

机车车辆截锥螺旋压缩弹簧减振设计与研究

凌恺夫¹, 刘建秀², 毛蔚³, 王军⁴

(1. 株洲玻璃厂, 湖南 株洲 412005; 2. 郑州轻工业学院 机电工程学院, 河南 郑州 450002;
3. 深圳信息职业技术学院, 广东 深圳 518029; 4. 天津机辆轨道装备有限责任公司, 天津 300232)

摘要: 通过对弹簧参数的优化设计, 改善了弹簧的动、静特性; 由于该截锥螺旋压缩弹簧垂向刚度的非线性, 可以改善车辆在轻重2种载荷下的动态性能; 优化了弹簧的横向特性, 显著减少了机车车辆在横向载荷下的位移偏移量; 强度、径向稳定性皆满足设计要求。装车应用结果显示, 截锥螺旋压缩弹簧完全可以应用于铁道机车车辆。

关键词: 机车车辆; 减震装置; 截锥螺旋压缩弹簧

中图分类号: TH135.1

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2009)04-0053-05

Exploring the Shock Absorption of Truncated Conical Spiral Compression Spring on Locomotive Vehicle

Ling Kaifu¹, Liu Jianxiu², Mao Wei³, Wang Jun⁴

(1. Zhuzhou Glass Company of China, Zhuzhou Hunan 412010, China;

2. College of Mechanical and Electronic Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou 450002, China;

3. Shenzhen Institute of Information Technology, Shenzhen Gugangdeng 518029, China;

4. Tianjin Machine Track Vehicles and Equipment Limited Liability Company, Tianjin 300232, China)

Abstract: The optimal design for the spring's parameters improves dynamic and static characteristics of truncated conical spiral compression spring. Owing to the non-linear vertical stiffness of the spring, improves the vehicle's dynamic performances under two loads of the light and the heavy, optimizes spring horizontal properties, and significantly reduces the locomotive vehicle displacement in the horizontal load. The strength and radial stability meet the design requirements. Loading application results show that truncated conical spiral compression springs can be used in railway locomotive vehicle.

Keywords: locomotive vehicle; shock absorption device; truncated conical spiral compression spring

0 引言

随着列车速度的提高, 机车车辆振动大大加剧。机车车辆在运行中要获得良好的平稳性, 需要靠弹簧减振装置来保证。弹簧减振装置可用于缓和轨道不平顺对车体上部分的垂向和横向摆动作用。车体减振主要弹性元件是机车车辆的一系二系悬挂弹簧, 它起到了车辆运行时减振、控制运动的作用。由轮缘与轨道

接触产生的纵向和横向振动, 通过机车车辆的一系悬挂弹簧, 传递到转向架, 使转向架产生纵向振动和横向振动, 然后通过转向架和车体连接的二系悬挂弹簧, 传递到车体, 使车体产生(摇晃)振动^[1-3]。

1999年5月, 课题组对在郑州机务段服役的SS8型96号电力机车进行了实时振动测试, 测试分析结果表明: 该车横向振动较大的原因是抗横向振动性能欠

收稿日期: 2009-05-05

基金项目: 广东省科技计划项目(2007B010400065)

作者简介: 凌恺夫(1958-), 男, 湖南株洲人, 株洲玻璃厂教授级高工, 主要从事电力机车测试与振动分析方面的研究,

E-mail: lingkaifu@163.com

佳,列车运行速度达到 110 km/h 以上时,二系圆柱型弹簧在动载荷下严重失稳。

此后,课题组又在郑州机务段对正在服役的 SS8 型 139 号电力机车和 SS7 型 60 号电力机车进行了同一工况、同一线路的实时振动测试,同时也对郑州铁路局 150 次列车、郑州—武昌的中原号车辆和武汉铁路局铁道部重点列车 Z4 武昌直达北京的车辆进行了实时振动测试,在获得大量数据的基础上,做了分析计算。

目前,世界各国尚未有效、安全、经济地解决列车提速后的振动问题。课题组通过测试机车车辆和动力学分析计算,设计制造出机车车辆弹簧样品,并经过对样品弹簧的检测分析与研究,发现截锥螺旋压缩

弹簧在保持机车车辆结构不变的前提下,能有效经济(不增加成本)地解决列车的横向振动问题。

1 截锥螺旋压缩弹簧设计参数

1.1 材料分析

原机车所用弹簧材料为 50CrMo,改进后的弹簧所用材料为 50CrMoV4,经试验和金相分析计算,50CrMoV4 的淬透性能和硬度都比 50CrMo 的好,其化学成分与机械性能符合 EN10089 标准要求^[1-4],具体详见表 1、2。

1.2 设计参数

原设计为圆柱螺旋压缩弹簧,改进设计为截锥螺旋压缩弹簧(下同),各设计参数详见表 3。

表 1 材料化学成分

Table 1 Chemical compositions of the material

牌号	化学成分 / %									
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	V	Cu	Sn
52CrMoV4	0.48~0.56	≤ 0.40	0.70~1.10	≤ 0.015	≤ 0.015	0.90~1.20	0.15~0.30	0.10~0.20	≤ 0.20	≤ 0.020

表 2 材料机械性能

Table 2 Mechanical properties of the material

牌号	热处理工艺	力学性能		
50CrMoV4	860±10℃油淬、450±10℃回火	屈服强度 ≥ 1300 MPa	抗拉强度 ≥ 1450~1700 MPa	断面收缩率 ≥ 7% 20℃时冲击功 ≥ 10J

表 3 弹簧设计参数

Table 3 Design parameters of the spring

弹簧设计状态	旋向	弹簧总圈数 n_t /圈	弹簧有效圈数 n_e /圈	簧丝直径 d /mm	D /mm	弹簧自由高度 H_0 /mm	工作载荷 P_1 /N
原设计	右	7.7	6.2	48	238	489	55 533
改进设计	右	7.9	6.4	48	R_1 /mm 105 R_2 /mm 121.5	478	55 533

1.3 弹簧主要性能指标

弹簧主要性能指标对照,详见表 4。

表 4 弹簧性能指标

Table 4 Performance indicators of the spring

弹簧设计状态	质量/kg	弹簧变形量 F_1 /mm	弹簧工作高度 H_1 /mm
原设计	82.1	89.1	399.9
改进设计	80.1	79.7	398.3

观察表 4 的数据可以看出,改进后的截锥弹簧设计工作高度与原设计接近,工作负荷下弹簧变形量低于原设计 9.4 mm,每件弹簧设计减重 2 kg。

2 截锥螺旋压缩弹簧的横向刚度

在研究截锥螺旋弹簧的横向刚度时,可以把它转换为当量螺旋压缩弹簧,其平均直径为 $D_e=R_1+R_2$,这样把它看作为一个弹性圆柱体而用弹性理论方法加以解决。但在推导横向刚度计算公式时,根据螺旋弹簧

的特点,考虑了垂向载荷和剪切变形的影响。

图 1 中 a) 是截锥螺旋压缩弹簧的一般工况,即下端为刚性固定,上端为自由状态,并且承受垂向载荷 P 、横向载荷 Q 和力矩 M 。

在同时考虑垂向载荷和剪切变形因素影响时,图 1 系统自由端部的横向挠度为:

$$\delta_1 = (\delta_M + \delta_Q j), \quad (1)$$

其中 $j = 1 + \frac{3}{H^2} \frac{\alpha}{\beta}$, 表示剪切变形对横向挠度的影响,对于其平均直径为 D ,簧条直径为 d ,有效圈数为 n ,有效工作高度为 H 的螺旋弹簧,其当量圆柱的弯曲刚度 α 和剪切刚度 β 分别为^[5-6]:

$$\begin{cases} \alpha = \frac{Ed^4H}{32nD(2+\mu)}, \\ \beta = \frac{Ed^4H}{8nD^3}, \end{cases} \quad (2)$$

式中: E 是弹性模量;

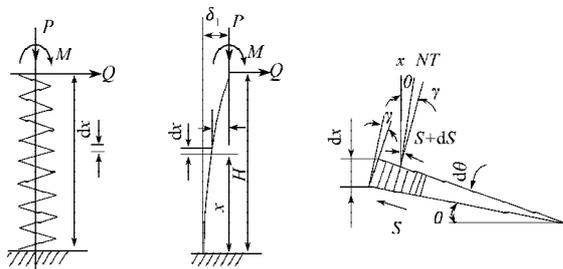
μ 是泊松比, 可取 $\mu = 0.3$, 因而 $\alpha/\beta = 9.2$ 。

假如弹簧端部没有力矩作用, 则:

$$\delta_1 = \frac{QH^3}{3\alpha} j i, \quad (3)$$

其中 $i = \frac{1}{1 - P/P_{cr}}$, 表示垂向载荷对横向挠度的影响, 在这种情况下, 利用上述数值关系, 可将式 (3) 以横向和垂向挠度比的形式表示为:

$$\frac{\delta_1}{\delta_v} = \frac{Q}{P} \left[1.18 \left(\frac{H}{D} \right)^2 + 0.384 \right] i. \quad (4)$$

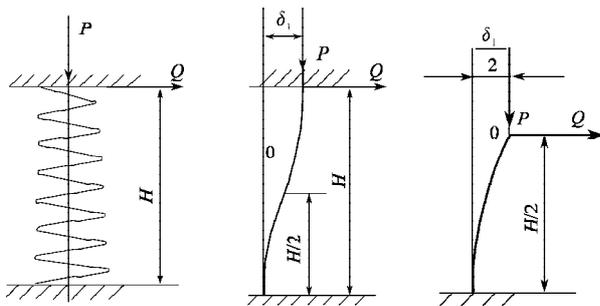


a) 一般工况 b) 当量圆柱系统 c) 剪切变形

图 1 截锥螺旋压缩弹簧工作形态

Fig. 1 The working condition of truncated conical spiral compression spring

另外, 在实践中通常使螺旋弹簧的上下支承面在运动过程中保持平行 (如图 2 所示)。



a) 上下支撑面 b) 当量圆柱系统 c) 半当量圆柱系统

图 2 截锥螺旋压缩弹簧运动状态

Fig. 2 The movement of truncated conical spiral compression spring

在这种情况下, 其当量圆柱的中间断面处 (图 2 中 b) 之 O 点) 弯矩为 0, 因而可以取其当量圆柱的 1/2 作为一端刚性固定、另一端为自由端之圆柱 (图 2 中 c)) 来进行研究。因此, 计算这个系统的数学方法将与图 1 中 b) 在 $M=0$ 时的完全一样, 而只要把所得的横向挠度值乘以 2 便是所要求解的结果了。

通过这个方法可得关于其上下支承面严格保持平行的当量螺旋压缩弹簧之有关计算公式如下:

$$\delta_1 = \frac{QH^3}{12\alpha} j i = \frac{QH^3}{12\alpha} \left[1 + 1.3 \left(\frac{D}{H} \right)^2 \right] i, \quad (5)$$

$$\frac{c_v}{c_1} = \left[0.295 \left(\frac{H}{D} \right)^2 + 0.384 \right] i, \quad (6)$$

$$i = \frac{1}{1 - P/P_{cr}}, \quad (7)$$

$$\frac{P}{P_{cr}} = \left\{ 1.3 \left[\sqrt{1 + 4.29 \left(\frac{D}{H} \right)^2} - 1 \right] \right\}^{-1} \frac{\delta_v}{H}, \quad (8)$$

式中的有效工作高度 H 是指当量螺旋弹簧在有效垂向载荷下其上下端面之间的高度 H' 和簧条直径 d 之差, 即 $H = H' - d$ 。

3 横向稳定性曲线

从保证弹簧必要的横向稳定性考虑, 其允许的最大横向变形量 $[\delta_{max}]$ 及允许的最大横向载荷 $[Q_{max}]$ 是与弹簧的工作高度 H 成反比, 而当弹簧横向变形增加到使相邻簧圈接触后, 其有效工作高度 H 将相应减小, 因而 $[\delta_{max}]$ 及 $[Q_{max}]$ 将可增大。在工作高度相等的情况下, 横向刚度实验曲线如图 3、4。

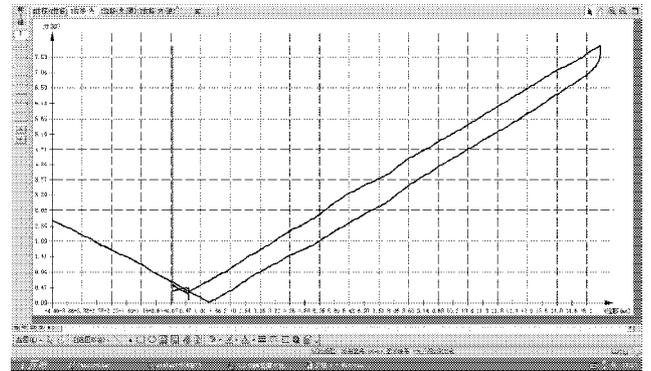


图 3 横向刚度曲线 (截锥型弹簧)

Fig. 3 Lateral stiffness curve (truncated conical spring)

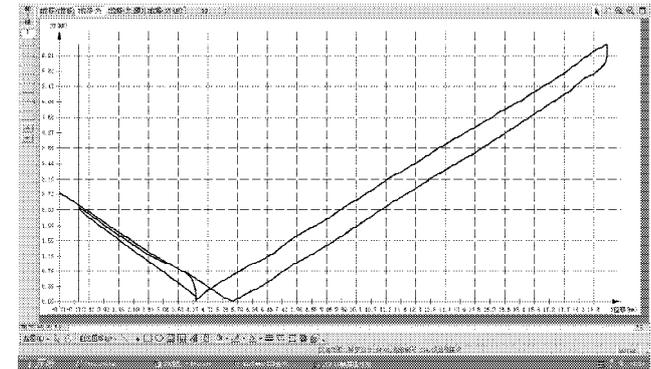


图 4 横向刚度曲线 (圆柱型弹簧)

Fig. 4 Lateral stiffness curve (column helical spring)

由实验结果可得到：截锥型螺旋压缩弹簧的横向刚度为0.44 kN/mm，横向弯曲力为0.54 kN，横向偏移量为1.53 mm；而圆柱型螺旋压缩弹簧的横向刚度为0.42 kN/mm，横向弯曲力为2.38 kN，横向偏移量为5.68 mm。截锥型螺旋压缩弹簧的横向刚度、横向弯曲力、横向位移偏移量均大大低于圆柱型螺旋压缩弹簧，其中横向位移偏移量降低了73%，横向弯曲力降低了77%。

4 设计实例

已知：车体质量 $M=50\text{ t}=50\,000\text{ kg}$ ，频率 $f=2\text{ Hz}$ 。

4.1 圆柱螺旋压缩弹簧

最大横向位移 $A_1=70\text{ mm}=0.07\text{ m}$ ，车体位移可以写为下式： $x=A_1\sin\omega t=0.07\sin 4\pi t$ ，故

$$|\ddot{x}|=0.07 \times (4\pi)^2 \sin 4\pi t。$$

由达郎伯原理，在任何情况下质点所受的主动动力、约束力和惯性力为一平衡力系，因此，由车体晃动而引起的横向力和车体自重产生的惯性力平衡。惯性力是力概念的扩展，是一种非相互作用力，原因是由于参考系本身相对于惯性系作加速运动。然而，惯性力都具有和真实力一样的力的量纲、力的表现效应，如加速运动车厢中弹簧的变形效应。下面根据列车简化模型，作出质点的简化受力图，如图5所示。

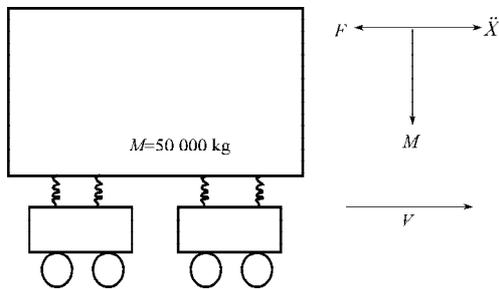


图5 列车简化模型

Fig. 5 Simplified model of the train

图5中，

$$F = M|\ddot{x}| = 50 \times 10^3 \times 0.07 \times (4\pi)^2 \sin 4\pi t = 5.52 \times 10^5 \sin 4\pi t,$$

$$F_{1\max} = 5.52 \times 10^5 \text{ N}。$$

4.2 截锥螺旋压缩弹簧

在设计中计算得知：截锥形螺旋压缩弹簧轴向刚度为 $8.0 \times 10^5 \text{ N/m}$ ，横向刚度为 $1.38 \times 10^5 \text{ N/m}$ ，弯曲刚度为 $4.5 \times 10^5 \text{ N/m}$ ；圆柱形螺旋压缩弹簧轴向刚度为 $6.6 \times 10^5 \text{ N/m}$ ，横向刚度为 $1.15 \times 10^5 \text{ N/m}$ ，弯曲刚度为 $4.2 \times 10^5 \text{ N/m}$ ；最大横向位移为 $A_2=40\text{ mm}=0.04\text{ m}$ ；

$$F = M|\ddot{x}| = 50 \times 10^3 \times 0.04 \times (4\pi)^2 \sin 4\pi t = 3.105 \times 10^5 \sin 4\pi t,$$

$$F_{2\max} = 3.105 \times 10^5 \text{ N}。$$

圆柱形弹簧和截锥形弹簧振动加速度和振动速度计算对比列于附表1。

4.3 比较

1) 截锥型弹簧与圆柱型弹簧的最大横向位移减少量 $\Delta A = A_1 - A_2 = 0.07 - 0.04 = 0.03\text{ m}$ ；最大横向力减少量 $\Delta F = F_{1\max} - F_{2\max} = 2.415 \times 10^5 \text{ N}$ ；

2) 从截锥型弹簧和圆柱型弹簧在机车运行中车体振动加速度和振动速度计算分析得知，截锥型弹簧比圆柱形弹簧的振动烈度下降了20%~30%。

5 结语

理论分析和实践证明：本课题组研制的铁道车辆截锥螺旋压缩弹簧减振装置，在满足原设计要求的情况下，通过对弹簧参数的优化改进，大大改善了列车在高速运行状态下的剧烈振动问题，使得列车的整体运行质量得到了较大的提高。在保持机车车辆结构不变，不增加机车车辆部件成本的前提下，该系列弹簧能有效安全地解决因列车提速而产生的横向振动的问题，降低振动烈度，提高列车运行品质。

课题组其他成员：关惠玲，邵华平，陈华，汪波，刘同峰，杜学绚，张东升，胡均平，封力民，唐和生，都兴海，李跃明。

参考文献：

- [1] 张英会. 弹簧手册[M]. 北京：机械工业出版社，2008.
Zhang Yinghui. A Spring Handbook[M]. Beijing: China Machine Press, 2008.
- [2] 凌恺夫. 圆锥螺旋弹簧在机车车辆上应用的研究[J]. 株洲工学院学报，2001，15(3)：48-51.
Ling Kaifu. Application Research of Cone Spiral Spring on Locomotive Vehicle[J]. Journal of Zhuzhou Institute of Technology, 2001, 15(3): 48-51.
- [3] 赵叔东. 韶山8型电力机车[M]. 北京：中国铁道出版社，1998.
Zhao Shudong. Shaoshan Type 8 Electric Locomotives[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 1998.
- [4] 沃尔 A.M. 机械弹簧[M]. 泽惠民译. 北京：国防工业出版社，1981.
Waldo A.M. Mechanical Springs[M]. Ze Huimin Translation. Beijing: National Defense Industry Press, 1981.
- [5] 吴名迪. 等刚度圆锥螺旋压缩弹簧设计与制造[J]. 大连铁道学院学报，2005，26(2)：90-92.
Wu Mingdi. Design and Fabrication of Equal Rigidity Cone Spiral Compression Spring[J]. Journal of Dalian Railway Institute, 2005, 26(2): 90-92.
- [6] 郭荣生. 螺旋弹簧悬挂的横向特性研究[C]//铁道部科学研究院论文集（铁路车辆及制动）. 北京：铁道部科学研究

院, 1980: 24-35.

Academy of Railway Sciences, 1980: 24-35.

Guo Rongsheng. Study of Horizontal Characteristics of Spiral Spring Suspension[C]//Essays of China Academy of Railway Sciences (Railway Vehicles and Brake). Beijing: China

(责任编辑: 张亦静)

附表 1 圆柱型弹簧、截锥型弹簧振动情况对比计算表

The vibration contrast table of cylindrical springs and fruncatrd concial springs

运行状态	运行速度 / (km·h ⁻¹)	弹簧类型	垂向振动参数平均最大值		横向振动参数平均最大值		
			加速度 / (m·s ⁻²)	速度 / (m·s ⁻¹)	加速度 / (m·s ⁻²)	速度 / (m·s ⁻¹)	
直 线	100	圆柱型	1.27	0.06	1.25	0.09	
		截锥型	0.99	0.05	0.91	0.06	
	120	圆柱型	1.43	0.06	1.38	0.10	
		截锥型	1.12	0.05	1.02	0.07	
	140	圆柱型	1.53	0.07	1.59	0.14	
		截锥型	1.13	0.05	1.16	0.08	
	150	圆柱型	1.56	0.07	1.63	0.14	
		截锥型	1.15	0.05	1.20	0.08	
	160	圆柱型	1.58	0.07	1.72	0.15	
		截锥型	1.16	0.05	1.24	0.11	
	170	圆柱型	1.64	0.07	1.79	0.16	
		截锥型	1.27	0.05	1.32	0.12	
	185	圆柱型	1.75	0.08	1.97	0.19	
		截锥型	1.37	0.06	1.42	0.14	
	过 岔 道	100	圆柱型	1.68	0.07	1.48	0.11
			截锥型	1.27	0.052	1.09	0.08
		120	圆柱型	1.72	0.08	1.70	0.14
			截锥型	1.30	0.06	1.26	0.10
140		圆柱型	1.76	0.08	2.01	0.16	
		截锥型	1.31	0.06	1.48	0.12	
150		圆柱型	1.80	0.08	2.33	0.20	
		截锥型	1.34	0.06	1.72	0.15	
160		圆柱型	1.84	0.09	2.42	0.21	
		截锥型	1.34	0.64	1.74	0.15	
170		圆柱型	1.93	0.09	2.54	0.22	
		截锥型	1.39	0.65	1.85	0.16	
185		圆柱型	2.15	0.10	2.60	0.25	
		截锥型	1.59	0.72	1.86	0.17	
过 弯 道		曲线半径 400 m	圆柱型	1.73	0.13	1.75	0.22
			截锥型	1.38	0.10	1.36	0.17
		曲线半径 500 m	圆柱型	1.69	0.11	1.60	0.20
			截锥型	1.35	0.09	1.25	0.15
	曲线半径 600 m	圆柱型	1.55	0.10	1.47	0.16	
		截锥型	1.21	0.08		0.12	