

8-19-2021

## Relationship between Suspension Damping and Stability of Vehicle Hunting Motion

Yan Yong

1. *Ningxia Normal University, School of Physics and Electronic Information Engineering, Guyuan 756000, China;*

Zeng Jing

2. *Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;*

Kun Xu

3. *Baoji CRRC Times Engineering Machinery CO., LTD., Baoji 721000, China;*

Feiyan Zhao

1. *Ningxia Normal University, School of Physics and Electronic Information Engineering, Guyuan 756000, China;*

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the [Artificial Intelligence and Robotics Commons](#), [Computer Engineering Commons](#), [Numerical Analysis and Scientific Computing Commons](#), [Operations Research](#), [Systems Engineering and Industrial Engineering Commons](#), and the [Systems Science Commons](#)

---

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

---

## Relationship between Suspension Damping and Stability of Vehicle Hunting Motion

### Abstract

**Abstract:** In order to avoid or restrain the primary hunting stability of rail vehicles, *correlation between the primary hunting stability and suspension damping parameters under the damping ratio of 0 and 5% is calculated* based on the analysis of suspension parameters on the vehicle modal frequency. *The method to improve the stability of vehicle hunting motion by optimizing suspension parameters is obtained.* The results show that when selecting different damping ratios to calculate the critical stability, the range of damping parameters varies greatly. The lateral damping parameter in a certain range or a larger vertical damping is beneficial to keep the carbody upper sway motion stable. Too large or small vertical damping and too small lateral damping are detrimental to the lower sway stability of the car body. The increase of lateral or longitudinal damping parameter is beneficial to the yaw motion stability of the car body.

### Keywords

railway vehicle, hunting motion, model analysis, stability analysis

### Recommended Citation

Yan Yong, Zeng Jing, Xu Kun, Zhao Feiyan. Relationship between Suspension Damping and Stability of Vehicle Hunting Motion[J]. Journal of System Simulation, 2021, 33(8): 1784-1790.

# 悬挂阻尼与车辆蛇行运动稳定性关系

晏永<sup>1</sup>, 曾京<sup>2</sup>, 徐坤<sup>3</sup>, 赵飞燕<sup>1</sup>

(1. 宁夏师范学院 物理与电子信息工程学院, 宁夏 固原 756000; 2. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031;  
3. 宝鸡中车时代工程机械有限公司, 陕西 宝鸡 721000)

**摘要:** 为避免或抑制轨道车辆一次蛇行稳定性问题, 在分析悬挂参数对轨道车辆蛇行运动模态频率变化规律基础上, 选择阻尼比为 0 与 5% 分别计算车体一次蛇行运动对应的模态稳定性与悬挂阻尼参数的关系, 得到通过优化悬挂参数提高车辆一次蛇行运动稳定性的方法。结果表明, 选择不同阻尼比计算车体一次蛇行临界稳定性时阻尼参数范围差异较大; 一定区间的横向阻尼或较大的垂向阻尼皆有利于保持车体上心滚摆稳定; 过大或过小的垂向阻尼、过小横向阻尼又不利于车体下心滚摆稳定性; 横、纵向阻尼增大有利于车体摇头稳定。

**关键词:** 轨道车辆; 蛇行运动; 模态分析; 稳定性分析

中图分类号: U270.1; TP391      文献标志码: A      文章编号: 1004-731X (2021) 08-1784-07  
DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.20-0237

## Relationship between Suspension Damping and Stability of Vehicle Hunting Motion

Yan Yong<sup>1</sup>, Zeng Jing<sup>2</sup>, Xu Kun<sup>3</sup>, Zhao Feiyan<sup>1</sup>

(1. Ningxia Normal University, School of Physics and Electronic Information Engineering, Guyuan 756000, China;  
2. Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China;  
3. Baoji CRRC Times Engineering Machinery CO., LTD., Baoji 721000, China)

**Abstract:** In order to avoid or restrain the primary hunting stability of rail vehicles, correlation between the primary hunting stability and suspension damping parameters under the damping ratio of 0 and 5% is calculated based on the analysis of suspension parameters on the vehicle modal frequency. The method to improve the stability of vehicle hunting motion by optimizing suspension parameters is obtained. The results show that when selecting different damping ratios to calculate the critical stability, the range of damping parameters varies greatly. The lateral damping parameter in a certain range or a larger vertical damping is beneficial to keep the carbody upper sway motion stable. Too large or small vertical damping and too small lateral damping are detrimental to the lower sway stability of the car body. The increase of lateral or longitudinal damping parameter is beneficial to the yaw motion stability of the car body.

**Keywords:** railway vehicle; hunting motion; model analysis; stability analysis

## 引言

为了满足良好的隔振、减振功能, 并且产生较小的轮轨力, 车辆上必须安装各种阻尼装置, 但由于轨道持续激励, 又是自激系统, 不可避免会激发出复杂的振动现象。目前对轨道车辆横向稳定性方

面的研究主要集中在转向架二次蛇行方面, 因为二次蛇行稳定性与列车运行安全性密切相关<sup>[1-2]</sup>。即便转向架蛇行运动频率超过了车体一次蛇行模态频率, 由于轨道激励作用也会激发出不同类型的车体大幅一次蛇行<sup>[3]</sup>。因此, 为了保证乘坐舒适度, 研究抑制转向架二次蛇行的同时, 如何在特定速度

收稿日期: 2020-05-11

修回日期: 2020-07-22

基金项目: 国家自然科学基金(11790282); 宁夏重点研发计划(引才专项)(2020BEB04040)

第一作者: 晏永(1987-), 男, 博士, 副教授, 研究方向为车辆系统动力学。E-mail: 501230315@qq.com

区间或特殊轨道激扰下提高车体一次蛇行稳定性也十分重要。目前针对轨道车辆一次蛇行稳定性方面分析研究还比较薄弱<sup>[4]</sup>,更多地是研究改进车辆稳定性的控制方法<sup>[5]</sup>。文献[6]论述了当轮对运动频率接近车体固有频率时,车体稳定性变差。文献[7]比较分析了二系横向减振器阻尼特性的改变对两种车辆模型动力学性能的影响。文献[8]揭示了车体横向振动形成的原因,通过转向架将动能传递给车体,即转向架阻尼参数设置的越大,车体振动越强烈,但是调节哪个方向阻尼参数、选择多大值却没有做深入分析。

确定悬挂元件与车辆蛇行运动模态稳定性关系可为有效抑制实际路况下激发出的大幅对应振型的车辆蛇行运动提供理论指导。该方面现有研究文献还很少,文献[9]仅在特定工况下分析了高空声

速飞行器对纵向、横侧向运动模态稳定性。文献[10]对摩托车悬架系统参数进行灵敏度分析和多目标优化,摩托车的摆振和迂回摆动模态稳定性得到明显提升。本文将一系大定位悬挂转向架等效成刚性转向架,建立了七自由度轨道车辆蛇行运动模型,分析不同方向悬挂阻尼、不同最小阻尼比对车体滚摆、摇头运动稳定性的关系。其中考虑工程中可能出现减振器阻尼异常变大、异常减小 2 种情况,悬挂阻尼研究范围要高于实际工程值。

## 1 车辆模型建立

本文将具有一系大定位悬挂刚度的转向架近似等效成刚性转向架,故车辆系统结构可以简化由刚性转向架、车体以及悬挂装置组成,如图 1 所示。

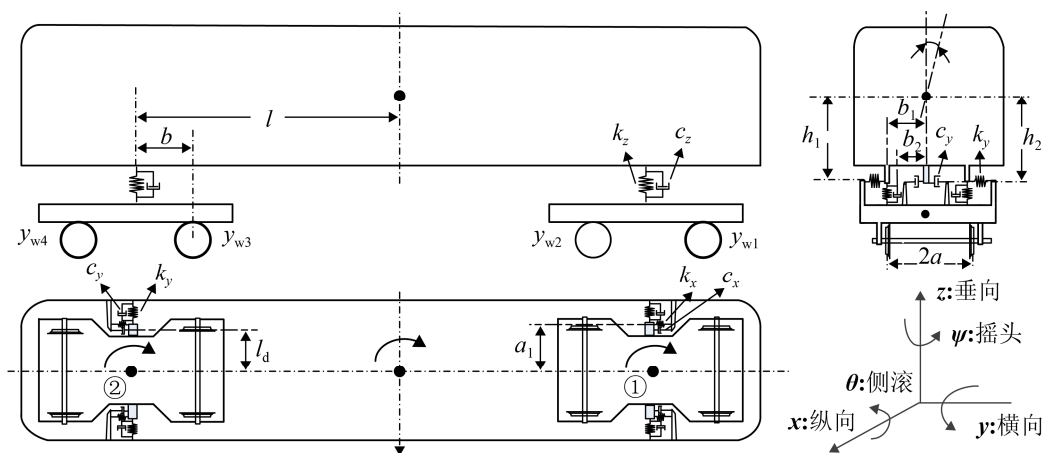


图 1 车辆结构示意图

Fig. 1 Vehicle structure diagram

在文献[11]刚性转向架建模分析基础上,本文建立了七自由度整车蛇行运动数学模型,如式(1)所示,其中车体包含横移  $y_c$ 、摇头角位移  $\psi_c$  与侧滚  $\theta_c$  三个自由度;前、后转向架各包含横移  $y_{t1}$ 、摇头角位移  $\psi_{t1}$  二个自由度,下标  $i=1,2$  分别表示前、后转向架。

$$m_t \ddot{y}_{ti} = -2f_{22} \delta \frac{\dot{y}_{ti}}{v} + 2f_{22} \delta \psi_{ti} - Ne_1 y_{ti} - 2k_y (y_{ti} - y_c + (-1)^i l \psi_c - h_1 \theta_c) - 2c_y (\dot{y}_{ti} - \dot{y}_c + (-1)^i l \dot{\psi}_c - h_2 \dot{\theta}_c)$$

$$J_{t\psi} \ddot{\psi}_{ti} = -\frac{4f_{11} a \lambda_1}{r_0} y_{ti} - 4f_{11} \frac{\dot{\psi}_{ti}}{v} (a^2 + b^2) - 2f_{22} b^2 \delta \frac{\dot{\psi}_{ti}}{v} - Ne_1 b^2 \psi_{ti} - 2k_x a_1^2 (\psi_{ti} - \psi_c) - 2c_x J_d^2 (\dot{\psi}_{ti} - \dot{\psi}_c)$$

$$m_c \ddot{y}_c = 2k_y (y_{t1} - y_c - l \psi_c - h_1 \theta_c) + 2c_y (\dot{y}_{t1} - \dot{y}_c - l \dot{\psi}_c - h_2 \dot{\theta}_c) + 2k_y (y_{t2} - y_c + l \psi_c - h_1 \theta_c) + 2c_y (\dot{y}_{t2} - \dot{y}_c + l \dot{\psi}_c - h_2 \dot{\theta}_c)$$

$$\begin{aligned}
 J_{c\psi}\ddot{\psi}_c &= 2k_x a_1^2 (\psi_{t1} - \psi_c) + 2c_x l_d^2 (\dot{\psi}_{t1} - \dot{\psi}_c) + \\
 & 2k_x a_1^2 (\psi_{t2} - \psi_c) + 2c_x l_d^2 (\dot{\psi}_{t2} - \dot{\psi}_c) + \\
 & 2k_y l (y_{t1} - y_c - l\psi_c - h_1\theta_c) + 2c_y l (\dot{y}_{t1} - \\
 & \dot{y}_c - l\dot{\psi}_c - h_2\dot{\theta}_c) - 2k_y l (y_{t2} - y_c + l\psi_c - \\
 & h_1\theta_c) - 2c_y l (\dot{y}_{t2} - \dot{y}_c + l\dot{\psi}_c - h_2\dot{\theta}_c) \\
 J_{c\theta}\dot{\theta}_c &= -4k_z b_1^2 \theta_c - 4c_z b_2^2 \dot{\theta}_c + 2k_y h_1 (y_{t1} - y_c - \\
 & l\psi_c - h_1\theta_c) + 2c_y h_2 (\dot{y}_{t1} - \dot{y}_c - l\dot{\psi}_c - h_2\dot{\theta}_c) + \\
 & 2k_y h_1 (y_{t2} - y_c + l\psi_c - h_1\theta_c) + 2c_y h_2 (\dot{y}_{t2} - \\
 & \dot{y}_c + l\dot{\psi}_c - h_2\dot{\theta}_c) - 2k_\theta \theta_c
 \end{aligned} \tag{1}$$

式中：车辆系统具体参数含义及数值见表 1 所示。 $\delta$  为左、右轮轨接触角余弦值之和； $e_1$  表示左右轮轨接触角正切值之差一阶系数。悬挂刚度与阻尼参数分别用  $k$  与  $c$  表示。

表 1 车辆系统参数含义及数值  
Tab. 1 Meaning and value of vehicle parameters

符号	含义	数值
$m_c$	车体质量/kg	35 000
$m_t$	转向架质量/kg	5 234
$J_{c\theta}$	车体侧滚转动惯量/(kg·m <sup>2</sup> )	9.35e4
$J_{c\psi}$	车体摇头转动惯量/(kg·m <sup>2</sup> )	1.74e6
$J_{t\psi}$	转向架摇头转动惯量/(kg·m <sup>2</sup> )	8 462.6
$k_x$	纵向刚度/(N/m)	1.5e6
$c_x$	纵向阻尼/(N·s/m)	4.4e5
$k_y$	横向刚度/(N/m)	1.66e5
$c_y$	横向阻尼/(N·s/m)	2.3e4
$k_z$	垂向刚度/(N/m)	1.8e6
$c_z$	垂向阻尼/(N·s/m)	1.3e4
$l$	车辆定距之半/m	9
$b$	转向架轴距之半/m	1.25
$a$	轮对两滚动圆间距之半/m	0.746 5
$r_0$	滚动半径/m	0.457 5
$a_1$	中央弹簧横向间距之半/m	0.95
$b_1$	中央垂向弹簧、减振器横向间距之半/m	1.21
$h_1$	车体重心到中央弹簧上平面的高度/m	0.968
$h_2$	车体重心到中央弹簧横向减振器的高度/m	0.968
$\lambda$	等效锥度	0.2
$l_d$	抗蛇行减振器横向间距之半/m	1.275
$f_{11}$	纵向蠕滑系数	10 <sup>7</sup>
$f_{22}$	横向蠕滑系数	10 <sup>7</sup>

为便于后续系统模态稳定性分析，将车辆系统

运动方程(1)转变为状态空间方程(2)形式，系统矩阵用  $A$  表示。

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \ddot{x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ M^{-1}K & M^{-1}C \end{bmatrix}_A \begin{bmatrix} x \\ \dot{x} \end{bmatrix} \tag{2}$$

式中：向量  $x = \{y_{t1}, y_{t2}, \psi_{t1}, \psi_{t2}, y_c, \psi_c, \theta_c\}$ ； $K$  和  $C$  分别为刚度矩阵和阻尼矩阵； $M = \text{diag}(m_t, m_t, J_{t\psi}, J_{t\psi}, m_c, J_{c\psi}, J_{c\theta})$ ，为质量系数矩阵， $I$  为 7 维单位矩阵。

## 2 模态特性分析

近些年通过线路跟踪试验发现，当动车组以较高速度经过特定区段时，产生短时间、幅值较大，甚至座椅和行李架都出现明显抖动的晃车现象。图 2 为国内某型高速动车组在某次高速试验中测得车体横移加速度时域信息，其中 1 700~1 800 s 时段出现一段振动加速度异常放大的区域，计算横向平稳性指标可知该段区域指标明显增大，并且超过了动车组平稳性合格指标 3.0。通过计算车体和构架的横向振动功率谱密度以及滚振台试验得知二系减振器的设置虽然可以耗散高频振动能量，但在速度较高时具宽频带轨道不平顺也可能会激发出大幅车体低频一次蛇行。

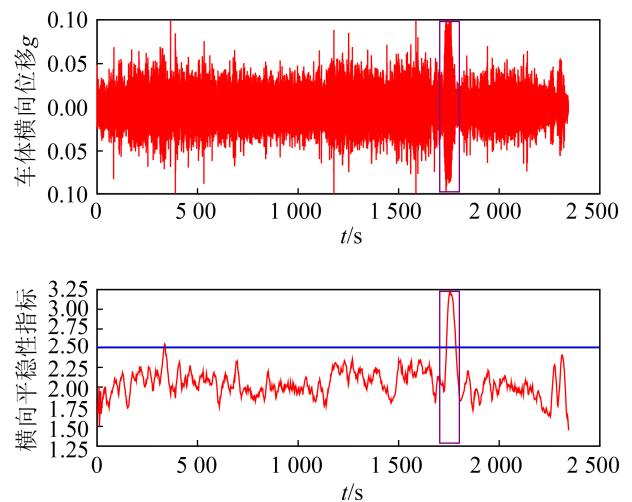


图 2 蛇行运动稳定性与舒适性指标  
Fig. 2 Hunting motion stability and comfort index

由于车体稳定性与二系悬挂参数关联密切，几乎不受运行速度影响。为提高车体稳定性，在设计

阶段优化二系悬挂参数可有效避免各类型车体一次蛇行模态被激发出来。对应的车体振型由下心滚摆、上心滚摆与摇头 3 种模态构成<sup>[5]</sup>, 如图 3 所示。

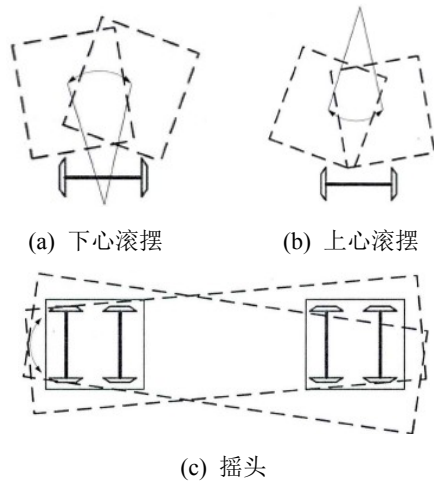


图 3 车体一次蛇行振型示意图  
Fig. 3 Diagram of carbody vibration mode

分析悬挂阻尼对系统固有频率影响时, 固定其他两方向悬挂参数不变, 数值如表 1 所示, 车辆速度选取 60 m/s, 图 4 所示为 3 个方向阻尼参数对固有频率影响, 相比垂向、纵向两方向阻尼参数, 可以看出, 横向阻尼对车体固有频率的影响更加紧密。随着横向阻尼  $c_y$  增大, 车体滚摆、摇头固有频率逐渐减小, 其中摇头固有频率下降最为明显, 当  $c_y > 35$  kN·s/m 后, 摇头固有频率 < 下心滚摆固有频率。垂向阻尼  $c_z$  对车体各类振型对应的固有频率影响都很小; 而纵向阻尼  $c_x$  的提高对车体上心摆与下心摆影响不明显, 但会降低车体摇头固有频率。

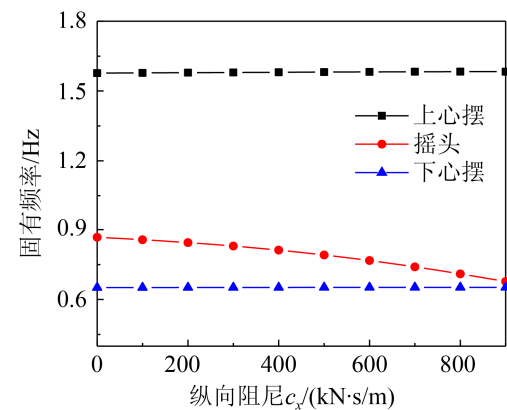
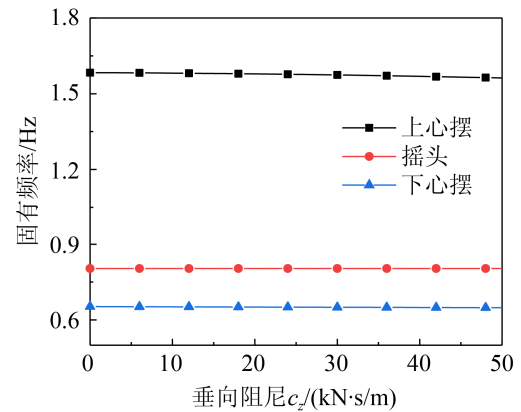
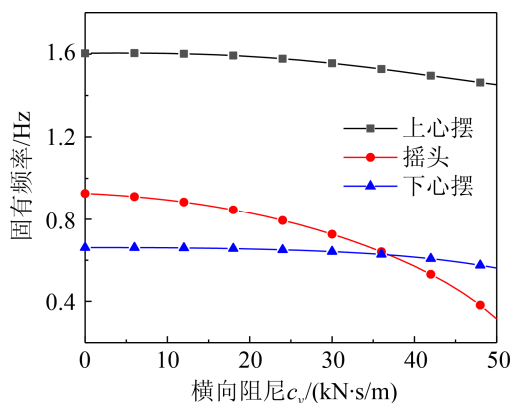


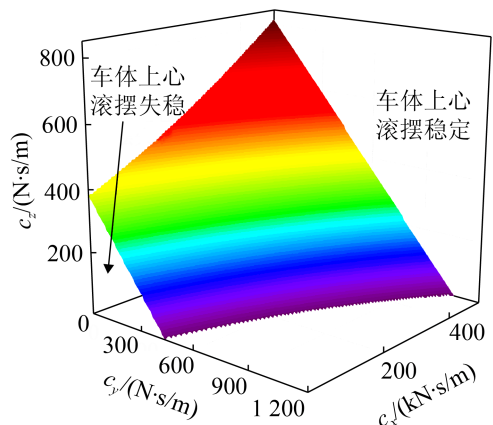
图 4 车体一次蛇行固有频率-阻尼关系  
Fig. 4 Carbody natural frequency and damping parameters

### 3 车辆系统蛇行运动失稳域分析

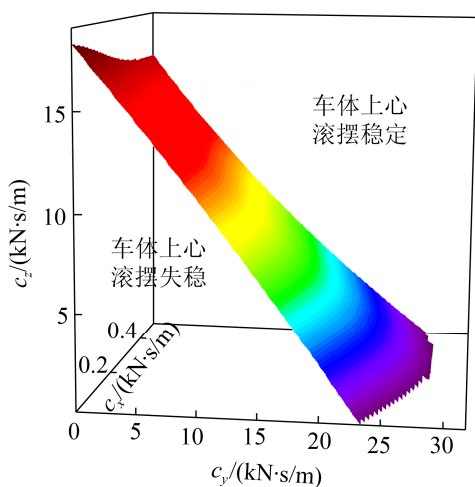
通过计算不同阻尼比时车体振型对应运动在横、纵、垂三个方向阻尼参数的临界稳定空间曲面得到车体一次蛇行模态稳定域空间。其中阻尼参数研究范围先从 0 逐渐增加到表 1 中的车辆参数, 进一步扩大阻尼研究范围, 分析阻尼异常变大对车体各振型稳定性影响。图 5 表示不同阻尼比下阻尼与车体上心滚摆稳定关系。

图 5(a)为临界阻尼比  $\varepsilon=0$  时 3 个方向阻尼构成的车体上心滚摆临界空间稳定曲面。由图可知横、垂向阻尼带来的影响相近, 只需分别满足大于 1 100 N·s/m 与 800 N·s/m 即可保证车体上心滚摆稳定, 但在较小的横、垂向阻尼前提下, 增大纵向阻尼  $c_x$  则会造成车体上心滚摆运动失稳。

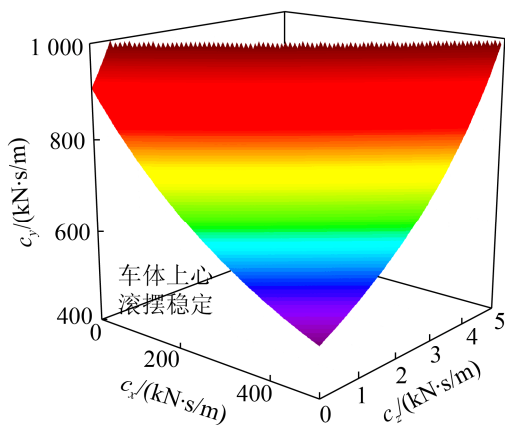




(a) 阻尼比  $\varepsilon=0$



(b) 阻尼比  $\varepsilon=5\%$



(c) 大范围阻尼  $\varepsilon=0$

图5 车体上心滚摆运动与阻尼关系( $v=53\text{ m/s}$ )

Fig. 5 Carbody upper sway stability and damping parameters

图5(b)表示阻尼比为5%时悬挂阻尼对车体上心滚摆稳定性影响,同理横向阻尼 $c_y$ 或垂向阻尼 $c_z$ 的增大有利于提高车体上心滚摆稳定性,而

纵向阻尼 $c_x$ 影响较小。

继续放大3方向阻尼研究范围,相应车体上心摆临界稳定空间曲面如图5(c)所示,当横向阻尼 $c_y > 500\text{ kN}\cdot\text{s/m}$ 时,上心摆稳定性会随横、纵向阻尼增大或垂向阻尼减小转变为不稳定。

图6所示为临界阻尼比为0时临界稳定空间曲面将车体下心滚摆划分为不同的稳定区域,当横向阻尼 $c_y$ 较小时,随着垂向阻尼 $c_z$ 从0逐渐增大,车体下心摆由不稳定转变为稳定状态,再进入不稳定区域,即过小或过大都不利于下心滚摆的稳定性。临界稳定空间曲面与纵向阻尼 $c_x$ 坐标轴近似平行,说明车体下心滚摆稳定性几乎不受纵向阻尼 $c_x$ 的影响。同时横向阻尼 $c_y$ 增大有助于提高车体下心滚摆稳定性。当横向阻尼较大时,研究范围内的垂向阻尼则不会改变车体下心滚摆的稳定性。阻尼比为5%时暂没有分析,原因在后续内容阐释。

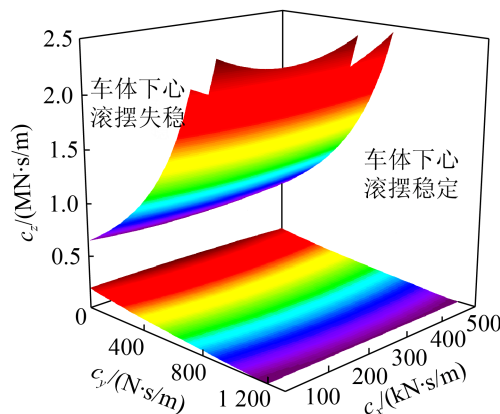


图6 车体下心滚摆运动临界稳定空间曲面( $v=19.4\text{ m/s}$ )  
Fig. 6 Carbody lower sway stability and damping parameters

车体摇头运动稳定域与阻尼关系如图7所示,从图7可以看出在不同阻尼比下车体摇头稳定性主要由横向阻尼 $c_y$ 与纵向阻尼 $c_x$ 共同决定。当横向阻尼 $c_y=0$ 时,需要较大的纵向阻尼才能保持车体摇头稳定,阻尼比为0时,纵向阻尼 $c_x$ 需达到 $52\text{ kN}\cdot\text{s/m}$ ,阻尼比为5%时,需达到 $270\text{ kN}\cdot\text{s/m}$ 。反之纵向阻尼为0时,横向阻尼 $c_y$ 仅要达到较小值从阻尼比为0时的 $0.96\text{ kN}\cdot\text{s/m}$ 提高至阻尼比5%时

的 4.25 kN·s/m 附近, 车体摇头即可保持稳定。对比两图可知车体摇头稳定空间曲面与垂向阻尼  $c_z$  坐标轴近似平行, 即垂向阻尼参数  $c_z$  几乎不会影响车体摇头稳定性。

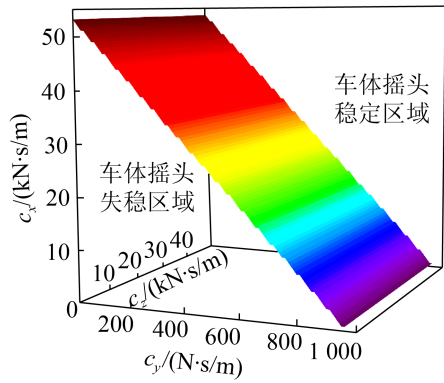
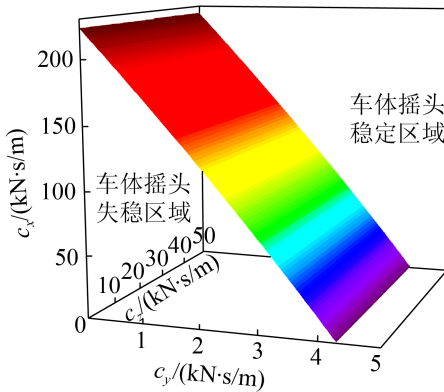
(a) 阻尼比  $\varepsilon=0$ (b) 阻尼比  $\varepsilon=5\%$ 图 7 车体摇头-阻尼参数关系( $v=25$  m/s)

Fig. 7 Carbody yaw stability and damping parameters

综上所述, 车体滚摆、摇头运动稳定性都与横向阻尼参数  $c_y$  有关, 垂向阻尼值  $c_z$  决定车体滚摆稳定性, 纵向阻尼  $c_x$  与车体摇头稳定性密切相关。

针对图 6 讨论没有作出阻尼比为 5% 时的原因, 横向阻尼失效为 0 时, 不同阻尼比对应的垂向阻尼  $c_z$  与车体下心滚摆稳定关系如图 8 所示。当阻尼比为 0 时, 垂向阻尼  $c_z$  将车体下心滚摆划为 3 个区域, 2 个失稳区域与 1 个稳定区域, 过高的或较小的垂向阻尼  $c_z$  都不利于车体下心滚摆的稳定性。随着阻尼比增大至 1% 时, 左、右两部分车体下心滚摆失稳区域靠拢重合, 车体下心滚摆

稳定区域缩小, 且随阻尼比继续增大, 在横向阻尼为 0 前提下没有满足阻尼比为 5% 的车体下心滚摆稳定区域。

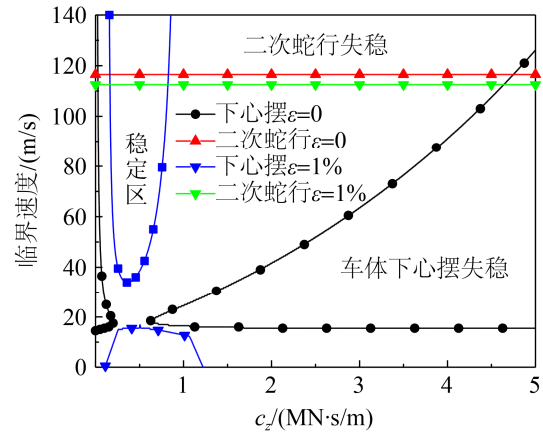


图 8 垂向阻尼与车体下心滚摆稳定性

Fig. 8 Carbody sway motion and vertical damping parameter

## 4 结论

本文计算了不同方向悬挂阻尼对车辆系统蛇行运动模态频率变化规律, 并分析了悬挂阻尼对车体一次蛇行运动稳定性的影响, 具体结论如下:

悬挂阻尼参数对车体一次蛇行模态频率影响较小, 相对而言, 横向阻尼会引起车体各类模态频率小幅度反向变化。

车体滚摆稳定性主要由横向阻尼与垂向阻尼共同决定, 一定范围内适当增大两方向阻尼参数有助于提高滚摆稳定性; 放大阻尼研究范围发现过高的横向阻尼会让稳定的上心摆转变为不稳定状态, 而过大的垂向阻尼又不利于车体下心滚摆稳定性。

车体摇头稳定性主要由横向阻尼与纵向阻尼共同制约, 垂向阻尼影响很小; 当横向阻尼较小时, 需要较大的纵向阻尼才能保持车体摇头稳定。反之纵向阻尼较小时, 横向阻尼小幅值增大即可保证车体摇头稳定。

## 参考文献:

- [1] 张丽平, 李芾. 弹性阻尼耦合轮对铁路客车系统横向稳定性[J]. 交通运输工程学报, 2002(1): 13-19.  
Zhang Liping, Li Fu. Lateral Stability Behaviors of



- Railway Passenger Car System with Elasto-damper Coupled Wheelset[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2002(1): 13-19.
- [2] Park J H, Koh H I, Kim N P. Parametric Study of Lateral Stability for a Railway Vehicle[J]. Journal of Mechanical Science and Technology (S1738-494X), 2011, 25(7): 1657-1666.
- [3] 牛治慧, 苏建, 张益瑞, 等. 基于转向架试验台的轨道不平顺模拟试验[J]. 吉林大学学报(工学版), 2017, 47(2): 400-407.  
Niu Zhihui, Su Jian, Zhang Yirui, et al. Track Irregularity Simulation based on Bogie Test Rig[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2017, 47(2): 400-407.
- [4] Huang C H, Zeng J, Liang S L. Carbody Hunting Investigation of a High Speed Passenger Car[J]. Journal of Mechanical Science and Technology (S1738-494X), 2013, 27(8): 2283-2292.
- [5] 郭全民, 张豪文, 王言. 汽车半主动悬架整车协调控制策略[J]. 系统仿真学报, 2020, 32(4): 700-708.  
Guo Quanmin, Zhang Haowen, Wang Yan. Vehicle Coordination Strategy for Semi-active Suspension Vehicles[J]. Journal of System Simulation, 2020, 32(4): 700-708.
- [6] Thompson D J. Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics: Guidance and stability[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail & Rapid Transit (S0954-4097), 2003, 218(3): 265.
- [7] 李强, 张朝杰, 陈晓洁. 二系横向阻尼对车辆系统动力学性能的影响[J]. 铁道车辆, 2020, 58(5): 1-2, 44.  
Li Qiang, Zhang Chaojie, Chen Xiaojie. Effect of Secondary Lateral Damping on the Dynamics Performance of Vehicle System[J]. Rolling Stock, 2020, 58(5): 1-2, 44.
- [8] Klaus K, Sebastian S. Schienenfahrzeugdynamik[M]. Berlin: Springer, 2007.
- [9] 陈琛, 王鑫, 闫杰. 升力体构型高超声速飞行器模态稳定性分析[J]. 西北工业大学学报, 2010, 28(3): 327-331.  
Chen Chen, Wang Xin, Yan Jie. Modal Analysis of a Liftbody Hypersonic Aircraft[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2010, 28(3): 327-331.
- [10] 冉险生, 杨静, 罗领, 等. 多任务并行的摩托车悬架系统参数多目标优化[J]. 系统仿真学报, 2021, 33(5): 1216-1223.  
Ran Xiansheng, Yang Jing, Luo Ling, et al. Multi-objective Optimization of Multi-task Parallel Motorcycle Suspension System Parameters[J]. Journal of System Simulation, 2021, 33(5): 1216-1223.
- [11] Yan Y, Zeng J. Hopf Bifurcation Analysis of Railway Bogie[J]. Nonlinear Dynamics (S0924-090X), 2018, 92(1): 107-117.