

铁路机车串联 U 型橡胶垫的高圆簧水平向动刚度计算

刘家林,张开林,姚远

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031)

摘要:以一种适配于铁路机车二系高圆弹簧的 U 型橡胶垫为研究对象,对其作用于弹簧的动态静态刚度影响进行数值模拟分析。利用 ANSYS 参数化编程与命令流对弹簧模型和串联模型进行模拟仿真,同时比较两者模型的水平动静刚度。结果表明:静态下的 U 型橡胶垫能有效降低弹簧纵向刚度,对其他向刚度基本没有影响;动态下应对于不同频率激励,U 型橡胶垫都可显著降低弹簧水平刚度。

关键词:铁路机车;U 型橡胶垫;高圆弹簧;频变分析;水平静刚度;水平动刚度

中图分类号:U260.9 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2023)01-0022-04

Calculation of Horizontal Dynamic Stiffness of High Circular Spring Series U-shaped Rubber Pad for Railway Locomotive

LIU Jialin, ZHANG Kailin, YAO Yuan

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: With a U-shaped rubber pad suitable for railway locomotive secondary coil spring as the research subject, its influence on the dynamic and static stiffness of the spring is analyzed by numerical simulation. ANSYS parametric programming and command flow are used to simulate the spring model and the series model, and the horizontal dynamic and static stiffness of the two models are compared. The results show that the U-shaped rubber pad can effectively reduce the longitudinal stiffness of the spring under static condition without basic impact on the other direction stiffness. Under dynamic excitation, for different frequencies, the U-shaped rubber pad can significantly reduce the horizontal stiffness of the spring.

Keywords: railway locomotive; U-shaped rubber pad; flex-coil spring; frequency variation analysis; horizontal static stiffness; horizontal dynamic stiffness

0 引言

铁道车辆以高速和重载两个基准点发展,随着铁道车辆轴重不断增加,关于干线机车转向架对于小曲线半径上的调车作业不适性呈递增趋势^[1]。为改善机车的运行品质及顺利通过小曲线,同时适应轨道的要求,转向架需要一定的横动量位移。通常来讲,二系水平刚度提供抑制转向架相对车体摇头的回转刚度,不利于车辆转向架径向通过小半径曲线。

目前在机车车辆的曲线通过性能的研究中,宋晓文等^[2]研究了缓和曲线的长度延伸可以提高机车车辆的曲线通过速度;刘鹏飞等^[3]针对机车通过曲线路线的基本受力分析,着重研究机车车辆在通过缓和曲线时的悬挂系统内、外侧的垂向动态承载特性;李军等^[4]研究了一系悬挂水平刚度以及二系悬挂中央弹簧的纵向刚度、横向刚度等参数对轨道客车山区小半径曲线通过性能的影响。基于其相关方面的探索,国内外还有很多专家学者进行了研究,但目前对于有效降低二系悬挂水平刚度参数的优化建议较少。

同时,应对于高频激励时,钢卷弹簧对于车体的总体振动值得关注与考虑^[5]。鉴此,本文系基于 U 型橡胶垫,

对调车车辆转向架的二系悬挂外卷弹簧水平动静刚度问题展开研究与探讨。

1 弹簧有限元分析模型

本文基于某调车机车的二系悬挂的双卷弹簧装置的外卷弹簧,展开研究分析。外卷弹簧的基本设计参数如表 1 所示。利用 ANSYS 的参数化编程与命令流,对外卷弹簧进行有限元模型建立。

表 1 外卷弹簧主要参数

参数名称	数值
有效圈数 n	6.1
总圈数 N	7.8
簧条直径 d/mm	47.5
弹簧中径 D/mm	249.5
自由高度 H_0/mm	573.6
工作高度 H/mm	430.5
弹性模量 E/MPa	2.06×10^5
剪切模量 G/MPa	7.85×10^4

基金项目:国铁集团科研开发计划课题项目(N2020J026)

第一作者简介:刘家林(1998—),男,重庆人,硕士研究生,研究方向为机车车辆结构强度与悬挂隔振优化。

1.1 弹簧有限元模型建立

基于基础力学理论,应用 ANSYS APDL 有限元软件建立了外卷弹簧有限元模型。由于弹簧支撑圈切口处形状复杂,所以弹簧模型支撑圈部分采用四面体网格划分,网格单元为 Solid 45;其有效圈部分采用六面体网格划分,网格单元为 Solid 95。模型节点数为 41 334,单元数为 29 299,如图 1 所示。

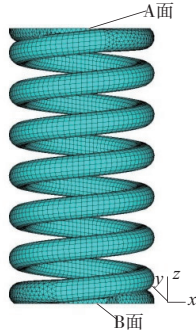


图 1 弹簧有限元模型图

机车车辆二系悬挂系统以钢卷弹簧组成,同时承受垂向载荷与径向载荷,作为超静定结构存在。忽略一些对悬

$$k_{ii} = \frac{f_v}{H_{0i}} \left\{ \frac{f_v}{H_{0i}} - 1 + \frac{\frac{D_i}{H_{0i}}}{\frac{1}{2} + \frac{G}{E}} \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E} \right) \cdot \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \frac{f_v}{H_{0i}}}{\frac{f_v}{H_{0i}}} \right)} \right\} \cdot \tan \left[\frac{f_0}{D_i} \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E} \right) \cdot \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \frac{f_v}{H_{0i}}}{\frac{f_v}{H_{0i}}} \right)} \right]^{-1} \cdot K_{ii} \quad (2)$$

各参数带入式(2),可得外卷弹簧理论径向刚度值 $k_i = 239.98 \text{ N/mm}$ 。

1.3 弹簧静力学分析

弹簧在横向载荷作用下,在弹簧支撑面切口的影响下,垂向刚度随着载荷的变化而变化比较明显^[8],故采用多载荷作用的载荷模式。对于外卷弹簧支撑面 A 端进行全约束,基于弹簧的自由高度和工作高度间的关系,对支撑面 B 端进行多种位移载荷工况,对每个工况进行有 50 个子步的静力学计算分析,工况如表 2 所示。

表 2 外卷弹簧工况 单位:mm

工况编号	纵向位移载荷	横向位移载荷	垂向位移载荷
1	40	—	133
2	—	40	133
3	-40	—	133
4	—	-40	133

根据各子步的位移载荷情况,对全约束支撑端 A 面进行关于支反力提取。由于全约束支撑端面的端面形状呈现不对称性,故对于水平向支反力的提取,存在不确定偏差。同时,弹簧的水平刚度是具有方向性的,关于弹簧模型支反力的提取主要与弹簧支撑端面以及支撑圈的圈数有关,故其支反力选择最小值。利用移动平均法,可得

挂部件参数作用较小的影响因子,对钢卷弹簧以两端面刚性定位,并且车辆水平方向运动过程中弹簧端面保持水平。按照弹簧设计的要求,支撑圈部分的端面至少为 3/4 圈的支撑面^[6]。如果采用力载荷的施加方式,在完全垂直载荷作用下,钢卷弹簧上下支撑面处的合力并不通过簧圈的几何中心,相反是基于中心有所偏离且带有倾斜角度地对弹簧模型进行作用。所以,对于其位移存在不确定性效应,故采用位移载荷的方式,对模型进行受力分析以及刚度参数的获取。

1.2 弹簧模型验证

弹簧的特性曲线对于设计和选择弹簧的类型起指导性的作用,其有直线、曲线、凹(线)线或组合型特性线^[6]。由于设计非线性弹簧,需考虑弹簧各受载下的静变形。为有效获取弹簧刚度,所以本文弹簧采用直线型。当弹簧仅受垂向载荷作用时,螺旋升角几乎不影响,故不考虑,由外卷弹簧的垂向刚度计算公式如式(1)可得^[7]:

$$k_v = \frac{Gd^4}{8nD^3} = 527.245 \text{ (N/mm)} \quad (1)$$

对于弹簧模型的水平刚度,由于理论计算时的横向刚度值,实际上式存在于模型各方向的平均值,并没有参考其方向性,则模型的水平刚度由公式(2)可得^[7]。

关于外卷弹簧有限元模型的各向刚度,如表 3 所示。

表 3 不同模型各向静刚度 单位:N/mm

各项 工况	弹簧模型			串联模型		
	纵向刚度	横向刚度	垂向刚度	纵向刚度	横向刚度	垂向刚度
1	328.87	—	514.85	150.21	—	508.92
2	—	250.38	507.62	—	220.36	504.87
3	263.35	—	508.93	139.73	—	507.98
4	—	345.30	516.20	—	305.30	512.55

2 串联系统的水平静刚度分析

二系水平刚度主要影响横向平稳性和车辆稳定性^[9]。二系水平刚度的增加对车辆稳定性存在改善作用,而对车辆的横向平稳性有所恶化。基于车辆动力学性能,以宏观而言,机车车体及构架的横向振动位移情况会随着二系刚度值的降低而递减,两者呈现正相关的关系。因此,在最佳范围内,采用适当的方法来优化二系水平刚度不仅能够有效降低车体在运行过程中产生的最大水平向位移,还能够有效降低机车构架在某一速度范围内水平振摆的发生,并且能够有效提高机车车辆的曲线通过性能。

2.1 橡胶垫有限元分析模型

传统的圆片式橡胶垫对隔离高频振动及缓和刚性冲

击有显著作用,有利于改善车辆的垂直振动性能。当机车车辆运行于不同线路时,对于纵向刚度和横向刚度的需求不同,圆片式橡胶垫不能较好适应其工作环境。

本文基于外卷弹簧模型的纵向刚度优化,以最大限度不影响其他向刚度参数为出发点,采用一种以U型橡胶垫为主的措施,以降低二系弹簧纵向刚度为目的。U型橡胶模型是由U型面橡胶垫和碳钢结构组成,其材料参数如表4所示。

表4 橡胶模型主要材料参数

参数名称	数值
橡胶弹性模量 E/MPa	6.11
橡胶泊松比	0.497 8
橡胶密度 $\rho/(\text{kg}/\text{mm}^3)$	2.6×10^{-6}
碳钢弹性模量 e/MPa	2.06×10^5
碳钢剪切模量 G/MPa	7.85×10^4

U型橡胶垫采用四面体网格划分,单元数量为32 889,节点数量为52 146,单元类型采用Solid 186。通过采用位移载荷的形式,其横向与垂向位移载荷均为10 mm。经静态仿真分析,在两种工况下U型橡胶垫模型的应力云图如图2所示。可知,U型橡胶垫的横向刚度 $k_t = 4.07 \text{ kN}/\text{mm}$,垂向刚度 $k_v = 87.60 \text{ kN}/\text{mm}$ 。

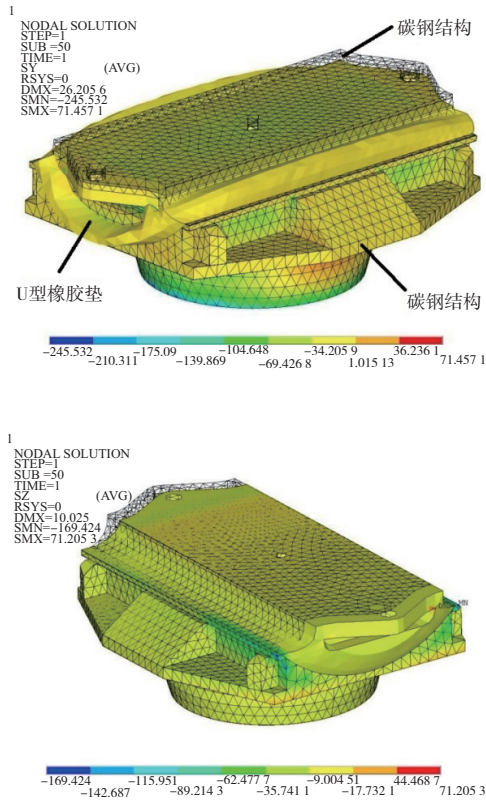


图2 U型橡胶垫应力云图

2.2 弹簧-橡胶垫串联系统有限元分析模型

弹簧-橡胶垫串联系统有两种情况:即螺旋弹簧的两

端都加橡胶垫(如L78型高速转向架)和仅在螺旋弹簧的一端加橡胶垫(206W型转向架和用于硬座车的209型转向架)^[10]。本文采用一端加橡胶垫的串联系统,进行有限元分析。

基于HyperMesh及ANSYS的参数化编程与命令流建立弹簧-橡胶垫串联系统的有限元模型。其中橡胶垫模型采用CDB格式载入ANSYS,弹簧模型采用Mechanical命令流建立。串联模型中,橡胶垫和弹簧的接触端以rbe3的方式连接。机车车辆干线运行时,车体相对于转向架运动。对此,在串联系统中,在橡胶垫端面添加耦合点,耦合橡胶垫端面各点的位移及自由度,对耦合点施加全约束,即对橡胶垫端面进行全约束。同时采用位移载荷的形式,对串联系统的弹簧另一端进行如表2的工况,每个工况进行有50子步的静力学分析。

2.3 串联系统的静刚度影响分析

对于传统的圆片式橡胶垫与弹簧的串联模型,只能相对较好地得到串联系统各个方向的水平刚度,并不能有效区分弹簧的横向刚度和纵向刚度。U型橡胶垫显著提高了串联系统的横向和纵向刚度的识别度,同时有效降低了弹簧纵向刚度。考虑串联系统中有橡胶模型的影响作用因子,故以移动平均法的方式,对系统进行各向刚度的提取,并与弹簧模型进行比较。由于弹簧模型和串联模型施加载荷方式相同,串联系统的水平静刚度优化如表3所示。可知,串联系统的纵向刚度降低了46.9%~54.3%,其他向刚度变化不大。

3 串联系统的水平动刚度分析

铁道车辆线路运行时,由于轮轨作用关系,车辆会受到外部动态激励,引发车体振动。车体的输出响应与和输入激励间的关系,即所谓频响函数(FRF),通过FFT变换从时域变化为频域,FRF最终以复数形式呈现。很多时候,可将频响函数写成部分分式形式:

$$[H(j\omega)] = \sum_{k=1}^m \frac{[A_k]}{(j\omega - P_k)} + \frac{[A_k^*]}{(j\omega - P_k^*)} \quad (3)$$

3.1 动刚度与频响函数的关系

FRF可以用位移、速度和加速度来表征。因此当FRF用不同的物理量来表征的物理意义也有所区别,最广泛使用的是部件单位弹性位移所需的力^[11]。

$$k_{\text{动刚度}} = F_{\text{力幅值}} / V_{\text{位移幅值}} \quad (4)$$

如果响应点和激励点为同置点,则同方向分析得到的FRF称为驱动点响频或原点响频。如果响应点和激励点不满足这个要求,则分析所得FRF称为跨点响频。由于钢卷弹簧在中高频激励下,以振动波动传递效应的存在,载荷端和约束端因弹簧弯曲变形,致使两端产生反力不同。故此,将动刚度 k_d 进一步分为点刚度 k_{dp} 和传递刚度 k_{dt} ^[12]:

$$\begin{cases} k_{\text{dp}} = F_{\text{WP}} / u_m \\ k_{\text{dt}} = F_{\text{WT}} / u_m \end{cases} \quad (5)$$

式中 F_{WP} 、 F_{WT} 分别为载荷端与约束端在以正弦位移幅值

为 u_m 的激励后的支反力幅值。

3.2 水平动刚度变化趋势

对弹簧模型支承面 A 端和串联模型橡胶端进行全约束,对两模型支承面 B 端进行正弦位移激励 $u_1(t)$ 。通过有限元计算,在 ANSYS 系统的 POST26 后处理模块中提取水平向支反力 F_{WP} 和 F_{WT} ,即可得 k_{dp} 和 k_{dt} 。

$$u_1(t) = u_m \sin(\omega t) = u_m \sin(2\pi ft) \quad (6)$$

式中 ω, f 为激励频率。

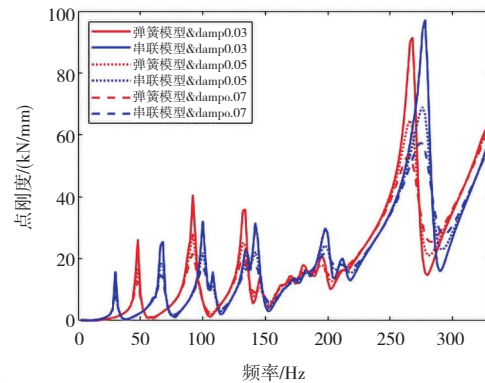
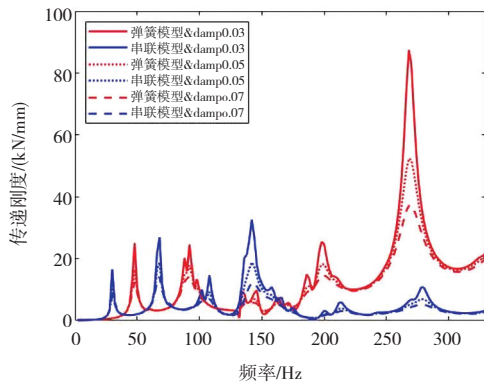


图3 纵向动刚度随激励频率变化的曲线

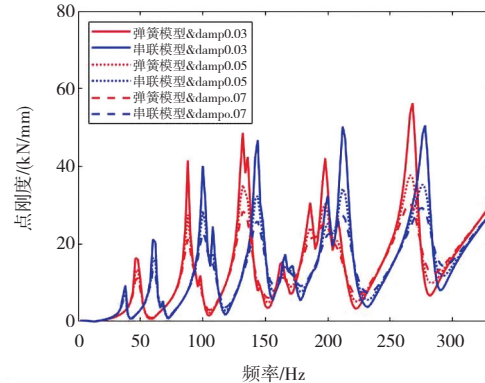
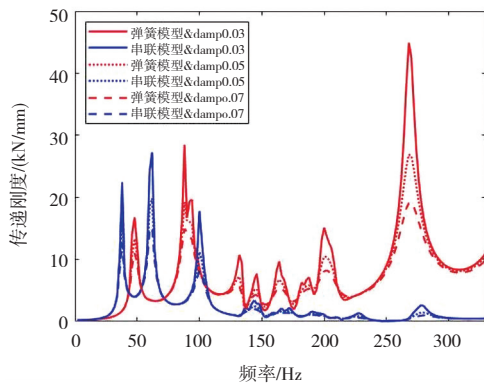


图4 横向动刚度随激励频率变化的曲线

可知,随着阻尼比的递增,弹簧模型和串联模型的 k_d 谷值基本不变, k_d 峰值呈现递减趋势;随着激励频率的增加,动刚度的谷值和峰值交替出现,但弹簧模型的 k_d 值呈现先减后增的趋势,串联模型的 k_d 值呈现递减趋势。在中小频率激励下,串联模型能够有效优化纵向动刚度;在中高频激励下,串联模型对于纵向动刚度和横向动刚度可显著降低 k_d 幅值。

4 结语

本文以某调车二系组合簧外簧为研究对象,研究了弹簧模型、弹簧-橡胶垫串联系统的静态刚度特性和动态刚度特性。基于高圆弹簧的设计参数与材料属性,对弹簧模型进行理论计算和有限元仿真,各向刚度参数基本相符。基于最大限度降低纵向刚度的同时不影响其他向刚度的

考虑到垂向预压缩量及横向位移激励的幅值对螺旋弹簧的水平向动刚度基本没有影响^[13],故串联模型和弹簧模型的加载条件为垂向预压缩量为 40 mm,以幅值为 5 mm 进行水平向激励加载,并且进行阻尼比为 0.03、0.05 和 0.07 的频变分析。改变模型材料的阻尼比参数,可得到在不同阻尼比参数下的弹簧模型和串联模型的 k_d-f 曲线,如图 3 和图 4 所示(本刊黑白印刷,相关疑问请咨询作者)。

目的,设计了 U 型橡胶垫和碳钢结构的橡胶垫组合,开展了降低二系水平刚度的模型动静刚度仿真,探究了 U 型橡胶垫对外弹簧动静刚度的影响。通过 ANSYS 仿真计算,对比分析了动静数值,主要得到如下几点结论。

1) U 型橡胶垫-外弹簧串联模型的纵向静刚度显著降低了 46.9%~54.3%,且符合动力学范畴内纵向刚度数值范围。而横向刚度和垂向刚度基本没有变化,达到了降低二系簧纵向静刚度的目的。

2) 基于不同材料阻尼比,U 型橡胶垫对于降低高圆簧动刚度的影响因子也不同。材料阻尼比增大,U 型橡胶垫对于高圆簧动刚度的影响因子变小。在中小频率激励下,串联模型能够有效优化纵向动刚度;在中高频激励下,串联模型对于纵向动刚度和横向动刚度可显著降低水平向动刚度幅值。

(下转第 29 页)

$$J = \begin{bmatrix} rS & A \\ -rC & B \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中: $S = \text{diag}(\sin \varphi_i)$, $C = \text{diag}(\cos \varphi_i)$, S 和 C 均为 $m \times m$ 的对角矩阵; A 和 B 是 $m \times 3$ 的矩阵, A 和 B 定义为

$$a_{i1} = -1, a_{i2} = 0, a_{i3} = -\cos \varphi_i \quad (9)$$

$$b_{i1} = -1, b_{i2} = 0, b_{i3} = -\sin \varphi_i \quad (10)$$

当 m 较大时, 矩阵 J 将非常稀疏, 且矩阵 J 的左半部分 $\begin{bmatrix} rS \\ -rC \end{bmatrix}$ 是正交的, 可以用正交矩阵来计算矩阵 J 的 QR 分解, 其中 Q 矩阵为

$$Q = \begin{bmatrix} S & C \\ -C & S \end{bmatrix} \quad (11)$$

用 Q 的转置左乘矩阵 J 得到

$$Q^T J = \begin{bmatrix} rI & SA - CB \\ O & CA + SB \end{bmatrix} \quad (12)$$

通过计算一个 $m \times 3$ 的子矩阵, 即可得到雅可比矩阵的 QR 分解

$$CA + SB = UP \quad (13)$$

然后

$$\begin{bmatrix} I & O \\ O & U^T \end{bmatrix} Q^T J = \begin{bmatrix} rI & SA - CB \\ O & P \end{bmatrix} \quad (14)$$

通过回代得到最终解。

在分段扫描前先导入测量场控制点, 其中 12 mm 目标点 (供 C-Track 识别配准)、6 mm 目标点 (供 HandySCAN 700 识别配准)、编码目标点 (辅助 C-Track 识别配准), 导入测量场控制点后, 所有的扫描数据将自动配准到测量场从而达到多源数据融合的目的。

4 结语

本文建立了一套薄壁大尺寸回转体类复合材料零件精准数字化测量方法, 首先通过摄影测量建立了高精度全

局测量场, 实现高精度内外形面整体测量和误差控制。针对内外形面各自特点选用不同扫描设备完成了数据采集, 通过几何定位特征将多段扫描数据融合, 利用 ERS 点拟合对齐到飞机坐标系, 实现了薄壁大尺寸回转体类复合材料零件精准数字化整体测量。

参考文献:

- [1] 王琛. X 射线激光及其应用研究—探针法测量等离子体电子密度实验研究[D]. 北京: 中国工程物理研究院北京研究生部, 2000.
- [2] 司凯文. 三坐标测量机的工作原理及其维护与保养[J]. 煤矿机械, 2018, 39(7): 129-131.
- [3] 刘经佑, 雷枫. 透过式低相干光学干涉方法测量透镜中心厚度[J/OL]. 激光与光电子学进展 (2019-06-26) [2022-11-14]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/31.1690.TN.20190125.1300.036.html>.
- [4] 王延哲, 陈志强, 王雅婷. 基于机器视觉技术的轮轨横向位移测量方法[J]. 铁道建筑, 2018, 58(11): 135-138.
- [5] LYU Q, CAI J R, LIU B, et al. Identification of fruit and branch in natural scenes for citrus harvesting robot using machine vision and support vector machine [J]. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2014, 7(2): 115-121.
- [6] 戚玉涵, 葛浙东, 张星梅, 等. 工业 CT 扫描在原木内部缺陷检测中应用[J]. 木材工业, 2018, 32(6): 38-40.
- [7] 张磊, 石军太, 张庆辉, 等. 鄂尔多斯盆地东南部页岩核磁共振实验研究[J]. 煤炭学报, 2018, 43(10): 2876-2885.
- [8] 刘俊亨, 孙双花, 田明, 等. 基于激光干涉仪的位移传感器标定技术研究[J]. 计量学报, 2017, 38(增刊1): 85-88.
- [9] BAI R, OSTACHOWICZ W, RADZIERISKI M, et al. Vibrational damage detection using fractal surface singularities with noncontact laser measurement[J]. Journal of Vibration and Control, 2016, 22(11): 2569-2581.

收稿日期: 2022-12-25

(上接第 25 页)

参考文献:

- [1] 曲云飞, 吴化敏, 秦美超. HXN_{3B} 型交流传动调车机车一系悬挂装置设计[J]. 轨道交通装备与技术, 2016(3): 16-17, 23.
- [2] 宋晓文, 马卫华, 罗世辉. 缓和曲线长度对车辆曲线通过性能的影响[J]. 电力机车与城轨车辆, 2007, 30(4): 5-8.
- [3] 刘鹏飞, 翟婉明, 王开云, 等. 机车车辆通过缓和曲线时悬挂系统及轮重的动态特性[J]. 中国铁道科学, 2013, 34(1): 67-74.
- [4] 李军, 张云飞, 徐向阳. 悬挂参数对轨道客车小半径曲线通过的影响[J]. 机械设计与制造, 2020(9): 93-96.
- [5] BRUNI S, VINOLAS J, BERG M, et al. Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context [J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(7): 1021-1072.
- [6] 张英会, 刘辉航, 王德成. 弹簧手册[M]. 3 版. 北京: 机械工业出版社, 2017.

- [7] EN13906-1: 2002 圆形金属丝和棒材制圆柱螺旋压缩弹簧计算和设计[S].
- [8] 肖维雄. 二系螺旋弹簧刚度计算[J]. 铁道车辆, 2007, 45(4): 7-9, 45.
- [9] 秦剑生, 徐腾养, 邓国海, 等. 二系空簧横向刚度对高速列车动力学性能的影响[J]. 机械, 2018, 45(8): 6-9, 14.
- [10] 郭荣生. 螺旋弹簧—橡胶垫串联系统的减振性能[J]. 铁道车辆, 1990, 28(10): 14-21.
- [11] 刘丽, 张卫华. 金属弹簧刚度频变分析及等效算法[J]. 交通运输工程学报, 2007, 7(5): 24-27.
- [12] 孙文静, 宫岛, 周劲松, 等. 一系螺旋弹簧动刚度对车辆-轨道耦合振动影响分析[J]. 振动与冲击, 2015, 34(5): 49-55.
- [13] 张名扬, 张开林, 姚远. 螺旋弹簧横向静刚度计算及动刚度频变分析[J]. 机械制造与自动化, 2021, 50(3): 28-32.

收稿日期: 2021-09-27