



电机弹性架悬对高速列车的 适应性研究

李广¹, 张振先^{1,2}, 姚远¹, 吴国颂¹

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031;

2. 中车青岛四方机车车辆股份有限公司, 山东 青岛 266111)

摘要: 电机弹性架悬技术广泛用于国内外高速列车, 用来提高动力转向架横向动力学性能。为了深入研究电机弹性架悬对不同类型高速列车横向动力学性能的影响差异及适应特点, 针对国内运行的2种典型高速列车, 采用SIMPACK软件建立对应的动力学模型, 并验证了模型的准确性。分析其转向架悬挂参数匹配特点及横向振动特征, 并通过根轨迹和时域仿真研究弹性架悬式电机悬挂对该2种高速列车横向动力学性能的影响, 包括线性稳定性、非线性稳定性和直线运行性能。此外, 还研究了当高速列车发生单个抗蛇行减振器或二系横向减振器失效时, 电机弹性架悬对直线运行工况下轮轴横向力的影响。研究表明: 基于动力吸振原理, 电机弹性架悬主要通过消耗构架横向振动能量来改善高速列车横向动力学性能。当高速列车易发生转向架蛇行时, 电机弹性架悬能够很好地吸收转向架的蛇行能量从而提高车辆横向稳定性。当高速列车易发生轮对蛇行时, 电机弹性架悬对其能量耗散作用有限, 故对高速列车横向动力学性能影响很小。并指出电机悬挂参数的选取原则: 使电机横向固有振动频率与服役运营工况下转向架蛇行失稳频率一致, 此时电机弹性架悬对车辆横向稳定性改善最为显著。

关键词: 高速列车; 电机弹性架悬; 动力学仿真; 悬挂频率; 横向稳定性

中图分类号: U260.11

文献标志码: A

开放科学(资源服务)标识码(OSID)



文章编号: 1672-7029 (2023) 02-0441-12

Research on the adaptability of motor elastic suspension to high-speed trains

LI Guang¹, ZHANG Zhenxian^{1,2}, YAO Yuan¹, WU Guosong¹

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

2. CSR Qingdao Sifang Co., Ltd., Qingdao 266111, China)

Abstract: The motor elastic suspension technology has been widely used in high-speed trains at home and abroad to improve the lateral dynamics performance of power bogies. In order to deeply study the influence distinction and adaptation characteristics of the motor elastic suspension on lateral dynamics behaviors of high-speed trains, with respect to two types of typical domestic high-speed trains, the corresponding dynamics models were established in the commercial software SIMPACK, and the accuracy of the dynamics model was verified. The matching relationship of bogie suspension parameters with regard to the high-speed trains was concluded and

收稿日期: 2022-03-18

基金项目: 四川省自然科学基金资助项目(2022NSFSC0034, 2022NSFSC1901); 牵引力国家重点实验室自主科研项目(2022TPL-T02)

通信作者: 姚远(1983-), 男, 安徽安庆人, 研究员, 博士, 从事转向架设计及理论和车辆动力学及控制研究; E-mail: yyuan8848@163.com

vehicle's lateral vibration characteristics were analyzed. Root locus and time-domain simulation methods were adopted to investigate the influence of motor elastic suspension on the lateral dynamics performance of high-speed trains, including linear and nonlinear stabilities as well as running performance on the straight track. The results show that the motor elastic suspension can improve the vehicle's lateral dynamics performance by primarily consuming the lateral vibration energy of bogie frames, which is based on the principle of dynamic vibration absorption. Specifically, when the high-speed train is prone to bogie hunting, the motor elastic suspension can effectively absorb bogie hunting energy to enhance the vehicle's lateral stability. When the wheelset hunting is easy to occur on high-speed trains, the motor elastic suspension has a limited function on energy dissipation of the bogie vibration, so it owns little effect on lateral dynamics performance. The selection principle for motor suspension parameters was pointed out: the lateral natural vibration frequency of motors should be consistent with the frequency of bogie hunting instability under service operating conditions, at this time, and the motor elastic suspension can improve the vehicle's lateral stability significantly. In addition, when a single yaw damper or secondary lateral damper fails in the high-speed train, the influence of the motor elastic suspension on the lateral wheelset force under straight tracks was also researched.

Key words: high-speed train; motor elastic suspension; dynamics simulation; suspension frequency; lateral stability

电机弹性悬挂有利于提高高速列车动力转向架横向动力学性能, 该技术在国内外高速机车及高速列车动力转向架中得到广泛应用^[1-2]。为了深入研究电机弹性悬挂技术对不同类型高速列车的作用效果及适用特性, 本文以2种典型高速列车动力学模型为研究对象, 分析其横向蛇行失稳特征, 研究弹性架悬式电机悬挂对其横向动力学性能影响, 并指出电机弹性架悬的作用机理及适用范围, 用于指导高速列车动力转向架设计及电机悬挂方式选取。国内外学者对驱动装置弹性悬挂方式进行了深入广泛研究, 且有关高速机车转向架应用弹性悬挂技术的研究较多。针对我国提速的 C_0-C_0 轴式高速机车, 张红军等^[2]提出了2种端轴驱动装置采用弹性架悬的方案, 并和采用刚性架悬方式机车的动力学性能进行研究对比。结果表明驱动装置弹性架悬可以显著地降低轮轴横向力, 改善机车的曲线通过能力且提高运行平稳性。罗赞等^[3]针对机车横向振动提出简化的3刚体动力学模型, 分析驱动装置架悬参数对机车受迫振动的影响, 指出驱动装置悬挂刚度的选配。张晓霞等^[4]针对 B_0 和 C_0 轴式电力机车采用驱动系统弹性悬挂开展研究, 提出全弹性悬挂结构并分析其对机车动力学性能影响, 指出全悬挂方案可以显著改善抗蛇行

减振器发生故障时机车横向动力学性能。徐坤等^[5]根据国内某型动车组牵引电机悬挂方式, 采用延续算法求得转向架线性和非线性临界速度, 并研究牵引电机架悬参数对其影响, 指出在选取电机悬挂参数时要兼顾转向架的线性临界速度和非线性临界速度。ALFI等^[6]通过由米兰理工的“Railway Dynamics”研究小组开发的ADTreS内部仿真代码对 B_0-B_0 轴式机车多体动力学模型进行线性和非线性计算, 研究电机弹性悬挂对转向架构架振动的影响, 结果表明电机悬挂刚度和阻尼特性对车辆稳定性有很大影响。基于适当的假设且考虑转向架、轮对和电机的横向和摇头运动, HUANG等^[7]推导出车辆系统运动方程, 研究电机参数对车辆稳定性的影响, 结果表明牵引电机悬挂刚度、阻尼和质量特性对分岔速度有着显著影响; 指出电机悬挂存在最佳固有频率, 并分析了转向架参数对最佳固有频率的影响。以上研究只是分析了弹性架悬参数对单转向架或整车动力学性能的影响, 并未对其作用机理进行解释。姚远等^[8-9]建立10自由度的电机弹性架悬机车单转向架横向动力学模型, 比较不同驱动系统的悬挂参数对机车横向动力学性能的影响情况, 并从动力吸振的角度对驱动系统弹性架悬作用机理进行理论解释。徐

坤等^[10]建立了驱动系统弹性架悬的 8 自由度 CRH3 型动车组单转向架横动力学模型，分析电机架悬参数对转向架稳定性的影响，同样从动力吸振的角度对其进行解释，认为电机将构架振动转移到电机上从而增强转向架稳定性，但没有对弹性架悬适用范围进行深入研究。目前，针对电机弹性悬挂的技术应用与理论研究较为成熟，但有关电机弹性架悬对高速列车的适用性研究仍然较少。本文通过 SIMPACK 软件建立 2 种典型高速列车的动力学模型，分析其对应横向蛇行失稳特点，并分别研究电机弹性架悬对其横向动力学性能的影响效果，为电机弹性架悬应用于高速列车动力转向架提供一定的理论依据。

1 整车动力学建模

1.1 车辆动力学模型

根据国内 2 种典型高速列车的结构和悬挂参数，采用多体动力学软件 SIMPACK 建立单节整车动力学模型，并分别称为 Type A 和 Type B。图 1 为 2 种高速列车动力学模型的拓扑图，该动力学模型均由车体、构架、轮对、转臂轴箱和驱动装置共 19 个刚体组成，共 54 个自由度。其中，轮对、构架和车体分别与总参考坐标系用 7 号铰接，7 号铰接用于描述轨道车辆的 6 自由度部件。电机与构架之间采用 1 号铰接，1 号铰接用于描述只绕 X 轴转动的单自由运动。转臂轴箱与轮对之间采用 2 号铰接，2 号铰接用于描述只绕 Y 轴转动的单自由运动。刚体之间还通过力元进行连接，包括转臂、空气弹簧、抗蛇行减振器和二系横向减振器等，模型中通过分段线性函数的形式来考虑阻尼元件以及止挡元件的非线性特性。轮轨垂向力采用 Hertz 非线性弹性接触理论，轮轨蠕滑力采用 FASTSIM 理论^[11]，轨道不平顺采用实测的武广线路谱。2 种车型的主要动力学参数见表 1 所示。

对比 2 种车型的主要动力学参数可知：Type A 采用较大的一系定位刚度和较小的抗蛇行减振器阻尼值，并采用较大锥度的 S1002G 踏面与之匹配^[12]；Type B 采用小锥度的 LMA 踏面，较小一系定位刚度和较大抗蛇行减振器阻尼值^[13]。仿真分析中，除 2 种新轮踏面外，Type B 还考虑到一种现场实测 LMA 的磨损踏面，3 种踏面的等效锥度曲线

见图 2。规定：Type A 型车采用 S1002G 新轮踏面为 model 1，Type B 型车分别采用 LMA 新轮和磨损轮踏面的动力学模型为 model 2 和 model 3。

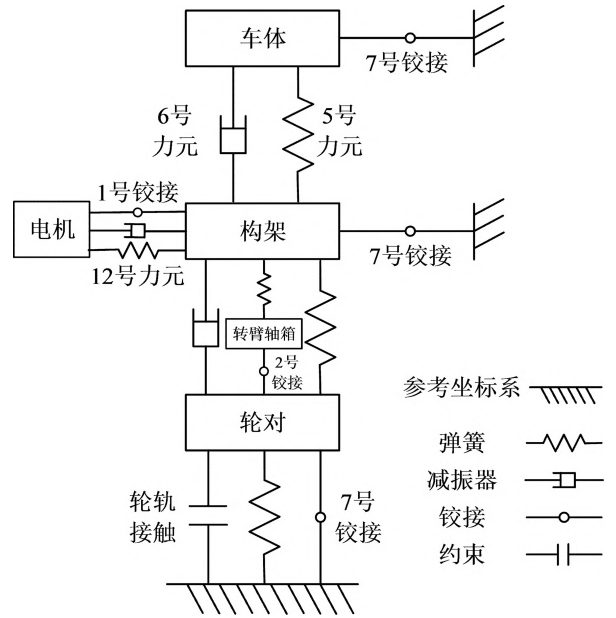


图 1 车辆系统拓扑图

Fig. 1 Vehicle system topology

表 1 2 种高速列车的主要动力学参数

参数	Type A	Type B
车体质量/t	38.94	36.63
构架质量/kg	2 328	2 547
轮对质量/kg	1 639	1 784
车轮踏面	S1002G	LMA
等效锥度	0.17	0.028
轴距/m	2.5m	2.5
一系纵向刚度/(kN·mm ⁻¹)	126	13.7
一系横向刚度/(kN·mm ⁻¹)	12.5	5.49
二系纵向刚度/(kN·mm ⁻¹)	0.133	0.167
二系垂向刚度/(kN·mm ⁻¹)	0.203	0.183
抗蛇行减振器阻尼/(kN·s·m ⁻¹)	330	2 500
二系横向减振器阻尼/(kN·s·m ⁻¹)	15	40
二系横向止挡自由间隙/mm	20	40

1.2 牵引电机动力学模型

牵引电机悬挂部分作为本文分析重点，电机弹性架悬模型采用简化的关节横向悬挂方式，其动力学模型如图 3 所示。该结构通过 3 个橡胶节点将电机安装在构架的横梁上，并将两者通过电机减振器横向连接，以衰减电机的横向运动。其中，

牵引电机相对于构架只有一个绕 X 轴的旋转自由度。橡胶节点分别连接电机的上下安装位置,上下安装位置分别安装单、双橡胶关节节点。各个关节均具有弹性,以隔离振动并提供电机的横向回复刚度。

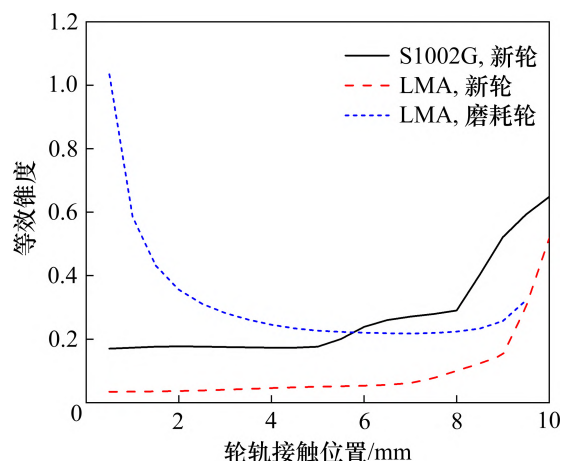


图2 等效锥度曲线示意图

Fig. 2 Schematic diagram of equivalent conicity curves

为了便于理解弹性架悬作用机理,电机与构架之间连接参数用横向固有振动频率和阻尼比表示。对于图3中悬挂方案,电机横向悬挂刚度 k_y 和阻尼 c_y 用下式表示^[6]。

$$\begin{aligned} k_y &= (2\pi f_y)^2 m_d \\ c_y &= \zeta_y 2m_d (2\pi f_y) \end{aligned} \quad (1)$$

式中: m_d 为电机质量; f_y 和 ζ_y 分别为电机因弹性悬挂而产生的固有振动频率和阻尼比,文中不特别说明时, f_y 为3 Hz, ζ_y 为0.3。

1.3 动力学模型验证

图4反映了Type A和Type B型车动力学模型横向和垂向加速度的时域和频域曲线。2种车型的横向和垂向加速度幅值均小于 0.5 m/s^2 ,Type A型车的横向和垂向加速度主频分别为2.7 Hz和0.73 Hz,Type B型车的横向和垂向加速度主频分别为1.3 Hz和0.77 Hz,这与文献[14]中实测车体横向和垂向加速度频谱分布和幅值基本一致,从而证明了高速列车动力学模型的准确性。

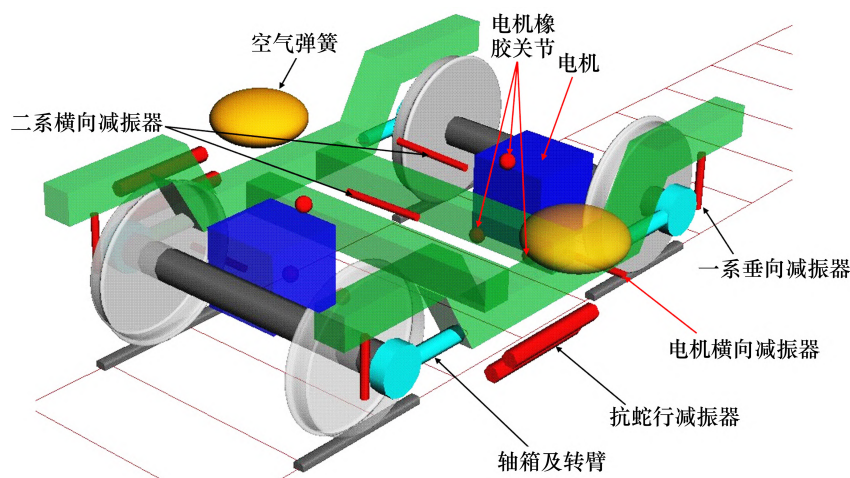


图3 电机弹性架悬方案动力学模型

Fig. 3 Dynamics model of motor elastic suspension scheme

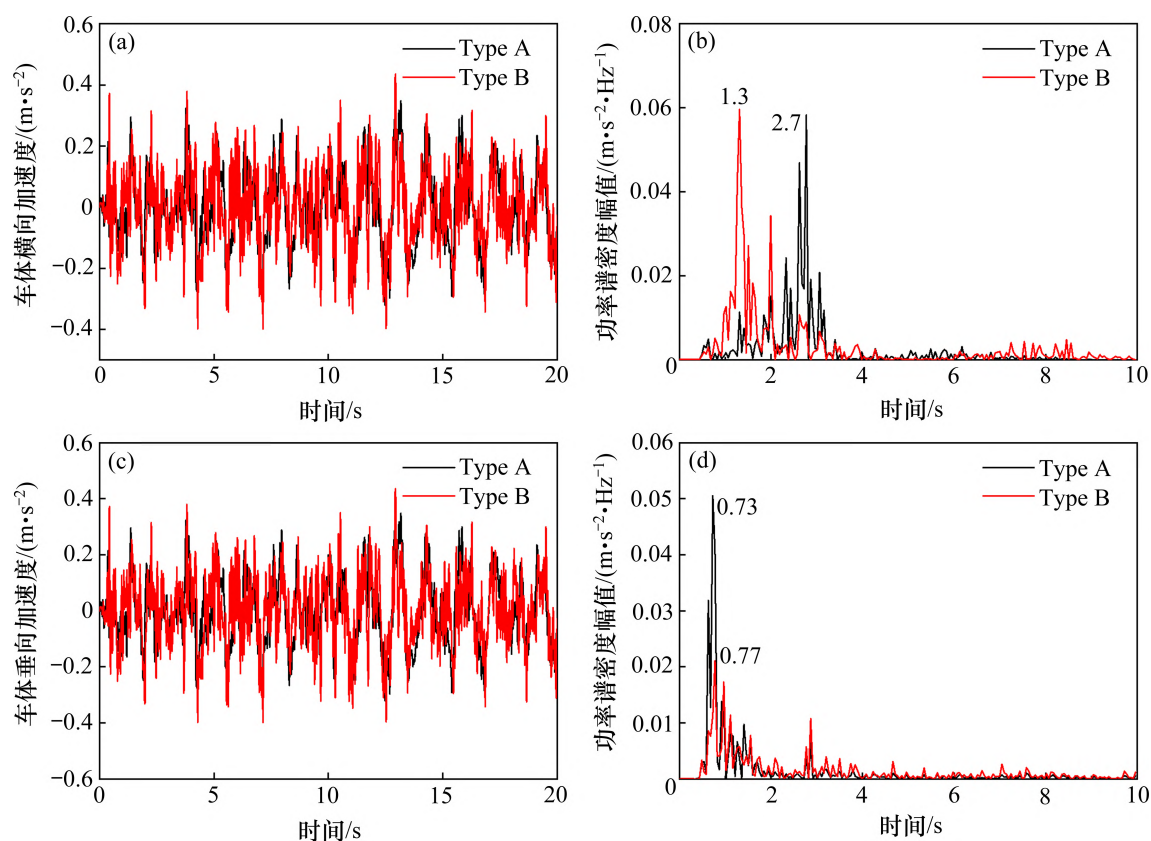
2 横向稳定性比较

2.1 线性稳定性

线性稳定性计算时,本文采用根轨迹法计算车辆系统的模态阻尼比,用来作为线性稳定性评价指标,该值越小代表稳定性越好^[14-16]。model 1~3在电机刚性架悬和弹性架悬下的根轨迹曲线分别见图5~7所示。

图中横坐标代表模态阻尼比(为负值时表示稳

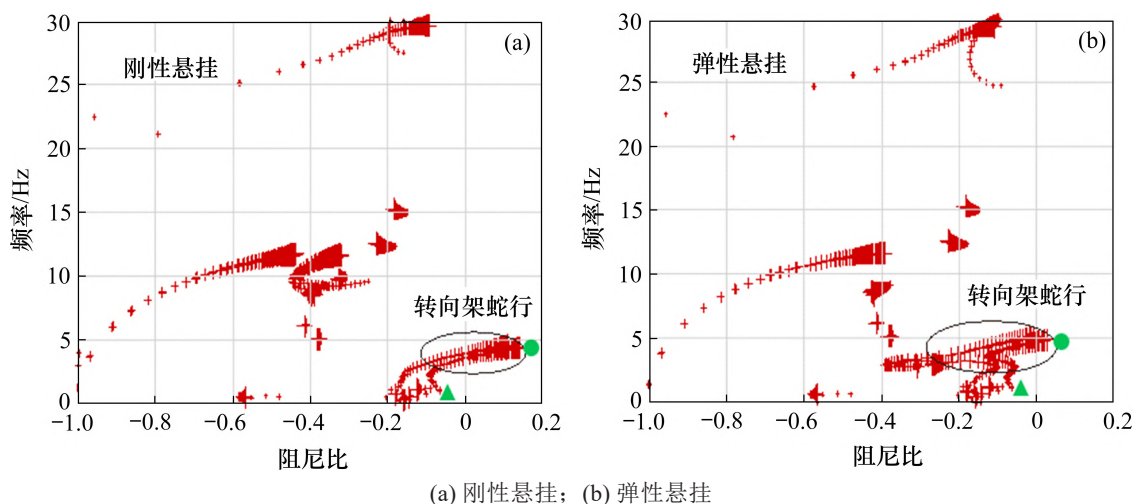
定状态),由系统矩阵特征值的实部和特征值的模数之比得出;纵坐标是振动频率,它是特征值的虚部。图中最小的十字代表20 km/h,用三角形符号表示;最大的十字代表1 000 km/h,用圆圈符号表示,共50组,每一条根轨迹是车辆某一振动模态随速度变化的轨迹。所有的模态阻尼比均小于0代表车辆系统是稳定的;当存在模态阻尼比大于0时,车辆系统是不稳定的。



(a) 车体横向加速度的时域曲线; (b) 车体横向加速度的频域曲线;
(c) 车体垂向加速度的时域曲线; (d) 车体垂向加速度的频域曲线

图4 车体横向和垂向加速度的时域和频域曲线

Fig. 4 Time and frequency domain curves of lateral and vertical accelerations of the carbody



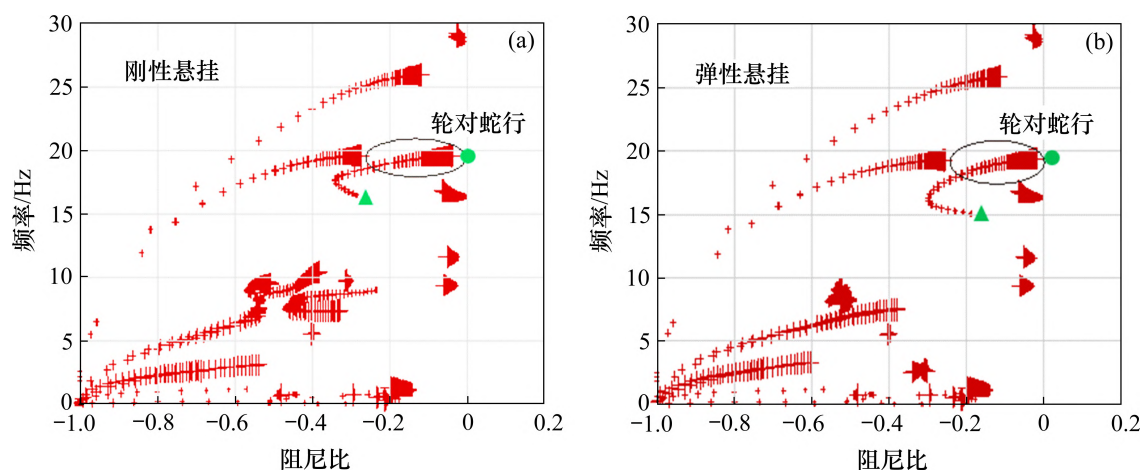
(a) 刚性悬挂; (b) 弹性悬挂

图5 model 1 的根轨迹曲线

Fig. 5 Root locus curves of model 1

由图5~7可知: model 1 和 model 3 易发生频率低于5 Hz的转向架蛇行, 即在速度较高时容易发生转向架蛇行失稳; model 2 易于失稳的模式是频率约为20 Hz的轮对蛇行。这是由于model 2 轮

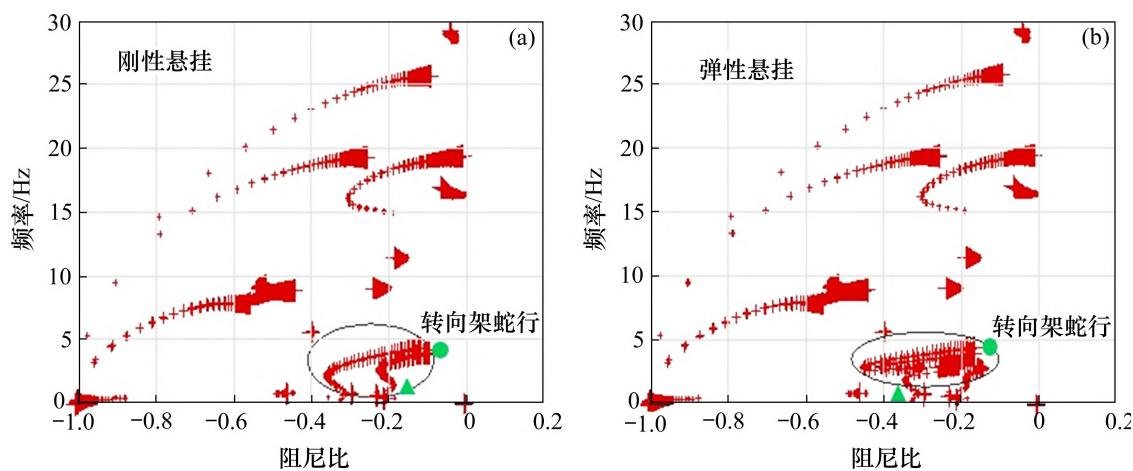
轨接触等效锥度较小且采用了较大的抗蛇行减振器阻尼, 导致转向架蛇行模态的阻尼比较大, 且其一系定位刚度值较小, 因此易发生轮对蛇行失稳。



(a) 刚性悬挂; (b) 弹性悬挂

图6 model 2的根轨迹曲线

Fig. 6 Root locus curves of model 2



(a) 刚性悬挂; (b) 弹性悬挂

图7 model 3的根轨迹曲线

Fig. 7 Root locus curves of model 3

对比分析3种模型在电机刚性和弹性架悬下根轨迹曲线可得:电机弹性架悬有利于改善model 1和model 3的线性稳定性,提高其线性临界速度(弹性架悬时5 Hz根轨迹左移);但电机弹性架悬对model 2的线性稳定性没有影响。这是由于model 1和model 3的主要蛇行模态为转向架蛇行,弹性悬挂频率与转向架蛇行频率接近时,电机弹性架悬能够转移并吸收转向架蛇行运动能量,从而提高车辆横向稳定性;model 2的主要蛇行模态为轮对蛇行,而电机弹性架悬几乎不消耗高频的轮对蛇行能量,因此对该型车的线性稳定性影响很小。

2.2 非线性稳定性

本节通过等速度法来求解非线性临界速度,

用来代表高速列车的非线性稳定性。其计算方法如下:截取一定长度的武广线轨道谱作为激励,使车辆以一定的速度在该轨道上运行并激发振动,通过观察车辆振动一段时间后是否能衰减到平衡位置来判断系统是否出现失稳,逐渐增大车速直到车辆振动不再收敛至平衡位置,此时的速度即为车辆系统的非线性临界速度^[17]。

图8是上述3种模型计算得到的非线性临界速度,且考虑采用不同电机弹性悬挂频率情况。图中横轴为电机悬挂频率,纵轴为非线性临界速度。由图8可知:随着悬挂频率的增加,model 1和model 3的非线性临界速度先增加后减小,变化十分显著;而电机悬挂频率对model 2的非线性临界

速度影响很小, 其非线性临界速度均在 550 km/h 左右。另一方面, 当电机悬挂频率在 2~3 Hz 范围内时, model 1 的非线性稳定性最好, 其最高非线性临界速度比最低非线性临界速度(可认为是电机刚性悬挂)高出约 70%; 当电机悬挂频率在 2~4 Hz 范围内, model 3 的非线性稳定性较好, 其非线性临界速度最高值比最低值高出约 38.6%; 当电机悬挂频率为 6 Hz 左右时, model 2 的非线性临界速度略有提高, 其最高非线性临界速度仅比最低非线性临界速度高出 7.4%, 基本可以忽略不计。

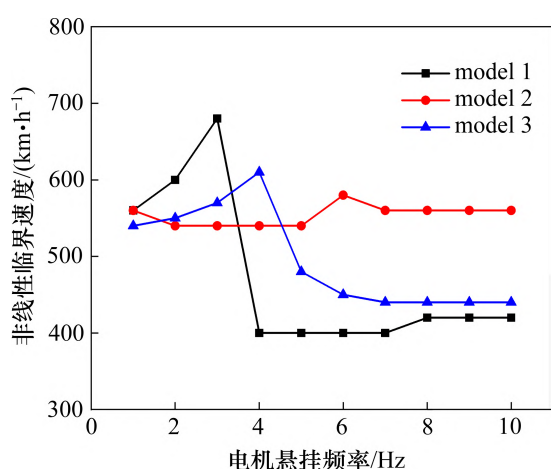


图8 非线性临界速度随电机悬挂频率的变化

Fig. 8 Variation of nonlinear critical speed with motor suspension frequencies

结合 3 种模型的蛇行模态形式对上述现象进行分析: model 1 和 model 3 的主要蛇行模态为转向架蛇行, 当电机悬挂频率与转向架蛇行频率一致时, 弹性架悬电机可以吸收转向架蛇行能量从而显著提高车辆非线性临界速度; 但当电机悬挂频率与转向架蛇行频率不一致时, 其对非线性临界速度的提高作用将大幅下降, 故电机悬挂参数的选取原则应使电机悬挂频率与转向架蛇行频率一致。model 2 易发生轮对蛇行, 电机弹性架悬几乎不消耗轮对蛇行能量, 故而对其非线性临界速度影响很小。

2.3 时域仿真

本节对加速工况下高速列车的运行状态进行时域仿真分析, 通过观察车辆在加速运行过程中轮对横移量变化来判断车辆是否失稳, 当车速高于某一值时, 轮对横向运动幅值会突然增加, 当前速度即为高速列车在该轨道不平顺激励下的实

际临界速度。其中, 轨道不平顺采用武广线轨道激励谱。为了更直观详细地对比电机弹性架悬对高速列车横向稳定性的影响, 计算不同电机悬挂频率下 3 种模型在上述仿真工况下的轮对横移量曲线, 悬挂频率范围为 1~6 Hz, 结果见图 9 所示。图中横轴代表时域仿真时间, 纵轴代表轮对横移量。图中高速列车的初始和最终运行速度分别为 147 km/h 和 651 km/h, 加速度为 3.5 m/s²。

由图 9 可知: 当电机悬挂频率取 2~3 Hz 时, model 1 在 525 km/h 时车辆稳定性可以得到明显改善; 当悬挂频率取 2~4 Hz 时, model 3 在 588 km/h 时的车辆稳定性得到明显提高。model 2 在 25 s 左右发生横向失稳, 其非线性临界速度约为 462 km/h, 电机弹性架悬对 model 2 的非线性稳定性的改善效果不明显。结果说明: 当悬挂频率选取合适时, 电机弹性架悬可显著提高 model 1 和 model 3 在高速下的蛇行运动稳定性, 当该 2 种车型以正常速度运行时, 电机弹性架悬仍可提高车辆横向稳定裕度, 以预防悬挂元件故障失效或外界扰动增大导致列车横向稳定性降低的情况。

3 直线运行性能比较

3.1 轮轴横向力

由于电机弹性架悬对车辆系统垂向动力学影响很小, 所以本节仅研究电机弹性架悬对高速列车在直线工况下横向动力学性能影响, 包括轮轴横向力和横向平稳性指标。针对 3 种模型在直线工况下进行时域仿真, 轨道不平顺采用武广线路谱, 车辆仿真速度分别设为 200 km/h 和 380 km/h, 且考虑电机弹性架悬的不同悬挂频率, 计算范围为 0~10 Hz。提取第 1 轮对的轮轴横向力, 见图 10 所示。图中横轴为电机悬挂频率, 纵轴为轮轴横向力。

由图 10 可知: 对于 model 1, 电机悬挂频率为 1~2 Hz 时轮轴横向力得到显著降低, 这说明电机弹性架悬对该型高速列车的直线运行性能具有明显改善作用。对于 model 3, 当悬挂频率在 4~6 Hz 时, 直线运行工况下轮轴横向力略有减小; 对于 model 2, 电机弹性架悬对其轮轴横向力几乎没有影响。此外, 还可以发现 model 3 的轮轴横向力明显高于 model 2, 这说明 Type B 型车发生车轮磨耗后轮轴横向力会显著增大。

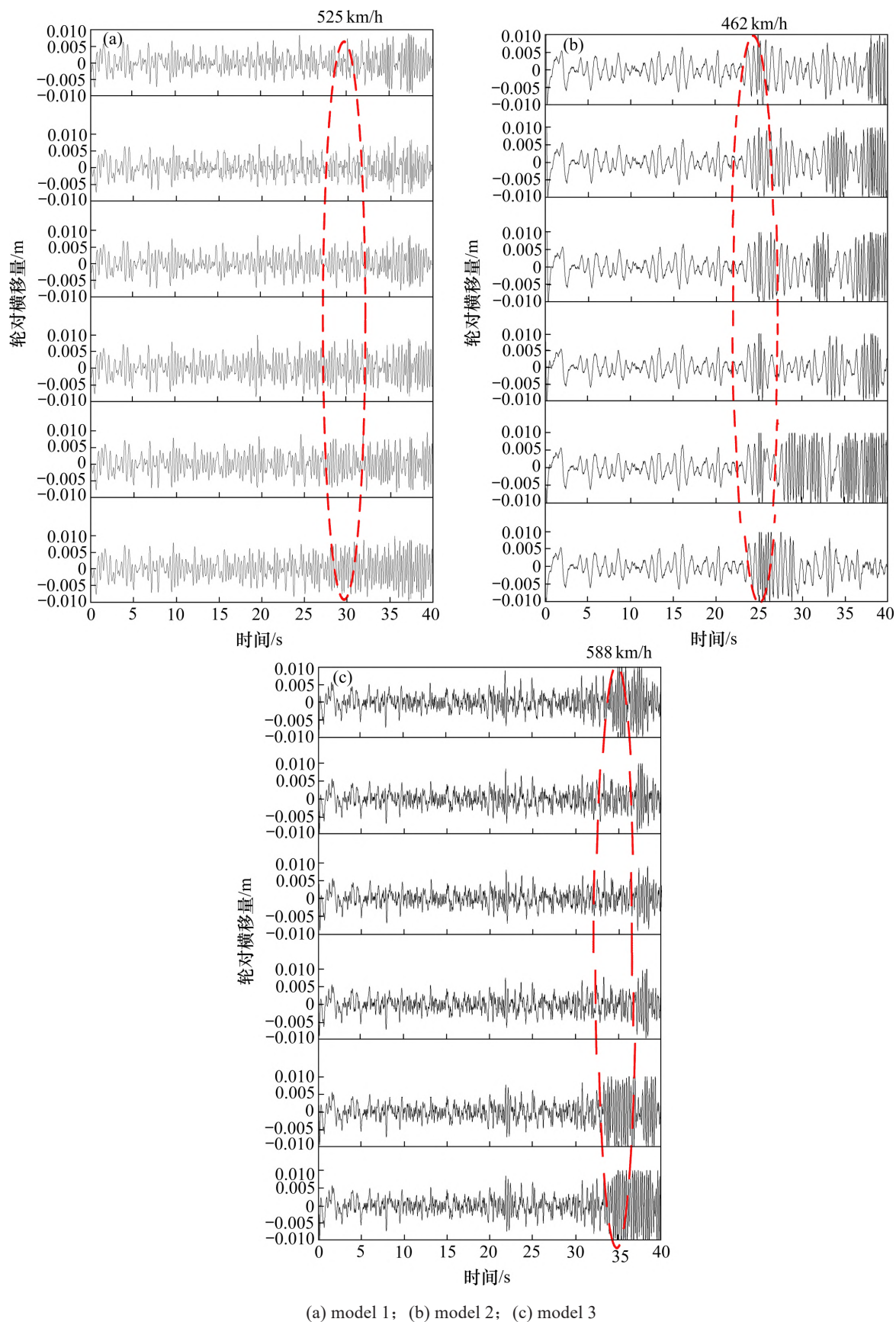


图9 不同电机悬挂频率下轮对横移曲线

Fig. 9 Wheelset traverse curves under different motor suspension frequencies

由于电机弹性架悬对 model 2 和 model 3 在直线工况下轮轴横向力影响很小, 故分析电机弹性架悬对该2种模型在故障工况下直线运行性能的影响, 并考虑不同电机悬挂频率。以单二系横向减振器或抗蛇行减振器失效为例, 同样提取第1轮对的轮轴横向力, 结果见图11所示。图中横轴为电机悬挂频率, 纵轴为轮轴横向力。

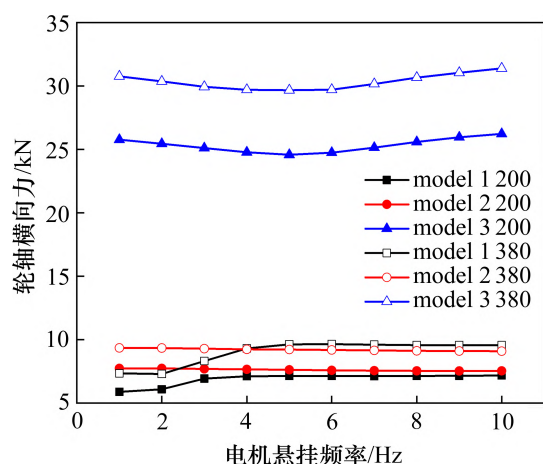


图10 不同电机悬挂频率下轮轴横向力

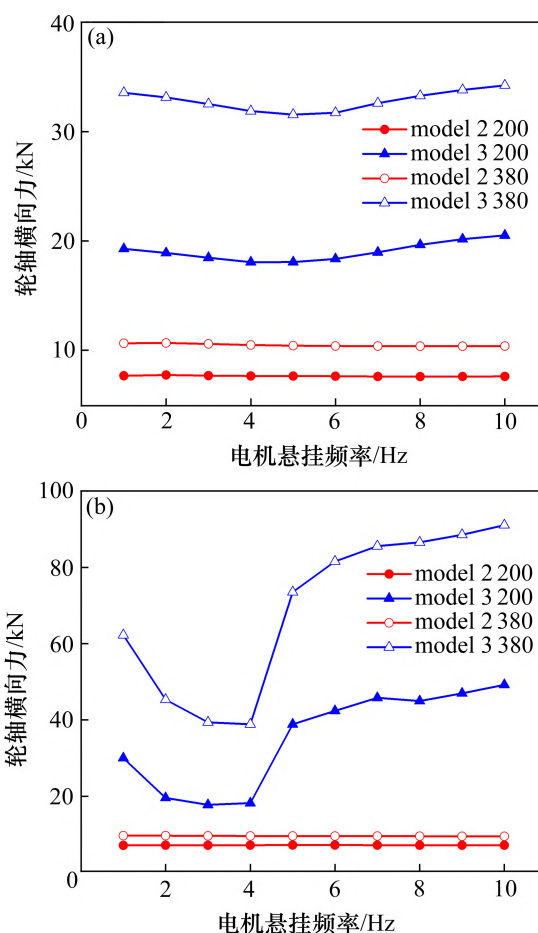
Fig. 10 Lateral wheelset force under different motor suspension frequencies

由图11(a)可知: 单二系横向减振器失效工况时, 该2种模型在200 km/h和380 km/h下的轮轴横向力均略有增大, 但电机弹性架悬对 model 2 和 model 3 的轮轴横向力影响仍然较小。由图11(b)可知: 单抗蛇行减振器失效时, model 3 在200 km/h和380 km/h时轮轴横向力会显著增大, 此时选用3~4 Hz的电机悬挂频率可使得该模型的轮轴横向力得到明显改善, 尤其对于380 km/h工况来说, 可使其横向稳定性由失稳状态转变为稳定状态。对于 model 2 来说, 单抗蛇行减振器失效和电机弹性架悬对其直线工况下轮轴横向力影响很小。

3.2 横向平稳性指标

图12为3种模型在直线工况下的车体横向平稳性指标, 图中横轴为电机悬挂频率, 纵轴为车体横向平稳性指标。由图12可知: 当运行速度为200 km/h时, 电机悬挂频率对3种车型横向平稳性指标几乎没有影响, 且均属于优秀等级; 当运行速度为380 km/h时, 电机悬挂频率在1~3 Hz范围时可以显著地降低 model 1 的横向平稳性指标, 使

model 1 的横向平稳性等级由良好转为优秀; 但电机弹性架悬对其他2种模型的横向平稳性没有影响。此外, 无论运行速度为200 km/h还是380 km/h, model 3 的车体横向平稳性指标均比 model 2 大, 这说明 Type B 型车踏面发生磨耗后, 其横向平稳性显著变差。



(a) 单二系横向减振器失效; (b) 单抗蛇行减振器失效

图11 失效工况下的轮轴横向力

Fig. 11 Lateral wheelset force under failure conditions

4 电机弹性架悬对横向稳定性影响机理

由上述研究可知: 电机弹性架悬可以改善 model 1 和 model 3 的横向稳定性, 但对 model 2 的横向动力学性能影响很小。为了分析其内在机理, 提取3种模型在直线工况下转向构架横向振动速度, 并对其进行频谱分析处理, 运行速度为380 km/h, 且考虑电机刚性和弹性架悬, 得到有关构架横向振动速度的功率谱结果, 见图13所示。

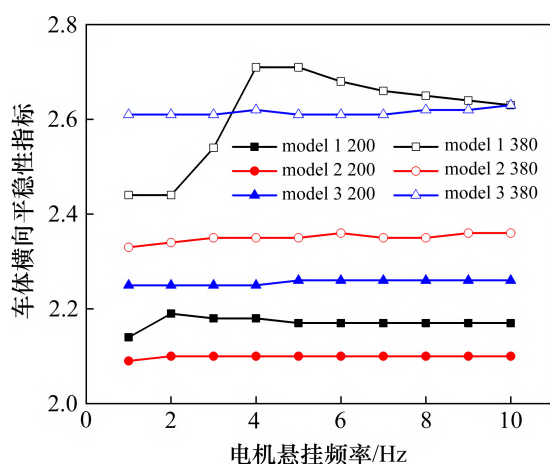


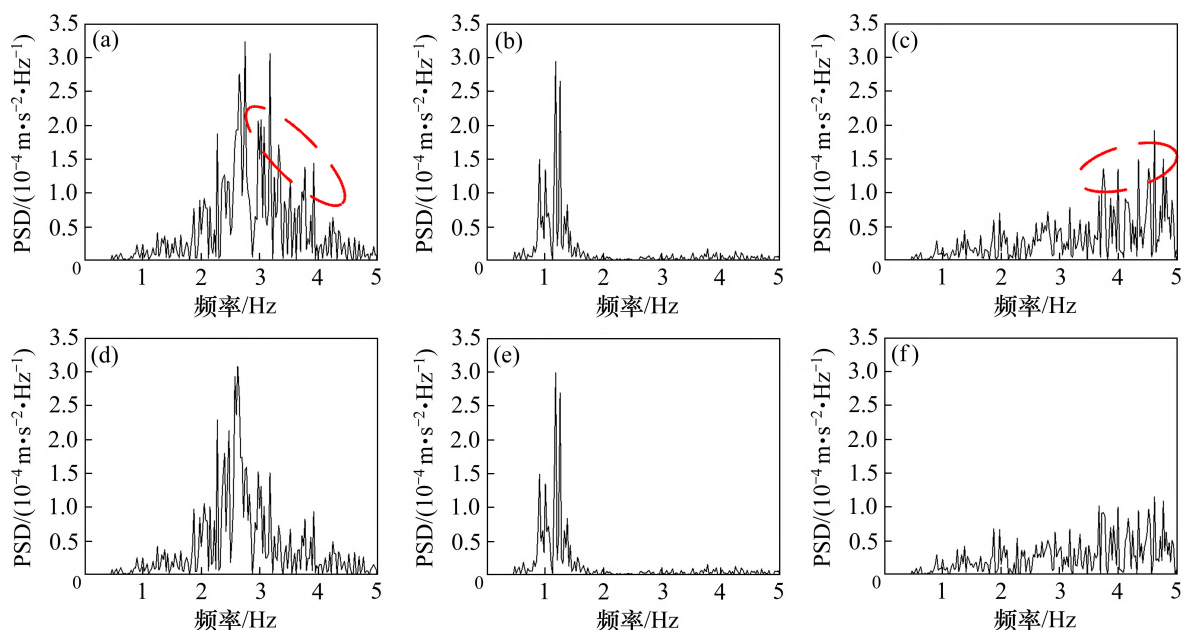
图12 不同电机悬挂频率下横向平稳性

Fig. 12 Lateral ride comfort under different motor suspension frequencies

由图13可知: model 1和model 3的构架横向振动能量主要集中在3~5 Hz范围内, 电机弹性架悬能够显著降低model 1和model 3在该范围内振

动能量。model 2的蛇行能量主要集中在1 Hz左右, 但电机弹性架悬对该车型在1 Hz左右的振动能量影响很小。仿真结果还发现: model 1和model 3的转向架构架横向速度明显大于model 2, model 1, model 2和model 3在上述工况下转向架构架横向速度统计最大值分别为0.10, 0.11和0.05 m/s, 这说明前2种模型的转向架蛇行运动能量远高于后者。

从能量角度对其进行解释: model 1和model 3的转向架蛇行能量较大, 当电机悬挂频率和转向架构架的蛇行频率接近时, 电机弹性架悬可以转移或吸收转向架蛇行振动能量, 从而降低蛇行运动幅值且抑制蛇行运动能量的输入。因此, 电机弹性架悬可明显改善model 1和model 3的横向稳定性。而model 2由于采用较大抗蛇行减振器阻尼, 其低频转向架蛇行得到明显抑制且能量较小, 电机弹性架悬对其横向稳定性改善作用有限。



(a) model 1 刚性; (b) model 2 刚性; (c) model 3 刚性; (d) model 1 弹性; (e) model 2 弹性; (f) model 3 弹性

图13 转向架构架横向振动速度功率谱密度

Fig. 13 Power spectrum density for the lateral vibration velocity of bogie frames

5 结论

1) 新轮状态下, Type A型车采用较大锥度踏面、较大一系定位刚度且匹配较小抗蛇行减振器阻尼, 主要蛇行模态为转向架蛇行; Type B型车

采用较小锥度LMA踏面、较小一系定位刚度且匹配较大抗蛇行减振器阻尼, 主要蛇行模态为轮对蛇行。由于电机弹性架悬主要通过吸收转向架构架蛇行能量从而提高车辆横向动力学性能, 因此电机弹性架悬可显著改善Type A型车的横向稳定

性,而对新轮状态下Type B型车的横向稳定性影响很小。

2) 当Type B型车发生车轮踏面磨耗后,其等效锥度变大,主要蛇行模态变为转向架蛇行,此时电机弹性架悬对其横向稳定性具有较为显著的改善。当该车型在发生单抗蛇行减振器失效故障且运行速度为380 km/h时,选用适当的电机悬挂频率时可使其横向稳定性得到恢复。这说明电机弹性架悬有利于增强高速列车蛇行稳定性裕度,提高高速列车抵抗转向架悬挂参数变化和外界扰动的能力。

3) 基于动力吸振原理,电机弹性悬挂参数的选取应使电机横向固有振动频率与服役运营工况下转向架蛇行失稳频率一致,此时电机弹性架悬对轨道车辆横向稳定性改善最显著。尤其当高速列车的主要蛇行模态为转向架蛇行时,电机弹性架悬的改善效果更为显著。

参考文献:

- [1] 金鼎昌,罗赞,黄志辉.牵引电动机悬挂方式对机车或动车动力学性能的影响[J].铁道学报,1994,16(S1): 43-47.
JIN Dingchang, LUO Yun, HUANG Zhihui. The effect of the driving motor's suspension type on the rail way vehicle dynamics[J]. Journal of the China Railway Society, 1994, 16(S1): 43-47.
- [2] 张红军,黄勇明,李冠军,等.六轴提速机车采用弹性架悬方式的研究[J].中国铁道科学,2008,29(3): 84-88.
ZHANG Hongjun, HUANG Yongming, LI Guanjun, et al. Research on the speed-increase six-axle locomotive with driving equipment flexibly suspended on the frame [J]. China Railway Science, 2008, 29(3): 84-88.
- [3] 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): 78-82.
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): 78-82.
- [4] 张晓霞,侯跃,姚远.驱动系统弹性悬挂方式对机车动力学影响对比研究[J].铁道机车车辆,2018,38(6): 43-48.
ZHANG Xiaoxia, HOU Yue, YAO Yuan. Influence of drive system elastic suspension on locomotive dynamics [J]. Railway Locomotive & Car, 2018, 38(6): 43-48.
- [5] 徐坤,曾京,黄彩虹,等.牵引电机架悬参数对动车转向架稳定性的影响[J].铁道学报,2019,41(8): 32-38.
XU Kun, ZENG Jing, HUANG Caihong, et al. Influence of suspension parameters of traction motor on stability of high speed train bogie[J]. Journal of the China Railway Society, 2019, 41(8): 32-38.
- [6] ALFI S, MAZZOLA L, BRUNI S. Effect of motor connection on the critical speed of high-speed railway vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(S1): 201-214.
- [7] HUANG Caihong, ZENG Jing, LIANG Shulin. Influence of system parameters on the stability limit of the undisturbed motion of a motor bogie[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2014, 228(5): 522-534.
- [8] 姚远,张开林,张红军,等.机车驱动系统弹性架悬的机理与应用研究[J].铁道学报,2013,35(4): 23-29.
YAO Yuan, ZHANG Kailin, ZHANG Hongjun, et al. Mechanism of drive system elastic suspension and its application[J]. Journal of the China Railway Society, 2013, 35(4): 23-29.
- [9] YAO Yuan, ZHANG Hongjun, LUO Shihui. The mechanism of drive system flexible suspension and its application in locomotives[J]. Transport, 2015, 30(1): 69-79.
- [10] 徐坤,曾京,黄彩虹,等.高速动车电机架悬参数对转向架动力学性能影响研究[J].振动与冲击,2018,37(20): 95-100, 108.
XU Kun, ZENG Jing, HUANG Caihong, et al. The influence of motor elastic bogie-suspended parameters of high-speed vehicles on the dynamic performance of bogies[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(20): 95-100, 108.
- [11] 时瑾,孙征南,孙宪夫,等.现行350 km/h高铁线路技术条件运营400 km/h高速列车适应性研究[J].铁道科学与工程学报,2020,17(9): 2171-2180.
SHI Jin, SUN Zhengnan, SUN Xianfu, et al. Research on the adaptability of high-speed train running at 400 km/h under current 350 km/h high-speed railway technical conditions[J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2020, 17(9): 2171-2180.
- [12] LIANG Shulin, LUO Ren, WU Pingbo. Safety analysis

- for high speed bogie technologies of CRH3 EMU[J]. *Advanced Materials Research*, 2012, 479/480/481: 797–802.
- [13] 张鹏飞, 朱旭东, 雷晓燕, 等. 翼轨加高值对高速列车过岔动力特性影响分析[J]. *铁道科学与工程学报*, 2019, 16(12): 2903–2912.
- ZHANG Pengfei, ZHU Xudong, LEI Xiaoyan, et al. Influence of wing rail lifting value on dynamic characteristics of high speed train crossing the turnout[J]. *Journal of Railway Science and Engineering*, 2019, 16(12): 2903–2912.
- [14] ZHAI Wanming, LIU Pengfei, LIN Jianhui, et al. Experimental investigation on vibration behaviour of a CRH train at speed of 350 km/h[J]. *International Journal of Rail Transportation*, 2015, 3(1): 1–16.
- [15] YAO Yuan, YAN Yapeng, HU Zhike, et al. The motor active flexible suspension and its dynamic effect on the high-speed train bogie[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2018, 140(6): 064501.
- [16] YAO Yuan, WU Guosong, SARDAHI Y, et al. Hunting stability analysis of high-speed train bogie under the frame lateral vibration active control[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2018, 56(2): 297–318.
- [17] 林凤涛, 黄琴, 张海, 等. CRH3 高速列车多边形磨耗车轮通过钢轨波磨区段的轮轨力研究[J]. *铁道科学与工程学报*, 2021, 18(7): 1706–1714.
- LIN Fengtao, HUANG Qin, ZHANG Hai, et al. Study on wheel-rail force of CRH3 high speed train with wheel polygon when passing corrugation rail[J]. *Journal of Railway Science and Engineering*, 2021, 18(7): 1706 – 1714.

(编辑 阳丽霞)