

文章编号: 1001-4632 (2009) 02-0082-05

CRH5 型动车万向轴扭转振动分析

姚 远¹, 张红军¹, 罗 赞¹, 李秋泽²

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031;

2. 长春轨道客车股份有限公司, 吉林 长春 130062)

摘 要: 采用多刚体动力学软件 SIMPACK 建立包含传动系统的单节 CRH5 高速动车模型, 对在万向轴波动附加力矩作用下引起的传动系统扭转振动进行分析, 并给出万向轴扭转刚度合理的选用范围。研究表明: 由于万向轴传动不等速性而产生波动附加力矩, 导致传动系统产生强迫振动; 附加力矩的波动频率与动车运行速度有关, 强迫振动的频率为万向轴输入轴旋转频率的 2 倍, 附加力矩幅值与输入轴角速度的平方成正比; 万向轴扭转刚度的选用应以传动系统固有频率避开正常运行时万向轴强迫振动频率为原则。建议选用的万向轴扭转刚度小于 $560 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$ 。

关键词: CRH5 型动车组; 万向轴传动; 扭转振动; 强迫振动; 扭转刚度; 参数优化

中图分类号: U260.331.7 **文献标识码:** A

CRH5 型动车的动力采用纵向布置万向轴传动方式, 电机体悬吊挂减小了转向架质量, 有利于提高整车动力学性能, 同时也提高了牵引电机的可靠性和可维护性。万向轴是传动系统中重要的结构部件, 由于结构原因, 其扭转刚度和弯曲刚度都很小, 计算动力学时, 不能将它作为 1 个理想的刚性元件处理^[1,2]。另外, 由于万向轴传动的特点, 中间轴引起的附加力矩容易导致传动系统扭转振动^[3]。为了避开万向轴强迫振动引起的扭转共振, 需要合理选取传动系统参数。文中通过对传动系统扭转振动进行分析, 表明改变 CRH5 型动车组的动车结构参数或提高其运行速度, 都需要合理选取万向轴的扭转刚度。

1 万向轴传动特点

万向铰传动由于输入轴和输出轴之间存在折角, 单万向铰主从动轴的瞬时角速度比是变化的。当输入轴匀速旋转 1 圈, 输出轴同样旋转 1 圈, 但输出轴经历先减速后加速的过程, 从而引起输出轴角速度和角加速度波动^[3,4]。双万向铰传动结构如图 1 所示, 图中中间轴角加速度的表达式如下^[4]:

$$\varepsilon_2 = \frac{\varepsilon_1 \cos \beta}{1 - \sin^2 \beta \cos^2 \phi} - \omega^2 \frac{\sin \beta \sin 2\beta \sin 2\phi}{2(1 - \sin^2 \beta \cos^2 \phi)^2} \quad (1)$$

式中: β 为输入轴与中间轴的折角; ϕ , ε_1 , ω 分别为输入轴的相位角、角加速度和角速度。

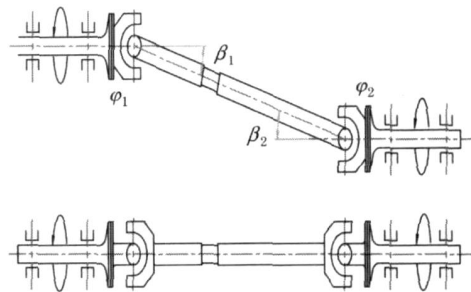


图 1 十字双万向铰传动结构示意图

当折角为 4° 、输入轴角加速度为 0 时, 2 种输入角速度下, 中间轴对应的角加速度波形如图 2 所示, 可见其角加速度频率等于输入轴旋转频率的 2 倍, 且角加速度幅值与输入轴的角速度有关。

由波动加速度产生的中间轴附加力矩 M_a 为

$$M_a = J \varepsilon_2 \quad (2)$$

式中: J 为中间轴转动惯量。

收稿日期: 2008-05-20; 修订日期: 2008-09-10

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (50875219); 长江学者和创新团队发展计划资助项目 (IRT0452); 牵引动力国家重点实验室开放课题项目

作者简介: 姚 远 (1983—), 男, 安徽宿松人, 博士研究生。

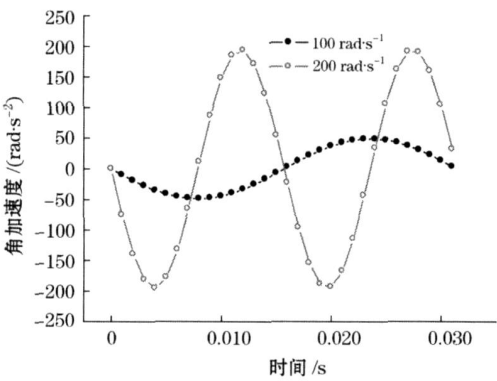


图 2 2 种工况下中间轴对应的角加速度波形

2 CRH5 型动车动力学模型

CRH5 型动车组为 3M + 1T + 2M + 2T 编组型式。每节动车的 2 台转向架上各有 1 个驱动轮对，传动系统如图 3 所示。按实际结构参数，利用多刚体动力学软件 SIMPACK 建立的单节 CRH5 型动车动力学模型如图 4 所示。模型考虑了车体、2 个构架、4 个轮对、2 个驱动电机及电枢、2 组可伸缩万向轴、2 个锥形齿轮箱及小齿轮轴、2 个反作用杆、2 套抗侧滚扭杆等 33 个刚体，共计 66 个独立自由度和 30 个非独立自由度。CRH5 型动车模型的自由度见表 1。万向轴电机端与轮对端采用万向铰铰接，分别绕电枢和小齿轮轴关于 y 轴和 z 轴旋转，中间轴与电枢和小齿轮轴的折角为 4° 。中

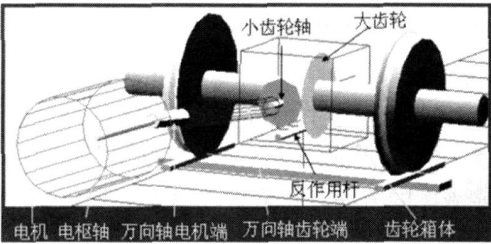


图 3 传动系统模型

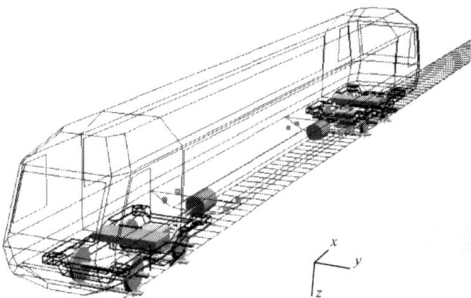


图 4 CRH5 型动车动力学模型

间轴由两部分构成，它们之间存在绕轴旋转和沿轴平移的自由度，其他自由度建立约束锁定。另外，二者之间利用扭转弹簧模拟万向轴扭转刚度。

表 1 CRH5 型动车动力学模型的自由度

部件	纵向	横移	垂向	侧滚	点头	摇头
车体	X_c	Y_c	Z_c	Φ_c	θ_c	Ψ_c
构架	X_{fi}	Y_{fi}	Z_{fi}	Φ_{fi}	θ_{fi}	Ψ_{fi}
电机	X_{di}	Y_{di}	Z_{di}	Φ_{di}	θ_{di}	Ψ_{di}
电枢				Φ_{mi}		
万向轴电机端					θ_{mi}^*	Ψ_{mi}^*
万向轴轮对端					θ_{gi}^*	Ψ_{gi}^*
小齿轮轴				Φ_{gi}		
轮对(大齿轮)	X_{wj}	Y_{wj}	Z_{wj}	Φ_{wj}^*	θ_{wj}	Ψ_{wj}
齿轮箱					θ_{bi}	
反作用杆					θ_{ri}	Ψ_{ri}
抗侧滚扭杆					θ_{dj}	
抗侧滚吊杆				Φ_{khj}^*	θ_{khj}	
枕木		Y_{sj}	Z_{sj}	Φ_{sj}		

注：*表示非独立自由度； $i = 1, 2, 3$ ； $j = 1, 2, 3, 4$ 。

采用秦沈线轨道不平顺谱，车轮踏面为 XP55 磨损型踏面，轨头为 P60 钢轨，名义滚动圆半径为 445 mm，名义滚动圆之间的距离为 1 493 mm，轨底坡为 1/40，当轮对的横移量在 0~3 mm 之间变化时，轮轨接触的等效锥度约为 0.06。在数值积分方法求解中，充分考虑了轮轨接触几何和蠕滑关系的非线性、轮对自由横动量和轴箱横向止挡的非线性、二系横向止挡刚度的非线性以及各减振器的卸荷特性。

3 扭转振动分析

万向轴角加速度波动引起的附加力矩对传动系统的强迫振动是不可忽视的^[4-6]。其波动加速度幅值与输入轴旋转角速度的平方成正比，尤其要重视对高速动车传动系统参数的优化，避免由于万向轴传动系统扭转共振引起较大的动载荷。由于传动系统旋转速度较大，为了降低附加力矩，需要尽量减小万向轴中间轴的转动惯量，使中间轴的扭转刚度不能太大，但是传动系统的扭转刚度过小又会导致轮对黏滑振动^[7]。因此，对万向轴中间轴的扭转刚度的选值范围提出了苛刻要求。

3.1 万向轴传动系统的固有频率

万向轴一端与牵引电枢铰接，另一端与小齿轮轴铰接。计算齿轮箱（包括轮对）等效到万向轴上的当量转动惯量。传动系统可等效为 2 个自由度的扭转振动系统，其扭转一阶频率取决于两端的转动

惯量和万向轴扭转刚度。如果忽略万向轴长度伸缩变化,万向轴扭转刚度可按等截面杆扭转刚度计算,CRH5 型动车的扭转刚度为 $5.43 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$ 。

对 CRH5 型动车的动力学模型进行线性化处理,计算线性系统特征根值,得到传动系统扭转振动固有频率。

3.2 万向轴强迫振动频率

由万向轴传动特点可知,CRH5 型动车万向传动轴的中间轴的附加力矩波动频率与动车的运行速度相关,关系式为

$$f_m = v i / (7.2 \pi R) \tag{3}$$

$$f_c = 2 f_m \tag{4}$$

式中: f_m 为电枢旋转频率, Hz; f_c 为中间轴旋转频率, Hz; v 为动车组运行速度, $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$; i 为齿轮传动比; R 为车轮半径, m。

对应不同速度、传动比以及车轮磨耗情况下万向轴的强迫振动频率见表 2。可见车轮磨耗时,万向轴引起的强迫振动频率较新轮时要大;传动比减小时,对应的强迫振动频率减小。

表 2 万向轴强迫振动频率

速度 / $(\text{km} \cdot \text{h}^{-1})$	$i = 2.5$		$i = 2.2$	
	新轮	磨耗轮	新轮	磨耗轮
60	30	32	26	28
120	60	66	52	57
200	99	110	87	96
250	124	136	109	120

注:新轮轮径为 890 mm;磨耗轮轮径为 810 mm。

新轮、传动比为 2.5 时,万向轴一阶扭转固有频率与不同速度对应的强迫振动频率之间的关系如图 5 所示。

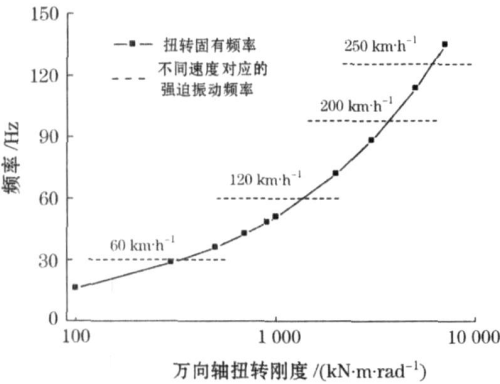


图 5 万向轴转动系统频率

3.3 扭转振动分析

计算模型中,车轮采用新轮,齿轮传动比为

2.5,轨道为直线轨道。万向轴强迫振动频率与运行速度有关,通过比较不同扭转刚度对应的万向轴最大扭转力矩,可以找到相应速度时的共振扭转刚度。2 种速度工况、不同扭转刚度的万向轴最大扭转力矩如图 6 所示。可见速度为 $66 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,万向轴强迫振动频率与万向轴扭转刚度为 $500 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$ 时的固有频率接近,引起共振;而速度为 $200 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,万向轴共振扭转刚度为 $3\,400 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$,共振时万向轴扭转力矩的最大放大倍数为 5。图中 $200 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时对应的最大万向轴扭转力矩大于 $66 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时对应的扭转力矩,这是因为中间轴附加力矩与输入轴角速度的平方成正比的缘故。

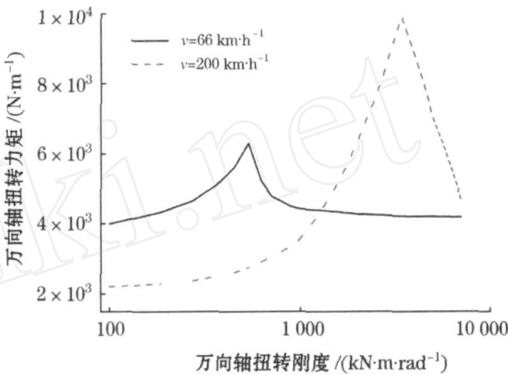


图 6 2 种速度对应的共振扭转刚度

动车运行速度为 $200 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 、万向轴扭转刚度分别为 500 和 $3\,000 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$ 时,万向轴扭矩频谱如图 7 和图 8 所示。图中的 99 Hz 为动车速度 $200 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时万向轴的强迫振动频率,这与表 2 中计算出的强迫振动频率一致,9.8 Hz 为构架的点头频率;图 7 中 34 Hz 和图 8 中 89 Hz 为对应扭转刚度的万向轴扭转振动固有频率,与图 5 曲

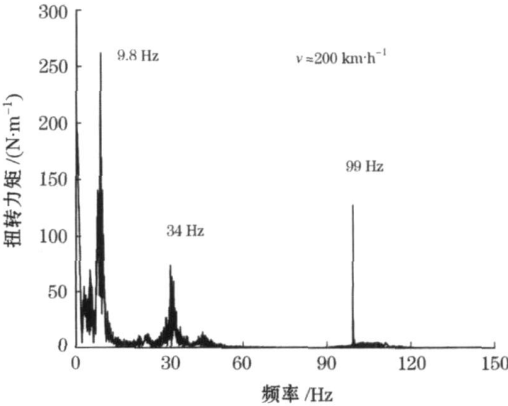


图 7 万向轴扭转刚度为 $500 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$ 时的扭转力矩频谱

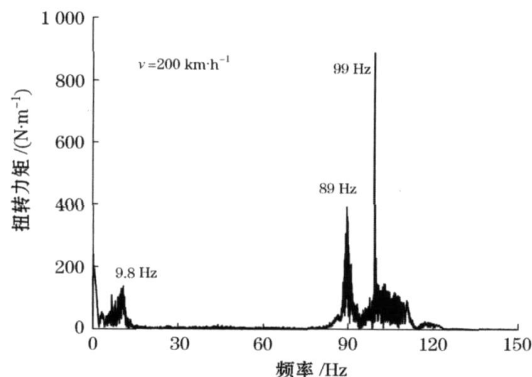


图8 万向轴扭转刚度为 $3\,000\text{ kN}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}$ 时的扭动力矩频谱

线中对应的频率一致。从图8可见,当万向轴扭转刚度达到 $3\,000\text{ kN}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}$ 时,万向轴强迫振动频率与固有频率非常接近,说明已引起万向轴的扭转共振。由于动车实际扭转刚度为 $5.43\times 10^5\text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}$,对应的共振速度为 $72\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$,所以建议CRH5型动车尽量避开 $60\sim 80\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 的运行速度区间。

4 万向轴扭转刚度选用原则

不同速度下,传动系统发生共振所对应的万向轴扭转刚度不同,需要合理选择扭转刚度值,使动车在正常运行速度下传动系统不会发生共振。根据共振理论,强迫振动频率在 $\sqrt{2}$ 倍的固有频率共振带范围内引起共振,假设 $120\sim 250\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 为正常运行速度,所对应的共振扭转刚度为 $560\sim 7\,000\text{ kN}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}$ 。

另外,低速下轮对发生空转也可能使万向轴旋转速度增大,引起传动系统共振,造成传动系统动态作用力增大,因此应选取比 $560\text{ kN}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}$ 小的万向轴扭转刚度值。这样,CRH5型动车就能避开正常运行速度下由万向轴强迫振动引起的传动系统共振。

分析结果表明:当车轮磨耗后,万向轴的强迫振动频率增大,由于采用了低频隔振,所以车轮磨耗后会更偏于安全;若减小齿轮箱传动比,会使万向轴的强迫振动频率减小,并接近传动系统扭转固有频率。

5 结 论

(1) CRH5型动车万向轴传动会产生波动的附加力矩,引起传动系统产生强迫振动。其附加力矩波动频率与动车运行速度有关,为万向轴输入轴旋转频率的2倍,并且附加力矩幅值与输入轴角速度的平方成正比。

(2) 合理选择万向轴扭转刚度,使传动系统固有频率避开正常运行速度时万向轴的强迫振动频率。计算结果表明,CRH5型动车万向轴的扭转刚度设计合理,如果改变动车结构参数,特别是减小齿轮传动比或提高其运行速度,均需要慎重。

(3) 为了防止正常运行条件下由于车轮空转而引起较大的强迫振动频率,传动系统应该采用较低的固有频率,故万向轴应该采用较小的扭转刚度。计算结果表明,当万向轴的扭转刚度低于 $560\text{ kN}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1}$ 时,CRH5型动车能避开在正常运行速度下由万向轴强迫振动引起的共振。

参 考 文 献

- [1] LEVA S, MORANDO A P, COLOMBAIONI P. Dynamic Analysis of a High-Speed Train [J]. Vehicular Technology, 2008, 57 (1): 107-119.
- [2] SAIGO M, IWATSUBO T. Transverse Vibration of a Rotor System Driven by Two Cardan Joints [J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 114 (3): 405-416.
- [3] ASEN Y D. Kinematic Analysis of Cardan Drives [J]. Mechanism and Machine Theory, 1990, 54 (5): 597-605.
- [4] ASEN Y D. Optimal Triple Cardan Drive [J]. Mechanism and Machine Theory, 1994, 29 (2): 333-339.
- [5] ZAHRAKKA J. Torsional Vibrations of a Non-Linear Driving System with Cardan Shafts [J]. Journal of Sound and Vibration, 1993, 26 (4): 533-550.
- [6] BIANCO L E, BRUTTI C, PENNESTRI E. Dynamic, Mechanical Efficiency and Fatigue Analysis of the Double Cardan Homokinetic Joint [J]. International Journal of Vehicle Design, 2003, 32 (3): 231-249.
- [7] 罗 赞,金鼎昌. 架悬机车驱动装置悬挂参数规律的研究 [J]. 中国铁道科学, 2007, 28 (4): 36-42.
(LUO Yun, JIN Dingchang. Research on the Rules of Suspension Parameters to Driving Equipments Suspended in

Bogie Frames [J]. China Railway Science, 2007, 28 (4): 36-42. in Chinese)

Analysis on the Torsional Vibration of Cardan Shaft on CRH5 Motor Car

YAO Yuan¹, ZHANG Hongjun¹, LUO Yun¹, LI Qiuze²

(1. Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu Sichuan 610031, China;

2. Changchun Railway Vehicles Limited Company, Changchun Jilin 130062, China)

Abstract: A single unit model of CRH5 high-speed motor car including complete drive system is established by using multi-rigid-body dynamics software SIMPACK. The torsional vibration of the drive system caused by the fluctuant additional moment of the cardan shaft is analyzed and the rational selection range of the torsional stiffness about cardan shaft is put forward. Research result shows that the additional torque of cardan shaft caused by nonuniform velocity can enforce vibration on the drive system. The fluctuation frequency of the additional moment depends on the speed of vehicle and the frequency of the forced moment is two times the rotational frequency of the input shaft. The amplitude of the additional moment is proportional to the square of input shaft's angular velocity. The torsional stiffness of cardan shaft should be selected reasonably to avoid resonance under normal running status and the proposed value is less than $560 \text{ kN} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$.

Key words: CRH5 EMU; Cardan shaft drive; Torsional vibration; Forced vibration; Torsional stiffness; Parameter optimization

(责任编辑 杨宁清)

(上接第 76 页)

35 铁路空调客车空气净化技术方案研究

通过对 5 个铁路局空调客车车厢内空气质量现场调查监测, 分析了目前空调客车主要车型的空气质量状况, 确认了主要污染物及其变化规律, 结合文献分析和现场实用可行性, 对国内现行的净化、消毒技术、方式及效果进行了分析比较, 提出了适用于我国南北方铁路不同车型、不同车厢的空调客车空气净化技术方案, 研制出了适用于空调客车空气净化的样机, 并进行了实验室净化效果对比实验, 提出了适合目前空调客车应用的空气净化方案。根据研究结果, 结合国内外有关标准和我国铁路实际情况, 提出(补充)空调客车车厢空气质量通风换气净化效果标准建议值。研究成果于 2007 年 7 月通过了铁道部科技司组织的技术评审。

36 铁路客运超员极限承受能力及影响因素研究

通过调研不同客车厂的车辆设计参数、旅客平均体重、携带行李重量及车厢空气质量, 找出影响旅客列车超员的主要限制性因素, 并进行理论分析及现场验证, 从旅客列车的车辆载重、车厢内部空间容积以及车内空气质量 3 个不同角度论证并提出不同车型、车种客车车厢所允许的最大超员状况, 并且根据不同季节特点做出相应调整, 提出客车超员状况下相关的卫生保障措施建议, 为铁路决策部门制定相关的超员措施提供科学依据。研究成果于 2007 年 9 月通过了铁道部科技司组织的技术评审。

37 青藏铁路动物通道设置评价的研究

通过观测野生动物生活习性和活动规律, 研究青藏铁路施工期、运营期对野生动物生活环境的影响, 提出动物通道设置的基本原则和评价方法, 分析各类野生动物通道的效果, 提出改进与补救措施, 对是否取消缓坡通道进行分析论证。

青藏铁路格尔木至拉萨段共设置了野生动物通道 33 处, 通道宽度总计达 58.45 km, 占全线长度的 5.1%。在充分考虑不同动物生活习性和区域特点的基础上, 设计了桥梁下方通道、隧道上方通道和缓坡通道等 3 种基本通道类型。研究表明, 3 种形式的野生动物通道对建设期沿线野生动物种群交流均起到了积极的作用。铁路试运营后, 从保护野生动物安全的角度出发, 并根据野生动物已初步适应从桥梁下方通道通过的情况, 经分析论证后封闭了 7 处缓坡通道, 没有对野生动物种群的迁移产生明显影响。研究成果不仅为野生动物的保护、较好地发挥野生动物通道的作用、使铁路对野生动物的影响降至最低具有重要意义。研究成果于 2007 年 11 月通过了铁道部科技司组织的技术评审。

(下转第 140 页)