

高原机车悬挂方案对车辆振动特性的影响^{*}

王晨¹, 罗世辉¹, 樊慧², 杜重远², 马卫华¹, 许自强¹

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都, 610031)

(2. 大连机车车辆有限公司 大连, 116022)

摘要 针对青藏铁路冻土带路基下沉问题, 为了实现高原机车转向架低动力作用, 基于车辆多体系统动力学理论, 建立了两种不同悬挂方案的高原机车动力学模型, 研究了不同一、二系悬挂刚度比 μ 对车体、构架以及轮轨垂向振动的影响。发现一、二系悬挂刚度比在 0.5~3 范围内变化时, 轮轨垂向力和构架垂向振动加速度增大了 11.24% 和 12.2%, 车体平稳性指标和垂向加速度分别减小了 11.3% 和 15%, 并分析了高原线路上两种悬挂方案机车动力学特性。计算结果表明, 选择刚度较大的二系悬挂, 虽然一定程度上恶化车体平稳性指标, 但较小的一系刚度在中低速范围内, 能够降低由轨道不平顺引起轮轨垂向冲击, 显著抑制了对轨下部分损伤较大的低频振动, 减小运行过程中机车对轨下部分的损害。

关键词 青藏铁路; 机车车辆; 悬挂刚度; 振动特性; 动力学性能

中图分类号 U262.5; TH113

引言

机车车辆是一个多自由度的振动系统, 作用于这个系统的各种激励使得它产生复杂的振动过程, 其主要的激励来源于线路构造不平顺^[1]。为了保证机车车辆运行平稳并减轻对车辆和轨道线路的破坏, 保证行车安全, 合理设计机车结构、选择合适的悬挂参数就显得尤为重要。当需要大幅度提高线路运输能力时, 一方面可以改进机车结构提高其动力学性能, 另一方面可以对线路进行整体改造。由于后者实施过程中耗资巨大, 各国采用较多的解决办法是改进车辆结构与参数, 从而提高线路运输能力^[2]。

轨道车辆悬挂三向刚度直接关系到车辆运行安全性, 一系悬挂刚度决定了转向架曲线通过性能以及车辆抗倾覆能力、黏着利用率和车辆稳定性^[3], 二系悬挂刚度则与车辆平稳性指标联系密切^[4]。现阶段对车辆动力学参数优化进行了大量的工作, 但多数对一系或者二系悬挂作为独立的变量加以研究, 分析单一变量对车辆动力学性能的影响^[5]。笔者将车辆一、二系悬挂刚度比作为变量, 在垂向总刚度不变的情况下, 讨论不同一、二系刚度的分配方案对车辆动力学性能的影响。

青藏铁路二期全长为 1 100 km, 最高海拔达到 5 000 m, 其中穿越永久冻土带的线路为 550 km。由于我国北方冻土带分布广阔, 东北、新疆等高纬度地区每年都有较长冰冻期, 在这些地区冻土路基沉降问题就显得异常重要。为了解决该问题, 目前所进行的工作主要是针对路基一道床等线路部分进行的研究, 车辆的影响仅作为外部激励加以考虑, 而未从机车结构参数方面着手。近年来的研究表明, 车辆激振引起的荷载对路基沉降的影响较为明显^[6]。如何通过改进车辆结构, 采取一定的措施开发低动力转向架来减轻轮轨间作用力, 以降低机车通过时对轨道施加的荷载, 成为高原机车设计的重要议题。为此, 笔者以国内某机车厂研发新型高原机车为契机, 比较了不同悬挂设计方案性能的差异。

1 动力学模型及悬挂结构介绍

1.1 车辆空间运动计算方程

在本研究中机车不考虑弹性变形, 只分析其刚体运动。主要包括车体、前后构架以及轮对的横摆、伸缩、沉浮、侧滚、点头及摇头运动^[7]。通过积分方法获

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51575458); 西南交通大学博士生创新基金资助项目; 中国铁路总公司科技研究开发计划资助项目(2017J011-B); 中国铁道科学研究院基金资助项目(2017YJ09)

收稿日期: 2016-11-08; 修回日期: 2017-03-16

得车辆多体系统动力学模型非线性振动微分方程

$$\begin{cases}
 \mathbf{M}\ddot{\mathbf{Z}}_{n+1} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{Z}}_{n+1} + \mathbf{K}\mathbf{Z}_{n+1} = \mathbf{C}_f\dot{\mathbf{Z}}_v + \mathbf{K}_f\mathbf{Z}_v \\
 \mathbf{Z}_{n+1} = \mathbf{Z}_n + \dot{\mathbf{Z}}_n\Delta t + (0.5 + \varphi)\ddot{\mathbf{Z}}_n\Delta t^2 - \dot{\varphi}\ddot{\mathbf{Z}}_{n-1}\Delta t^2 \\
 \dot{\mathbf{Z}}_{n+1} = \dot{\mathbf{Z}}_n + (1 + \varphi)\ddot{\mathbf{Z}}_n\Delta t - \dot{\varphi}\ddot{\mathbf{Z}}_{n-1}\Delta t
 \end{cases} \quad (1)$$

其中： $\mathbf{M}, \mathbf{C}, \mathbf{K}$ 分别为质量、阻尼、刚度矩阵； \mathbf{C}_f 为激励阻尼矩阵； \mathbf{K}_f 为激励刚度矩阵； $\ddot{\mathbf{Z}}, \dot{\mathbf{Z}}, \mathbf{Z}$ 分别为相关自由度的位移矢量、速度矢量和加速度矢量； \mathbf{Z}_v 为轮对激励； n 为积分步数； Δt 为积分步长； φ 与 $\dot{\varphi}$ 为积分参数。

$$\begin{cases}
 \mathbf{Z} = (Z_c, \varphi_c, Z_{r1}, \varphi_{r1}, Z_{r2}, \varphi_{r2}) \\
 \mathbf{Z}_v = (Z_{v1}, Z_{v2}, Z_{v3}, Z_{v4}, Z_{v5}, Z_{v6}) \\
 \mathbf{M} = \text{diag}[M_c, I_c, M_{r1}, I_{r1}, M_{r2}, I_{r2}]
 \end{cases} \quad (2)$$

其中： \mathbf{C} 转换成 \mathbf{K} ，从而得到 \mathbf{K} 和 \mathbf{K}_f ； Z_c 表示车体的浮沉； φ_c 表示车体的点头； Z_{r1} 表示前构架的浮沉； φ_{r1} 表示前构架的点头； Z_{r2} 表示后构架的浮沉； φ_{r2} 表示后构架的点头； $Z_{v1}, Z_{v2}, Z_{v3}, Z_{v4}, Z_{v5}, Z_{v6}$ 分别为由于轨道不平顺引起的各轮对垂向位移； $M_c, I_c, M_{r1}, I_{r1}, M_{r2}, I_{r2}$ 分别为车体、前构架、后构架的质量和转动惯量； $K_{pz}, C_{pz}, K_{sx}, C_{sx}$ 分别为一、二系悬挂的垂向刚度和阻尼。

通过数值积分的方法将各个部分的运动方程联立，求解其矩阵方程，进而获得机车各项动力学性能指标。

1.2 车辆动力学模型

在青藏铁路开通以前，各国并没有专门研发用于高海拔条件的大功率机车。目前，我国在青藏铁路运行的机车主要有国产的 DF4D(3 240kW)，DF8B(3 100kW) 以及进口的 NJ2(3 356kW) 等型号，虽然以上机车性能优越，但均为 3 000kW 级别机车，受到整车功率限制，在高原线路上运行时需要多机重联运行。为此，国内某机车车辆厂以现有

的某型大功率机车为技术基础，提出两种悬挂设计方案，对比其低动力性能。

该型高原内燃机车采用 23t 轴重的 2C0 轴式转向架，如图 1 所示。一系采用钢弹簧配合垂向减振器，纵向由轴箱拉杆提供刚度，横向刚度主要由钢弹簧水平刚度和一系止挡提供；二系悬挂两种方案分别采用高圆簧和橡胶堆；牵引电机及齿轮箱采用抱轴方式布置，一端通过吊杆吊挂于构架端梁或横梁。根据机车的结构与参数，利用 SIMPACK 软件建立机车多体系统动力学模型。多体系统动力学是一种复杂的非线性多体系统，由于车体、构架和轮对等质量体的刚度相对悬挂系统的刚度大很多，故可以不考虑其弹性，这样就可以把车辆系统简化为多刚体动力学系统。模型中车体、构架、轮对、电机、电机吊杆及四连杆牵引装置(2 个牵引杆、1 个连接杆、1 个拐臂)等视为刚体，一系簧、二系簧、减振器、止挡等视为力元。高原机车模型拓扑结构如图 2 所示，共包含 86 个自由度。轮对采用 JM3 踏面，高原线路选择 50kg 轨。

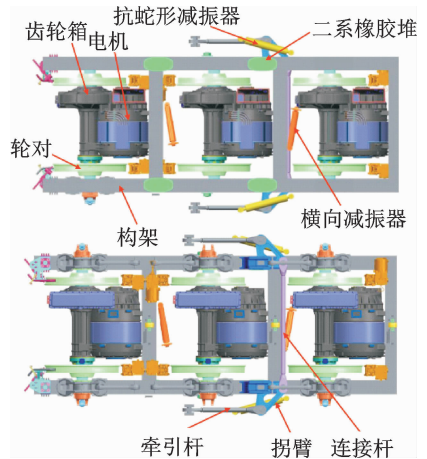


图 1 机车转向架结构

Fig. 1 The structure of the bogie

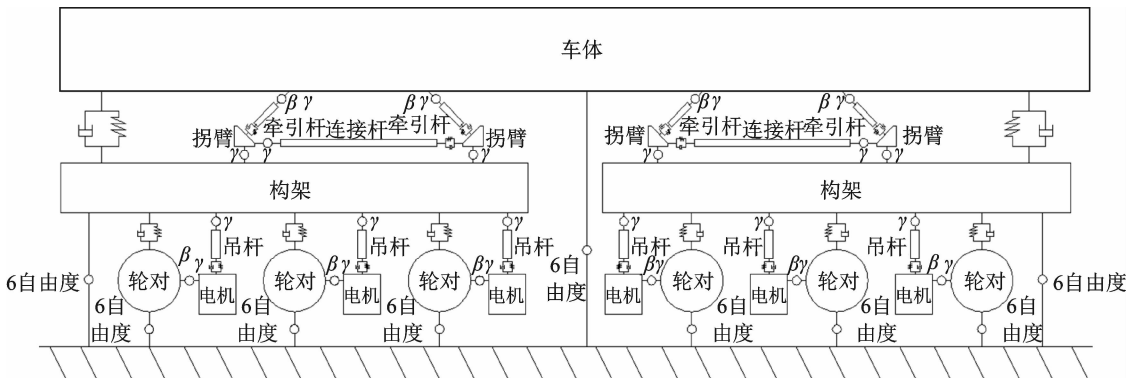


图 2 机车动力学模型拓扑图

Fig. 2 The topological graph of the locomotive dynamic model

1.3 机车二系高圆簧与橡胶堆特点

机车的二系悬挂主要采用高圆簧和橡胶堆^[8]。高圆簧也称高柔度螺旋弹簧,是连接车体与构架的弹性元件,有着较大垂向静挠度。采用高圆簧作为二系悬挂元件能够简化转向架结构,提高车体垂向平稳性指标。目前,我国新设计的时速160km/h的机车二系悬挂大部分采用高圆簧结构。

橡胶堆结构也是机车上广泛运用的一种减振元件,主要有圆形和矩形两种^[9]。橡胶堆是由橡胶和钢板交错叠加而成,能够较好地隔离轨道激励引起的垂向振动对车体的影响,保证了车体运行的稳定性,更好地调节和分配转向架和车体的质量,降低车体与

转向架的蛇行频率,减缓轮对对钢轨的横向冲击力。

1.4 两种机车悬挂方案结构参数对比

在机车设计中,二系悬挂主要选用橡胶堆与高圆钢簧,而其相对应的一系钢簧的选择也有一定差异。随着技术的发展,目前投入运营的各种新型机车普遍采用单轴转矩调节控制机构,有效解决了黏着利用率的问题。因此,在现阶段设计机车普遍采用较软的二系来保证良好的车辆平稳性指标,即原始方案S。为了降低机车运行过程中对路基的冲击,减轻由此产生的垂向沉降,又专门设计了运行于青藏铁路的悬挂方案R,两种方案参数对比如表1所示。

表1 两种悬挂方案对比

Tab.1 The compare of two kinds of parameters

转向架参数	方案R:一系钢簧(软)+二系橡胶堆(硬)	方案S:一系钢簧(硬)+二系钢簧(软)
一系垂向刚度/(kN·m ⁻¹)	800	2 320
一系纵向刚度/(kN·m ⁻¹)	660	3 588
一系横向刚度/(kN·m ⁻¹)	660	3 588
一系横向间隙(自由+弹性)/mm	0.5+2/10+10/0.5+2	0.5+10/10+10/0.5+10
二系垂向刚度/(kN·m ⁻¹)	7 700	650
二系横向刚度/(kN·m ⁻¹)	196	180
二系纵向刚度/(kN·m ⁻¹)	313	180
二系垂向减振器阻尼/(Ns·m ⁻¹)	无垂向减振器	45 000/23 300

方案R(Rubber):为减小轮轨垂向冲击,该方案采用较小的一、二系刚度比($\mu=0.104$)。二系采用垂向刚度较大(7 700kN/m)而挠度较小的橡胶堆,一系采用垂向刚度较小(800 kN/m)的钢簧,且二系不设置垂向减振器。一系横向间隙(自由+弹性)为端轴0.5+2mm,中间轴10+10mm。端轴(一、三)轮对横向位移为0.5mm时(轴箱轴承提供),一系无横向刚度;横向位移为0.5~2.5mm时,一系横向刚度由轴箱弹簧提供,每个轴箱为660kN/m;超过2.5mm的横向位移时,横向刚度由横向止挡和弹簧提供,每轴箱为10 660kN/m。中间轴轮对横向位移为10mm时(轴箱轴承提供),一系无横向刚度;横向位移为10~20mm时,一系横向刚度由轴箱弹簧提供,每个轴箱为660kN/m。

方案S(Spring):该方案采用较大的一、二系刚度比($\mu=3.5$)。二系采用垂向刚度较小(650 kN/m)而挠度较大的高圆簧,一系采用垂向刚度较大(2 320 kN/m)的钢簧,且二系设置垂向减振器。一系横向间隙(自由+弹性)为端轴0.5+10mm,中间轴10+10mm。端轴(一、三)轮对横向位移为

0.5mm时(轴箱轴承提供),一系无横向刚度;横向位移为0.5~10.5mm时,一系横向刚度由轴箱弹簧提供,每个轴箱为3 588kN/m。中间轴轮对横向位移为10 mm时(轴箱轴承提供),一系无横向刚度;横向位移为10~20 mm时,一系横向刚度由轴箱弹簧提供,每个轴箱为3 588 kN/m。

2 垂向刚度分配对车辆动力学特性的影响

为了保证车辆整体垂向动力学性能以及车辆动态限界,一、二系悬挂总刚度不能过小。当车辆总的垂向刚度 k_0 一定的时候,一、二系垂向刚度分别为 k_1 与 k_2 ,其悬挂刚度比 $\mu=k_1/k_2$, $k_0=k_1+k_2$, $k_1=$

$$\frac{\mu}{\mu+1}k_0, k_2 = \frac{1}{\mu+1}k_0。$$

模型选用原始机车设计方案,水平刚度与阻尼保持原值,通过改变一、二系悬挂刚度比来改变一、二系的垂向刚度。在直线上运行时,机车速度选择15~105 km/h,以车体、构架以及轮轨垂向力为分析对象,轨道随机不平顺选择青藏铁路实测轨道

激励。

轨道车辆性能评价指标主要包括平稳性指标和曲线通过性能。青藏铁路自然条件较为恶劣,其轨道激励差于我国干线铁路,在计算过程中选用了实测的青藏铁路轨道不平顺激励,如图 3 所示。

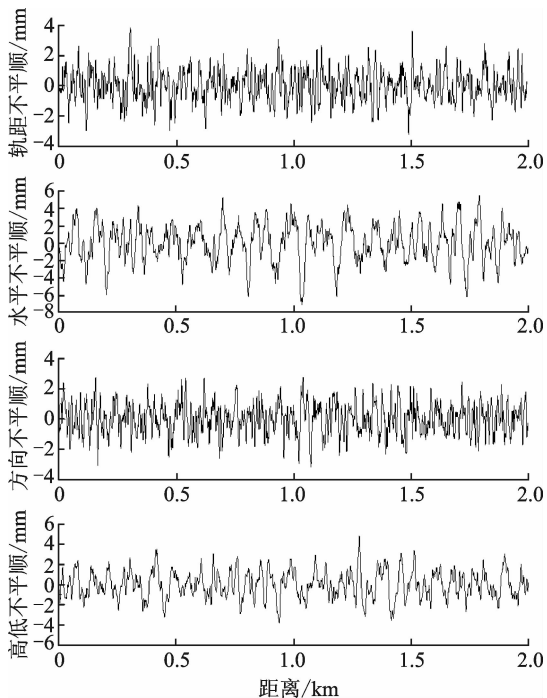


图 3 实测青藏铁路轨道不平顺激励

Fig. 3 The measured track irregularity of Qinghai-Tibet Railway

图 4、图 5 为车体垂向平稳性与加速度随刚度比变化关系。由图中可以看出,相同速度下车体垂向加速度随着刚度比的增大总体呈下降的趋势,低速区间变化幅度有限,高速区间变化较大。机车以 105 km/h 运行、刚度比为 1 时的车体垂向加速度为 2.6 m/s^2 ,刚度比为 3 时的车体垂向加速度为 2.2 m/s^2 ,两者相差约 15%。车体垂向平稳性指标

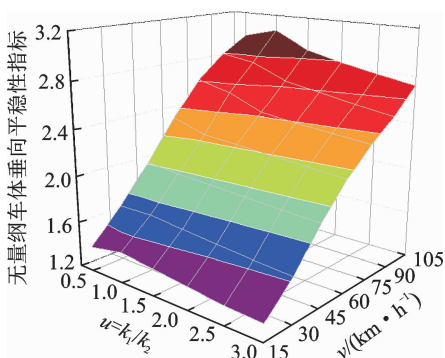


图 4 车体垂向平稳性

Fig. 4 The vertical riding quality of carbody

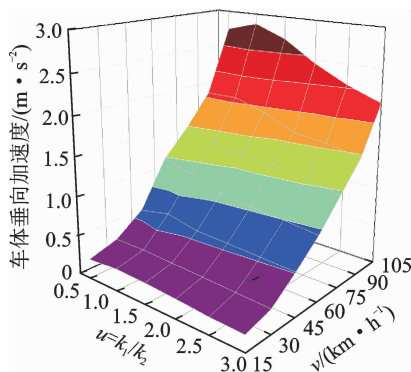


图 5 车体垂向加速度

Fig. 5 The vertical acceleration of carbody

随刚度比的增加呈逐渐降低的趋势,最大值与最小值相差约为 11.3%。

图 6、图 7 给出了构架垂向加速度和机车导向轮对轮轨垂向力随刚度比的变化趋势。由图可知,导向轮对轮轨垂向力随刚度比的增大逐渐增大,构架的垂向加速度随刚度比的增大迅速增加。当机车运行速度为 105 km/h 时,刚度比在 0.5~3 范围内变化,构架垂向加速度变化了 12.2%。同样速度下刚度比在 0.5 与 3 时的轮轨垂向力分别达到 152.2 和 167.8kN,相差了 11.24%。

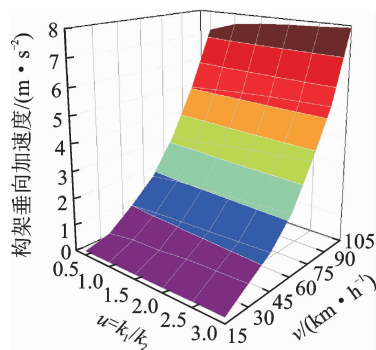


图 6 构架垂向加速度

Fig. 6 The vertical acceleration of frame

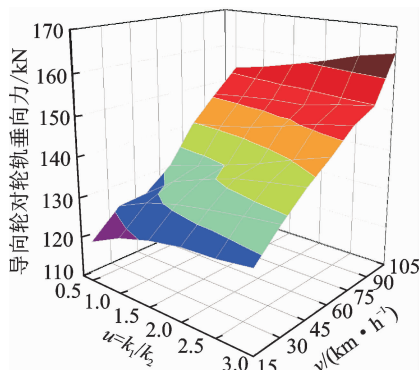


图 7 导向轮对轮轨垂向力

Fig. 7 The wheel/rail vertical force

通过以上分析发现,速度越高,刚度比对垂向振动性能影响越大。机车总的垂向刚度一定时,一、二系刚度比同时影响到车辆垂向平稳性与轮轨垂向力幅值。较大的刚度比可以减小轮轨垂向冲击,而较小的刚度比能够提供较好的车辆垂向平稳性,但刚度比过高或较低均不利于整车的性能,根据不同的情况选择合适的刚度比就显得尤为重要。

3 两种悬挂方案车辆轨耦合系统的动力学行为

3.1 两种悬挂方案对车辆运行平稳性的影响

平稳性是用来衡量车辆乘坐舒适度的一项重要指标,它反映了车体振动对旅客舒适度的影响。目前在世界范围内使用最为广泛的是通过 Sperling 指标加以分析^[7,10-11]。

如图 8、图 9 所示,在 105 km/h 速度范围里两种方案的车体横向平稳性指标相差不大,基本达到 TB/T 2360-1993 规定的优秀标准。R 方案在速度超过 105 km/h 以后垂向平稳性指标已经超出了 3.1,但未超过 TB/T 2360-1993 规定的合格标准,而高圆簧方案基本全程能满足优秀标准要求。两种方案对车辆横向平稳性指标影响较小,但对垂向平稳性指标影响较大。

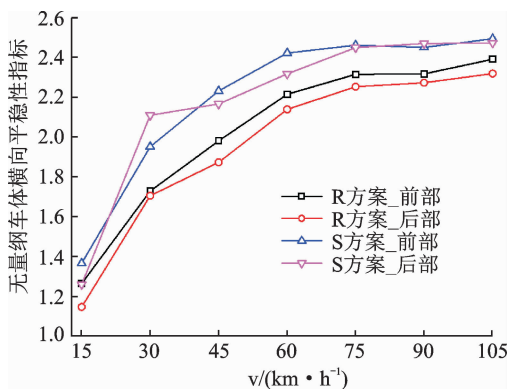


图 8 车体横向平稳性指标

Fig. 8 The lateral riding quality of carbody

3.2 两种悬挂方案对车辆振动特性的影响

功率谱密度 (power spectral density, 简称 PSD) 是用来度量随机振动的一种概率统计方法^[7,12],将原来时域的振动信号转化为频域的信号。机车运行过程中,各个部分振动可视为平稳随机过程,随机过程的功率谱密度函数应看作是各个频域

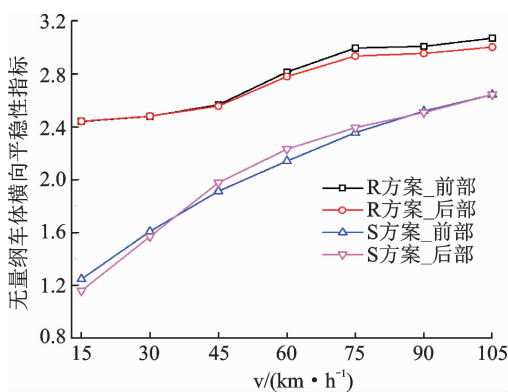


图 9 车体垂向向平稳性指标

Fig. 9 The vertical riding quality of carbody

范围内振动能量分布情况。

图 10、图 11 给出了直线轨道上车速为 60 km/h 时轮对、构架及车体垂向振动功率谱密度。从图中可知,两种方案轮对功率谱密度峰值分布非常接近,主要集中在 2~25 Hz 区间以内,两种方案转向架的功率谱密度峰值分别为 0.148 和 0.422 m^2/s^3 ,相差 3 倍左右。两种方案构架功率谱密度均包括两个频率区间,分别分布于 5~10 Hz 和 16~18 Hz。方案 S 转向架的主频为 9 Hz,次频为 17 Hz,功率谱密度峰值为 0.296 m^2/s^3 左右;方案 R 转向架的主频为 7 Hz,功率谱密度峰值为 0.126 m^2/s^3 ,相差约 2.5 倍。两种悬挂的车体同时在 3Hz 处出现峰值激励,此外 S 方案在 9Hz 处继承轮对与构架传递上来的振动,两者间仍有 2.5 倍以上差距,与车辆平稳性指标分析结果一致。

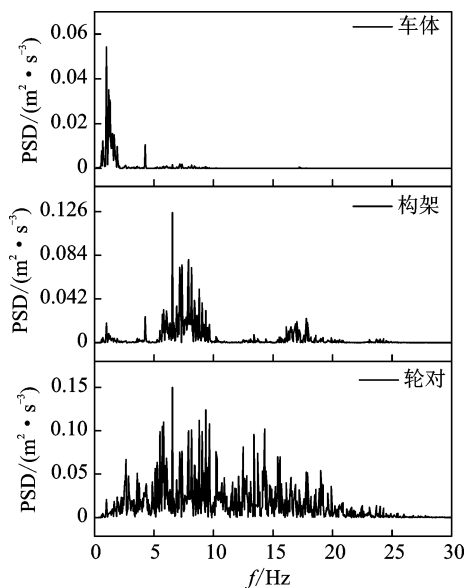


图 10 方案 R 轮对、构架和车体振动功率谱密度

Fig. 10 The power spectral density of scheme R

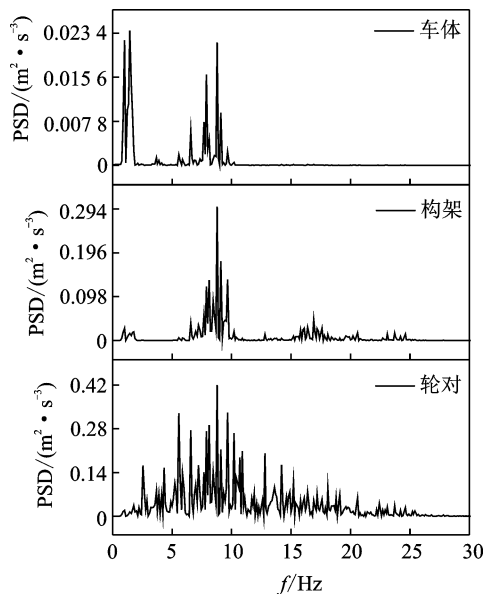


图 11 方案 S 轮对、构架和车体振动功率谱密度
Fig. 11 The power spectral density of scheme S

3.3 两种悬挂方案对轮轨冲击特性的影响

该型机车设计用于青藏铁路,为避免对冻土地带路基造成严重损伤,专门研究轮轨垂向冲击情况。图 12、图 13 为实测线路条件下 SIMPACK 仿真获得 60 km/h 速度下两种方案机车导向轮对轮轨垂向力时域图与频谱图,发现选用较小一系刚度能够明显减轻轮轨垂向振动,同时削弱轮轨低频作用波峰。为方便观察,图 14 列出不同速度下两种方案机车车辆轮对轮轨垂向力之和。如图所示,在 90~105 km/h 高速范围内两种方案轮轨垂向力相差较小,而在 15~90 km/h 中低速范围内相差较大。橡胶堆方案轮轨垂向力明显小于高圆簧方案,最大差值达到 503 kN,约占总垂向力的 23.5%。

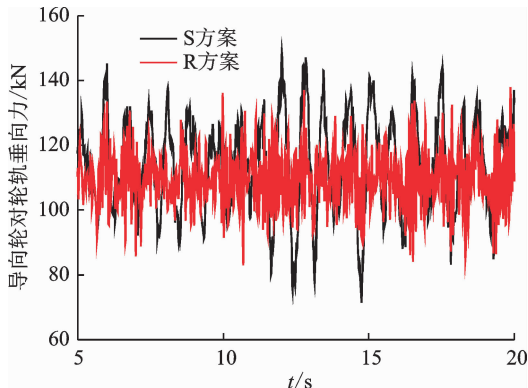


图 12 导向轮对轮轨垂向力
Fig. 12 The vertical force of guide wheel

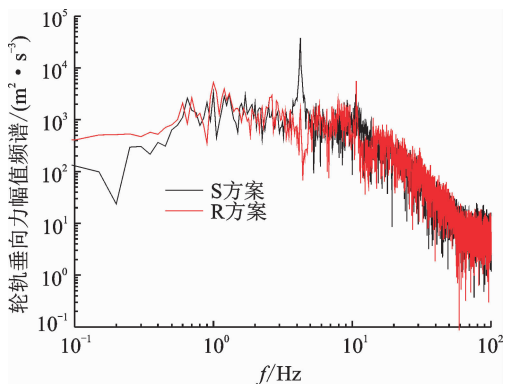


图 13 导向轮对轮轨垂向力功率谱密度
Fig. 13 The PSD of vertical force of guide wheel

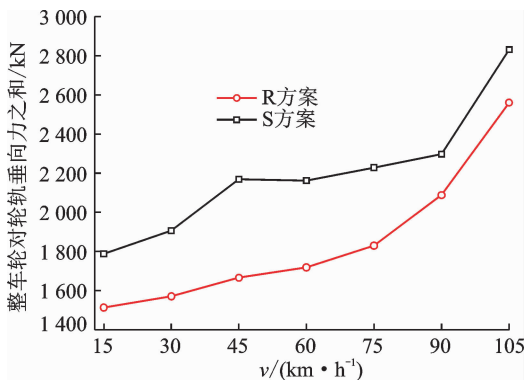


图 14 整车轮对轮轨垂向力之和
Fig. 14 The total vertical force of the locomotive

由于青藏铁路特殊地理环境,虽然目前青藏铁路使用的机车最大运行速度为 100 km/h,但机车在青藏铁路上进行牵引试验时,三机重联牵引 3 000 t 列车在长大上坡(羊八井至拉萨段,全长为 40 km,垂向降幅约为 100m,坡度为 20‰)运行时其平均速度为 35 km/h。长大下坡运行时,制动工况下 3 000t 列车速度稳定在 80 km/h。在实际运营过程中其运行速度远达不到试验时的速度,而在中低速运行条件下 R 方案轮轨垂向冲击力要远大于 S 方案。

4 结束语

由于青藏铁路特殊的地理环境,对机车性能提出了新的要求。本研究在原有机车基础上,基于多体系统动力学理论,引入两种机车悬挂方案,建立了多体动力学分析模型,以车辆平稳性、轮对、构架振动加速度功率谱密度等为对象进行了对比分析。由于考虑到车辆动态限界问题,无法做到一、二系悬挂

刚度同时取较小值。选择不同的一、二系悬挂刚度比,对轮轨垂向冲击力有着很大影响,在特定速度下两种方案差值可达到23.5%以上。两种方案相同频率下轮对垂向功率谱密度相差达到1.5倍以上。较小的一系刚度对簧下部件的低频振动抑制极为明显,而低频振动的能量不易衰减,作用范围较广,对钢轨下部的道床、路基等存在较大损害。选择不同悬挂方案,机车簧上和簧下振动均有较大差异。改变二系悬挂垂向刚度,机车车体平稳性发生较明显变化,但仍在可以接受的范围内;而改变一系簧刚度能够引起簧下轮对自振振动以及轮轨低频作用特性变化。因此,在实际运用中应结合机车的用途和具体的运行情况选择合适的悬挂参数。

参 考 文 献

- [1] Bideleh S M M, Berbyuk V, Persson R. Wear/ comfort pareto optimisation of bogie suspension [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2016, 54(1):1-24.
- [2] Li Xia, Yang Tao, Zhang Jian, et al. Rail wear on the curve of a heavy haul line—numerical simulations and comparison with field measurements[J]. *Wear*, 2016, 366/367:131-138.
- [3] Degrande G, Schillemans G. Free field vibrations during the passage of a thalys high-speed train at variable speed[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2001, 247(1): 131-144.
- [4] 张益瑞, 苏建, 张兰, 等. 轨道车辆转向架一系悬挂刚度测定[J]. *吉林大学学报:工学版*, 2016(4):1083-1089.
Zhang Yirui, Su Jian, Zhang Lan, et al. Primary suspension stiffness testing of railway vehicle bogie[J]. *Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition*, 2016(4):1083-1089. (in Chinese)
- [5] 刘鹏飞, 王开云, 翟婉明. 高速客车悬挂系统静挠度分配对运行平稳性的影响[J]. *西南交通大学学报*, 2013(2):193-198.
Liu Pengfei, Wang Kaiyun, Zhai Wanming. Effect of distributions of static suspension deflection on ride comfort of high-speed passenger cars[J]. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 2013, 48(2):193-198. (in Chinese)
- [6] 李小彭, 岳冰, 王丹, 等. 制动参数对制动系统稳定性的影响[J]. *振动、测试与诊断*, 2016, 36(1):73-79.
Li Xiaopeng, Yue Bing, Wang Dan, et al. Influence of braking parameters on the stability of braking system [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2016, 36(1):73-79. (in Chinese)
- [7] 王晨, 陈清, 罗世辉, 等. 不同轮径转向架对车辆动力学性能影响分析[J]. *铁道学报*, 2017(1):41-47.
Wang Chen, Chen Qing, Luo Shihui, et al. Influence of bogies with different diameter on the vehicle dynamics performance [J]. *Journal of the China Railway Society*, 2017(1):41-47. (in Chinese)
- [8] 孙玉华, 赵艳杰, 赵金斗, 等. 内燃动车车体与动力包悬挂局部振动分析[J]. *振动、测试与诊断*, 2016, 36(4):740-745.
Sun Yuhua, Zhao Yanjie, Zhao Jindou, et al. Local vibration analysis on diesel multiple unit body and suspended powerpack[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2016, 36(4):740-745. (in Chinese)
- [9] 林立钊, 张亚新, 许呈祥, 等. 机车用二系旁承橡胶堆结构分析[J]. *机车电传动*, 2011, 21(3):31-33.
Lin Lidian, Zhang Yaxin, Xu Chengxiang, et al. Structure analysis of secondary rubber side bearer pad for locomotive[J]. *Electric Drive for Locomotives*, 2011, 21(3):31-33. (in Chinese)
- [10] 李双, 余衍然, 陈玲, 等. 随机悬挂参数下轨道车辆平稳性的全局灵敏度分析[J]. *铁道学报*, 2015, 37(8):29-35.
Li Shuang, Yu Yanran, Chen Ling, et al. Global sensitivity analysis on the ride quality of railway vehicle with stochastic suspension parameters [J]. *Journal of the China Railway Society*, 2015, 37(8):29-35. (in Chinese)
- [11] 孙丽霞, 姚建伟. 高速铁路车辆蛇行脱轨安全性评判方法研究[J]. *中国铁道科学*, 2013, 34(5):82-92.
Sun Lixia, Yao Jianwei. Hunting derailment safety evaluation method of high speed railway vehicle [J]. *China Railway Science*, 2013, 34(5):82-92. (in Chinese)
- [12] Polach O. A new approach to define criteria for rail vehicle model validation[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2014, 52(1):125-141.



第一作者简介:王晨,男,1987年5月生,博士生。主要研究方向为车辆系统动力学。曾发表《不同轮径转向架对车辆动力学性能影响分析》(《铁道学报》2017年第39卷第1期)等论文。
E-mail:tubolieful60@163.com