\right)^2} = p.$$

При граничном значении, когда подкоренные выражения одинаковы, т. е.

$$\frac{\mathcal{J}}{m} = \left(\frac{\beta}{2m}\right)^2. \quad (6)$$

Назовем граничное значение параметра вязкого сопротивления «критическим», т. е: когда $\beta = \beta_{кр}$ – коэффициент вязкого сопротивления возрастает, достигая критической величины.

Из формулы (6) следует, что

$$\beta_{кр} = \sqrt{4\mathcal{J}m} = 2\sqrt{\mathcal{J}m}. \quad (7)$$

Критическое (**величина вязкого сопротивления**) сопротивление гидродемпфера так велико, что движение системы не будет колебательным, т. е. отношение

$$D = \frac{\beta}{\beta_{кр}} = 1. \quad (8)$$

Это отношение принято называть коэффициентом демпфирования, который (для системы подвешивания на ж.-д.) согласно (4) принимается 0,25...0,3.

Формулу (8) можно представить в другом виде, например, через действительную и мнимую часть **характеристического** уравнения (5)

$$S_{1,2} = a \pm bi;$$

$$a = -\frac{\beta}{2m}; \quad b = \sqrt{\left(\frac{\mathcal{J}}{m}\right) - \left(\frac{\beta}{2m}\right)^2}$$

отсюда получаем $\beta = 2ma$

$$a^2 + b^2 = \frac{\mathcal{J}}{m};$$

$$\sqrt{a^2 + b^2} = \sqrt{\frac{\mathcal{J}}{m}}. \quad (9)$$

Преобразуем формулу (7) к виду

$$\beta_{кр} = 2m\sqrt{\frac{\mathcal{J}}{m}} \quad (10)$$

используем формулы (9) и (10), получим

$$D = \frac{\beta}{\beta_{кр}} = \frac{2ma}{2\sqrt{m\mathcal{J}}} = \frac{2ma}{2m\sqrt{\frac{\mathcal{J}}{m}}} = \frac{a}{\sqrt{\frac{\mathcal{J}}{m}}} = \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}}. \quad (11)$$

Дифференциальное уравнение колеблющейся массы системы (пружина-демпфер) уравнение (1) имеет решение

$$z = z_0 e^{-at} \quad (12)$$

и представляет собой затухающие колебания, закон движения показан на рис. 2.

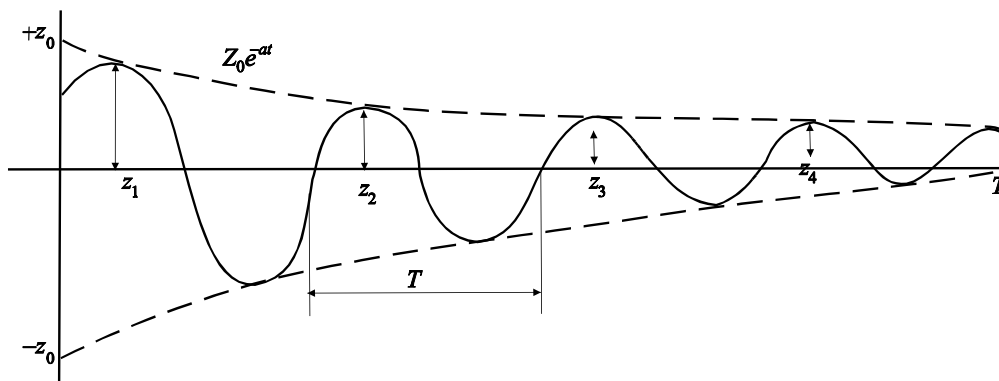


Рис. 2

Отношение двух последовательных амплитуд остается неизменным в течение всего процесса т. е.

$$\frac{z_i}{z_{i+1}} = \frac{z_0 e^{-at}}{z_0 e^{-a(t+T)}} = e^{aT} = \text{const}, \quad (13)$$

где T – период колебания (условный)

$$T = \frac{2\Pi}{b} = \frac{2\Pi}{p},$$

где p – круговая частота систем с учетом сопротивления гасителя, величина

$$\delta = f(T) = \ln \frac{z_i}{z_{i+1}} \quad (14)$$

характеризует темп затухания и называется логарифмическим декрементом колебания (или логарифмическим декрементом). Из формулы

$$a = \frac{\delta}{T} \text{ и } b = \frac{2\Pi}{T}$$

подставляем в формулу (11) и получим

$$D = \frac{\delta/T}{\sqrt{(\delta/T)^2 + (2\Pi/T)^2}} = \frac{\delta}{\sqrt{\delta^2 + 4\Pi^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + (2\Pi/\delta)^2}}. \quad (15)$$

Изложенная методика оценки демпфирования колебаний ж.-д. транспортных средств

Произведение $z_0 e^{-at}$ представляет огибающую кривую затухающих колебаний, где коэффициент, зависящий от вязких свойств системы (коэффициент затухания)

$$a = -\frac{\beta}{2m}.$$

применяется на стадии проектирования – параметры демпфирования подсчитываются по формуле (8). Критический коэффициент сопротивления демпферов

$$\beta_{\text{кр}} = 2\sqrt{m\mathcal{K}} = 2m\omega, \quad (16)$$

где ω – круговая частота свободных колебаний массы

$$\omega_{\text{к}} = \sqrt{\frac{\mathcal{K}}{m}}.$$

Экспериментальная оценка демпфирования колебаний локомотива

Изложенную методику оценки степени демпфирования экипажей применяли на стадии проектирования и перед ходовыми динамическими испытаниями новых тепловозов 2ТЭ121, ТЭП150.

Для возбуждения колебаний подпрыгивания, галопирования и боковой качки тепловоза на рессорах осуществляется его «сброс» с клиньев высотой 30 мм всеми колесными парами. «Сброс» локомотива с клиньев осуществляется как с гасителями колебаний в рессорном подвешивании, так и без них. Испытания проводились на прямом участке пути с нулевым уклоном, рельсы типа Р50 на деревянных шпалах в количестве 1 840 шт/км.

На ленте осциллографа регистрировались вертикальные деформации пружин крайних осей тележек. Осциллограмма колебаний подпрыгивания приведена на рис. 3.

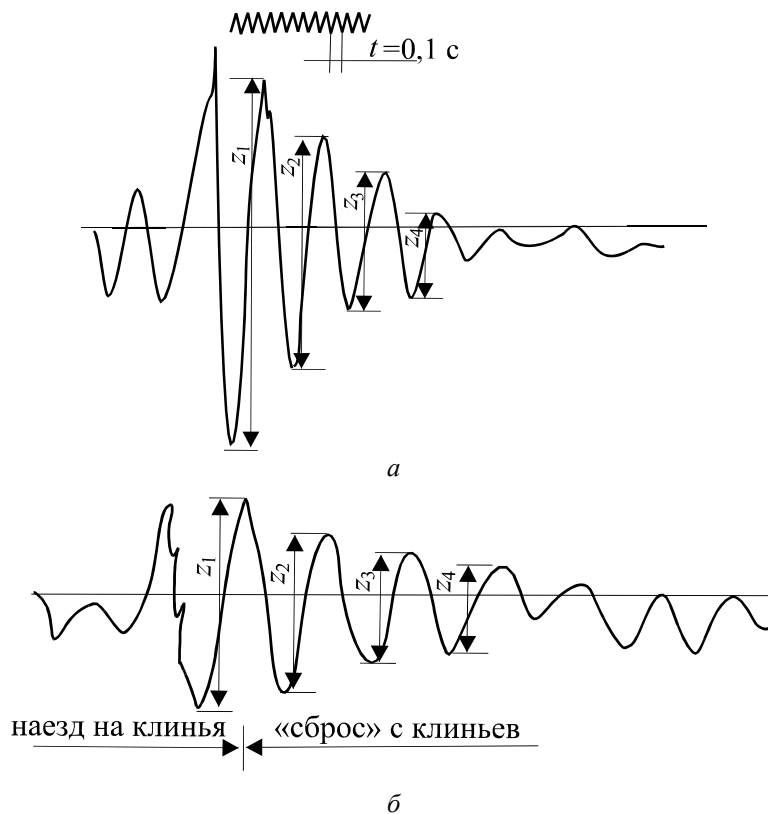


Рис. 3. Осциллограммы записи колебаний подпрыгивания для тепловоза 2ТЭ121:
 а – с гасителями колебаний; б – без гасителей колебаний

Полученные значения собственных частот колебаний приведены в табл. 1.

Коэффициент относительного демпфирования тепловоза рассчитывался по формулам (14),

(15) из отношений амплитуд по осциллограмме затухающих колебаний (см. рис. 3).

Результаты обработки опытных данных приведены в табл. 2.

Таблица 1

Собственные частоты колебаний тепловоза на рессорах

Тип рессорного подвешивания I ступени	Вид колебаний, Гц		
	Подпрыгивание	Галопирование	Боковая качка
Сбалансированное без гидравлических гасителей колебаний	1,8...1,86	1,86...1,93	0,63...0,73
Сбалансированное с гидравлическими гасителями колебаний	1,6...1,8	1,8...1,9	–

Таблица 2

Результаты обработки опытных данных

Тип рессорного подвешивания I ступени	Значения амплитуд, мм				Отношение амплитуд $\eta_n = \frac{z_n}{z_{n+1}} \quad n=1,2,3$			Среднее значение отношения амплитуд $n=3$ $\eta_{cp} = \frac{\sum \eta_n}{3}$	Коэффициент относительного демпфирования
	z_1	z_2	z_3	z_4	η_1	η_2	η_3		
Сбалансированное без гидравлических гасителей колебаний	83,0	52,0	31,0	18,0	1,595	1,675	1,720	1,665	0,0806
Сбалансированное с гидравлическими гасителями колебаний	38,5	27,5	19,5	14,5	1,400	1,41	1,35	1,385	0,0514

Коэффициенты относительного демпфирования для колебаний галопирования и боковой качки определены только для сбалансирован-

ного рессорного подвешивания с гидравлическими гасителями колебаний. Значения этих коэффициентов приведены в табл. 3.

Таблица 3

Коэффициент относительного демпфирования для колебаний галопирования и боковой качки для тепловоза 2ТЭ121

Тип рессорного подвешивания I-й ступени	Значения амплитуд в мм				Отношение амплитуд $\eta_n = \frac{z_n}{z_{n+1}} \quad n = 1, 2, 3$			Среднее значение отношения амплитуд $n = 3 \quad \eta_{cp} = \frac{\sum \eta_n}{3}$	Коэффициент относительного демпфирования
	z_1	z_2	z_3	z_4	η_1	η_2	η_3		
Галопирование	12	7	4,0	2,3	1,715	1,750	1,735	1,735	0,0872
Боковая качка	30	7	1,5	–	4,280	4,670	4,475	4,475	0,2310

Примечание. δ – логарифмический декремент затухания подсчитывают по формуле (18)

Результаты испытаний при сбросе с клиньев тепловоза ТЭП150

В результате обработки записей затухающих колебаний определены частоты собствен-

ных видов колебаний и коэффициента относительного демпфирования.

На рис. 4 приведены образцы осциллограмм собственных колебаний тепловоза, результаты обработки осциллограмм приведены в табл. 4.

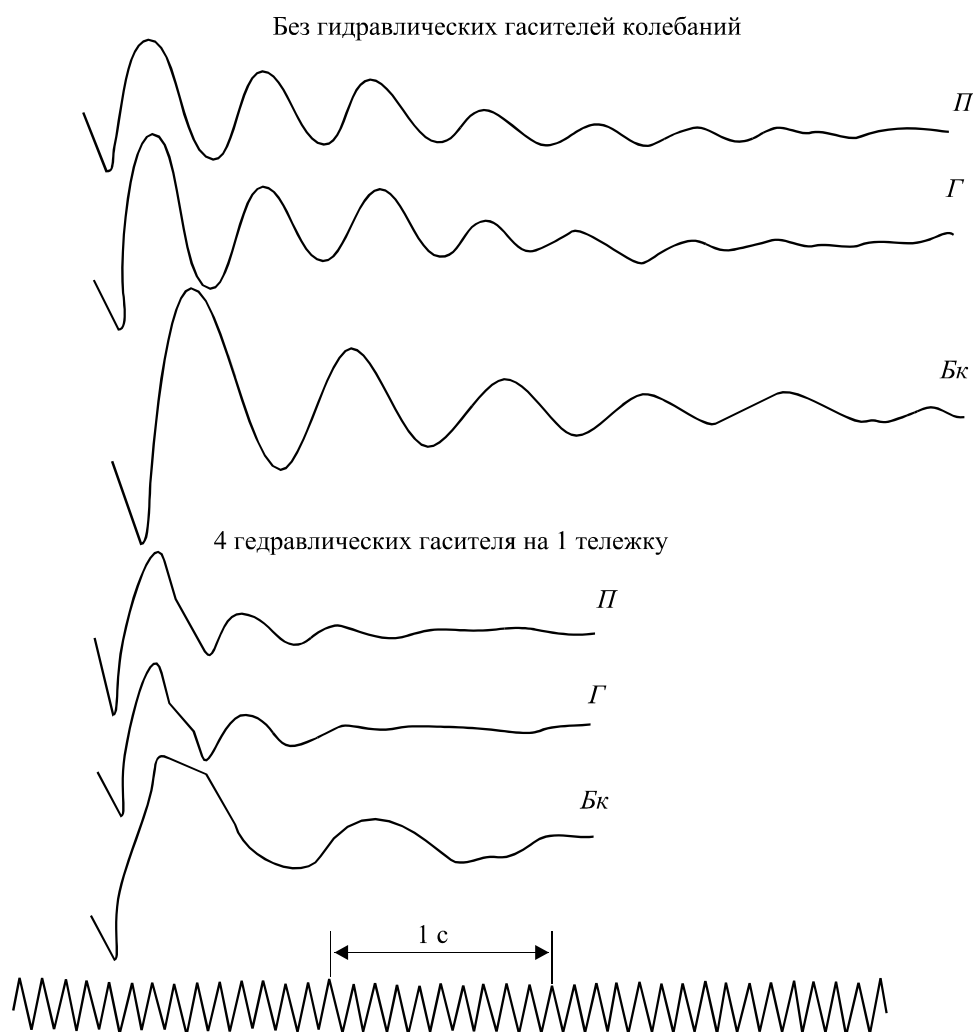


Рис. 4. Образец осциллограммы свободного колебания тепловоза: П – подпрыгивания; Г – галопирования; Бк – боковая качка

Частоты собственных колебаний и коэффициенты относительного демпфирования

Вид колебаний	Тип гасителей	Буксовое рессорное подвешивание				Коэффициент относительного демпфирования
		4 гасителя		Без гасителей		
	Гидродемпфер условный № 680	N периодов до затухания	f , Гц	N периодов до затухания	f , Гц	
Подпрыгивание		2,0...2,5	1,84	6...7	1,95	0,29...0,30
Галопирование кузова	Гидравлический двухстороннего действия	2,0...1,5	1,95	5	2,00	0,28...0,30
Боковая качка		1,5...2,0	0,05	7	0,85	0,27...0,3
Галопирование тележки		–	8,35	–	–	0,25

Выводы

1. Полученные экспериментальные значения коэффициентов относительного демпфирования вертикальных колебаний (0,0806) и галопирования (0,0872) меньше рекомендуемых на практике экспериментальных исследований железнодорожного подвижного состава (0,2...0,25).

2. Коэффициент относительного демпфирования колебаний боковой качки находится в пределах нормы.

3. Для увеличения коэффициентов относительного демпфирования вертикальных колебаний и галопирования рекомендуется уста-

новка на тепловоз дополнительных гидравлических гасителей колебаний во второй ступени рессорного подвешивания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Халфман Р. Л. Динамика / Пер. с англ. В. А. Космодемьянского. – М.: Наука, 1972.
2. Голубенко А. Л. Теоретические и экспериментальные исследования системы рессорного подвешивания вагона дизель-поезда / А. Л. Голубенко, А. С. Петров, К. П. Мищенко и др. // 3б. наук. пр. Луганськ: СНУ ім. В.Даля, – 2003. – Спец. Випуск. – С. 56–61.

Поступила в редколлегия 16.01.2006.