

DOI: 10.3901/JME.2020.02.138

# 基于刚柔耦合动力学模型的高速列车铸铝横梁应力状态分析\*

窦伟元<sup>1</sup> 张乐乐<sup>1</sup> 张海峰<sup>2</sup> 刘长青<sup>2</sup>

(1. 北京交通大学机械与电子控制工程学院 北京 100044;

2. 中车长春轨道客车股份有限公司 长春 130062)

**摘要:** 铸铝横梁是某型高速列车体悬式牵引电机的承载结构,其铝合金铸造结构复杂,同时承载来自车体弹性振动和电机转矩的多源载荷。在实际运营条件下结构的应力状态分析是预测、监控结构承载安全不可忽视的环节。建立车体-铸铝横梁结构耦合动力学模型,以哈大线实际线路工况为条件进行仿真,对比分析基于刚柔耦合模型和多刚体模型的车体加速度响应:刚体模型仅能表征低频下车体的刚体振型,随线路激励加剧,刚柔耦合模型中弹性体模态被激发,模态响应阶次提高,振动能量增大;将由车体动力学响应计算获得的时域载荷作用于经动载试验校验的铸铝横梁有限元模型,实现瞬态应力状态分析。结果表明:铸铝横梁载荷与车体振动呈正相关性,车体一阶垂向振动、电机转矩和车体菱形变形振动分别是引起多线路条件下垂向载荷、横向载荷加剧的主要因素;在现有模型条件下,结构典型高应力区域最大主应力变动方向角小于 $5^\circ$ ,呈准单轴应力状态。

**关键词:** 高速列车; 铸铝横梁; 刚柔耦合; 弹性振动; 应力状态

**中图分类号:** TG156

## Analysis on the Stress State of Cast Aluminum Beam of High Speed Train Based on Rigid-flexible Coupling Dynamic Model

DOU Weiyuan<sup>1</sup> ZHANG Lele<sup>1</sup> ZHANG Haifeng<sup>2</sup> LIU Changqing<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044;

2. CRRC Changchun Railway Vehicles Co.,Ltd., Changchun 130062)

**Abstract:** A cast aluminum beam is a key bearing structure of a body-hung traction motor on a high speed train. The cast beam with complex geometric shape sustains the excitation from the elastic vibration of the car-body and motor torque at the same time. Moreover, investigation of the stress state in practical condition plays a significant role in predicting and monitoring the bearing safety of structures. With respect to simulation of the conditions on the Harbin-Dalian lines, car-body & cast beam models are established to compare the response of acceleration between rigid and flexible model. Low frequency rigid vibration modes can only be obtained via the rigid model. The elastic modal is excited with the line's excitation enhancement, higher mode response and vibration energy are shown in the flexible model. A dynamic test is conducted to validate the FE model of the beam, and transient simulation is performed considering the load from the dynamic simulations. The results illustrate positive correlation between beam loads and car-body vibration, the first vertical mode, motor torque and diamond mode result in higher vertical and lateral loads in multi lines conditions, respectively. The range of angles of the first principal stress in high stress areas of the beam is no more than  $5^\circ$ , which indicates semi-uniaxial stress status.

**Key words:** high speed train; cast aluminum beam; rigid-flexible coupling; elastic vibration; stress state

## 0 前言

我国某型动车组采用体悬式牵引电机驱动,通

过吊装于车体底架的铸铝横梁承载电机系统的重量。该方式降低簧下质量,减小轮轨冲击作用,但系统的复杂性导致铸铝横梁受载状态复杂。一方面,轻量化车体受到线路激励时产生的弹性振动直接影响车下安装的铸铝横梁,若发生耦合振动,不利于驱动设备的正常运行;另一方面,牵引电机作为激

\* 国家自然科学基金资助项目(51475036)。20181208 收到初稿,20190520 收到修改稿

励源，一定程度上影响车体-铸铝横梁耦合振动，其以转矩形式输出的载荷引起结构偏载，加剧系统间耦合振动。铸铝横梁结构形式复杂、材料疲劳特性离散、实际运营中承受多源复杂载荷且尚不明确，结构的应力状态及承载能力分析对于列车运营安全、检修维护均不可忽视。

针对大型弹性模型的动力学分析简化，GUYAN<sup>[1]</sup>提出的刚度、质量矩阵缩减法被广泛用于有限元模型自由度缩减。在此基础上，LU 等<sup>[2]</sup>通过弹性化转向架构架分析了振动模式对疲劳损伤的影响，结果表明构架的十阶以下的模态振型对振动响应和疲劳损伤的贡献最为显著；WEI 等<sup>[3]</sup>对比了刚柔耦合车体模型与台架试验测得的车体固有频率，结果表明平均误差可控制在 5% 以下；包学海等<sup>[4]</sup>研究了基于子结构法的高速列车构架刚柔混合建模方法及其可行性；罗光兵等<sup>[5]</sup>对比了刚性、柔性悬挂方式对车体振动的影响，并根据滚振试验台进行了验证；LING<sup>[6]</sup>等基于有限元模态叠加法获得弹性体振动响应，研究了弹性化对舒适性和安全性的影响；SCHANDL 等<sup>[7]</sup>借助弹性化车体模型分析了主动抑振系统对舒适性的提升作用；石怀龙等<sup>[8]</sup>基于高速动车组刚柔耦合模型，较为系统的分析了设备质量、刚度、阻尼和位置关系等变量对系统响应的影响，并提出了改善方案；贺小龙等<sup>[9]</sup>讨论了弹性车体与多级多悬挂设备对高速列车运行舒适性的影响，并研究了悬挂位置的影响因素；SUN 等<sup>[10]</sup>设计了一种负刚度盘式弹簧，并通过刚柔耦合车体模型分析车下设备的最优匹配刚度；夏张辉等<sup>[11]</sup>考虑车下设备偏心对高速动车组运行平稳性的影响，建立含车下设备的弹性车体模型，通过遗传算法研究设备固有频率的最优取值，效果显著；GONG 等<sup>[12]</sup>提出一种多模式车体振动控制方法，通过车体刚柔耦合模型设计阻尼比以优化车体振动响应；针对弹性车体垂向振动，DUMITRIU<sup>[13]</sup>提出通过在车底架纵梁安装弹性抗弯连杆，提高车体垂向弯曲模态，以降低振动水平；王珊珊等<sup>[14]</sup>分别将车体、构架、轮对进行弹性化处理，从时域和频域角度对高速列车系统间振动传递特性进行较全面的对比和分析。上述研究侧重于弹性车体与悬挂设备间的参数匹配及车辆运行稳定性等方面，且系统的输入条件为单一的轨道不平顺，较少涉及由动力学模型带来的结构响应的差别，尤其是对柔性结构形成的多输入、复杂载荷的时域、频域组分，载荷特性的研究。同时，车体弹性振动影响显著，但实际运营工况下的结构承载不易实测，由模拟线路工况获得结构复杂载荷条件并分析应力状态是可行方法之一。

本文对比分析刚柔耦合模型、多刚体模型两种动力学方程求解方法造成结构响应的差别；建立弹性车体-铸铝横梁耦合模型，输入轨道不平顺与电机转矩的影响，基于该模型，计算并对比分析多线路工况下车体加速度响应的不同，进一步获得铸铝横梁时域载荷特性；以动载试验验证铸铝横梁有限元模型，分析时域载荷条件下结构的应力状态及承载能力。

## 1 刚柔耦合模型动力学方程及其求解方法对比

时域内的多刚体动力学模型通常由质点代表的刚性体、简化的弹簧单元以及不可忽略的大阻尼系统组成，其动态响应方程为

$$\mathbf{M}_R \ddot{\mathbf{x}}_R + \mathbf{C}_R \dot{\mathbf{x}}_R + \mathbf{K}_R \mathbf{x}_R = \mathbf{F}_R(t) \quad (1)$$

式中， $\mathbf{M}_R$ 、 $\mathbf{C}_R$ 、 $\mathbf{K}_R$  分别为系统的质量、阻尼和刚度矩阵； $\mathbf{F}_R(t)$  为系统外力。

对于大型系统有限元模型，由于材料阻尼较低，影响可忽略不计，其无阻尼自由振动方程可表示为

$$\mathbf{M}_F^A \ddot{\mathbf{x}}_F^A + \mathbf{K}_F^A \mathbf{x}_F^A = 0 \quad (2)$$

式中， $\mathbf{M}_F^A$ 、 $\mathbf{K}_F^A$  为无约束有限元模型系统质量和刚度矩阵。

采用自由度缩减法对有限元模型局部自由度进行凝聚，生成具有低阶广义特征值的质量阵和刚度阵，其缩减后模型动力学方程为

$$\mathbf{M}_F^\xi \ddot{\mathbf{x}}_F^\xi + \mathbf{K}_F^\xi \mathbf{x}_F^\xi = 0 \quad (3)$$

缩减后的质量矩阵和刚度矩阵分别由变换矩阵<sup>[1]</sup>求得

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_F^\xi &= \begin{pmatrix} \mathbf{I} \\ -\mathbf{K}_{sm} / \mathbf{K}_{ss} \end{pmatrix}^T \mathbf{M}_F^A \begin{pmatrix} \mathbf{I} \\ -\mathbf{K}_{sm} / \mathbf{K}_{ss} \end{pmatrix} \\ \mathbf{K}_F^\xi &= \begin{pmatrix} \mathbf{I} \\ -\mathbf{K}_{sm} / \mathbf{K}_{ss} \end{pmatrix}^T \mathbf{K}_F^A \begin{pmatrix} \mathbf{I} \\ -\mathbf{K}_{sm} / \mathbf{K}_{ss} \end{pmatrix} \end{aligned}$$

式中， $\mathbf{K}_{sm}$ 、 $\mathbf{K}_{ss}$  分别为  $s \times m$  和  $s \times s$  阶刚度矩阵， $s$  和  $m$  为模型中主、从节点的自由度数。

对于刚柔耦合模型，将多刚体模型中需要弹性化处理的部分解耦，保留界面节点、约束等。基于该结构有限元模型，将其矩阵缩减后的柔性体模型与其余刚体系统组装，重新生成系统矩阵，有如下方程

$$\begin{pmatrix} \mathbf{M}_R^* & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_F^{\xi*} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{x}}_R \\ \ddot{\mathbf{x}}_F \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{C}_R^* & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_F^* \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\mathbf{x}}_R \\ \dot{\mathbf{x}}_F \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{K}_R^* & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_F^{\xi*} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{x}_R \\ \mathbf{x}_F \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{F}_R(t) \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}$$

$$+\begin{pmatrix} \mathbf{K}_R^* & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_F^{\varepsilon*} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{x}_R \\ \mathbf{x}_F \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{F}_R(t) \\ \mathbf{F}_F(t) \end{pmatrix} \quad (4)$$

式中,  $\mathbf{M}_F^{\varepsilon*}$ 、 $\mathbf{K}_F^{\varepsilon*}$  为弹性模型重新组合后的质量阵和刚度阵;  $\mathbf{M}_R^*$ 、 $\mathbf{K}_R^*$  为其余刚体矩阵。由于原始有限元模型中不考虑阻尼, 当与考虑大阻尼环节的多刚体模型通过界面节点进行耦合时,  $\mathbf{C}_R^*$ 、 $\mathbf{C}_F^*$  两模型的阻尼矩阵重新进行组装。

综上, 由多刚体模型计算的模态特征值仅与  $\mathbf{M}_R$ 、 $\mathbf{K}_R$  阶次有关, 求解的模态阶数最高不超过其自由度数; 对于刚柔耦合模型, 除刚体自由度外,

还需对缩减模型主节点的自由度进行求解, 其求解的模态频率高于刚体模型, 不会丢失高频激励下结构模态响应。

## 2 车体-铸铝横梁刚柔耦合模型

分别建立车体和铸铝横梁有限元模型, 在铰接点、约束点、测量点以及结构主要特征点选取主节点, 将缩减后的各柔性体模型数据导入 Simpack 中, 通过预留的主节点与悬挂系统匹配组成刚柔耦合模型系统, 如图 1 所示。

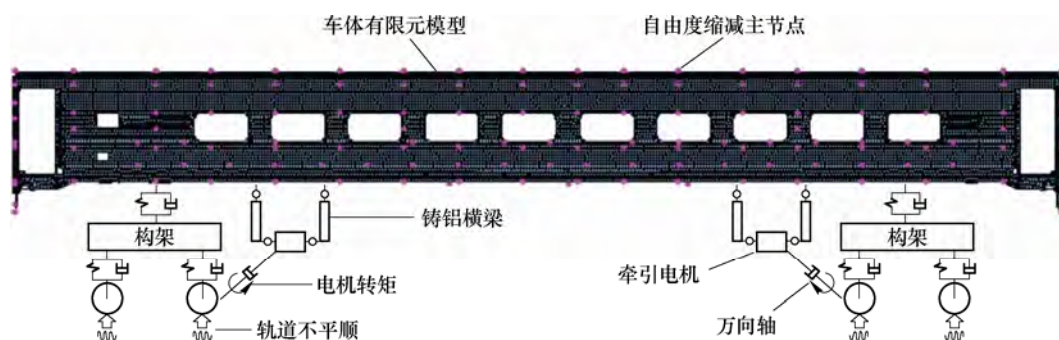


图 1 车体-铸铝横梁刚柔耦合模型

### 2.1 柔性车体模型

以壳单元对整车进行网格离散, 尺寸 40 mm, 共划分 324 670 个单元。车体内部配重和车下设备采用质量单元和实体单元模拟, 通过对单元密度参数分配使得车体重心与实际相吻合。在 ANSYS 子结构分析模块环境下, 缩减车体自由度。根据等截面车体的特点和局部结构的典型特征(如车窗、车门等), 沿车长方向均匀选取 18 个截面设置自由度凝聚主节点, 共计 358 个主节点。表 1 为全自由度有限元模型与自由度缩减弹性车体模态频率与振型特征, 车体基频 11.59 Hz, 以一阶垂向为主的振动频率为 13.13 Hz, 缩减前后车体模态误差最大出现在第五阶模态, 为 0.08%。

表 1 缩减前后车体模态对比

模态阶数	车体模态			模态振型
	全自由度/Hz	缩减自由度/Hz	相对误差(%)	
1	11.591	11.594	0.03	一阶垂向
2	13.133	13.138	0.04	中部菱形
3	14.197	14.203	0.04	呼吸模态
4	16.534	16.538	0.03	一阶扭转
5	19.581	19.597	0.08	一阶横弯

### 2.2 柔性铸铝横梁有限元模型

由于铸铝横梁表面几何形状复杂、内部中空, 且有加强中部腹板和肋板, 面向建立动力学分析、瞬态响应分析的铸铝横梁有限元模型, 不计非主要

承载区的吊耳、螺栓孔等细小结构, 保留应力集中位置的主要几何特征, 并进行局部网格加密, 如图 2 所示。采用 Solid185 四面体实体单元实现网格离散, 共划分 1 341 092 个实体单元和 289 936 个节点。根据全自由度铸铝横梁模态计算, 结构低频振动形式以横向和纵向的弯扭振型为主, 选取其主振型平衡位置和“峰”、“谷”点为主节点, 建立柔性缩减模型。表 2 中缩减后模态频率相对误差小于 0.1%, 满足计算精度要求。

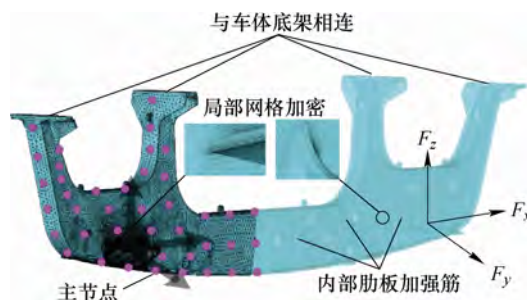


图 2 铸铝横梁有限元模型与主节点

表 2 缩减前后铸铝横梁模态对比

模态阶数	铸铝横梁模态			模态振型
	全自由度/Hz	缩减自由度/Hz	相对误差(%)	
1	38.528	38.531	0.01	一阶纵弯
2	58.079	58.083	0.01	纵向扭转
3	58.905	58.913	0.01	二阶纵扭
4	85.522	85.555	0.04	三阶纵扭
5	158.04	158.2	0.10	横向摆动

### 2.3 动力学参数与线路工况

该型车采用 XP55/CHN60 轮轨踏面外形, 参考文献[15]给出的我国 200 km/h 等级线路轨道谱拟合公式

$$\xi(f) = \frac{af^2 + b}{cf^6 + df^4 + ef^2 + k} \quad (5)$$

式中,  $a$ 、 $b$ 、 $c$ 、 $d$ 、 $e$ 、 $k$  为轨道谱特征参数; $f$  为空间频率。各参数取值见表 3。

除轨道不平顺激励外, 设置牵引电机输入转矩为  $4\,370\text{ N}\cdot\text{m}^{[16]}$ 。

表 3 轨道谱特征参数

轨道不平顺	$a$	$b$	$c$	$d$	$e$	$k$
水平	35.484	0.081 1	6 369.446	284.883 8	3.419 9	0.001 5
高低	0.0	0.009 8	0.0	1.0	0.007 88	0.0

分析我国哈尔滨-大连(简称哈大线)高速铁路线路的实际曲线半径工况组成、缓和曲线及与之对应的超高值, 如表 4 所示<sup>[17]</sup>, 该线路中 71.9% 为直线段, 最小曲线半径为 3 km, 将其分成 7 组工况, 分别施加于动力学模型进行计算。

表 4 哈大线线路工况统计

工况	曲线半径/km	比例(%)	超高/mm	缓和曲线/m
1	$\geq 3$	2.0	150	380
2	$\geq 7$	6.7	150~175	540~670
3	$\geq 8$	5.3	135~155	500~570
4	$\geq 9$	7.5	125~140	490
5	$\geq 10$	4.3	115	430
6	$\geq 11$	2.3	100	370
7	直线	71.9	—	—

## 3 车体的加速度响应分析

据列车实际线路运行情况设置仿真速度为 250 km/h, 基于车体-铸铝横梁刚柔耦合模型及刚性体模型, 分别在 7 种线路工况条件下计算模拟, 采样频率 100 Hz。图 3、4 分别为两种模型车体地板中部的横向、垂向加速度功率密度的对比。

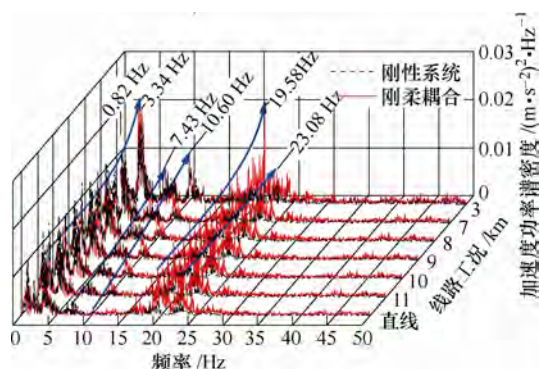


图 3 横向加速度功率谱密度

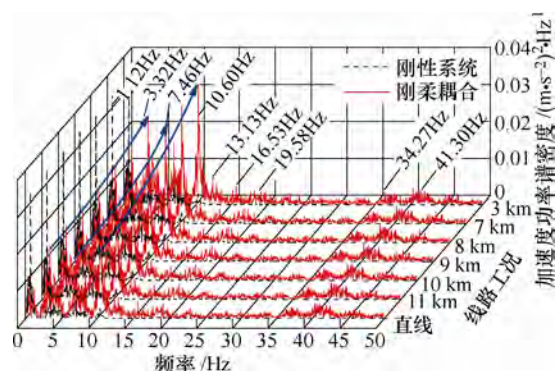


图 4 垂向加速度功率谱密度

整体上, 横向加速度响应随曲线半径减小而提高, 且由 7 km 向 3 km 曲线半径过渡时, 振动能量急剧增加; 10 Hz 以内, 车体横向加速度由刚体模态主导, 结构弹性模态未被激发; 大于 10 Hz 时, 车体横向弯曲模态所占能量比例逐渐增高且高于刚体模型, 于 19.58 Hz 处达到峰值。

对于垂向加速度, 随曲线半径减小而小幅增加。主要表征为 10 Hz 以下的刚体模态振型与车体 11.59 Hz 一阶垂向和 13.13 Hz 菱形变形振型; 其中, 刚体模型垂向振动能量全部集中在车体低频浮沉、点头振动, 柔性体模型垂向振型被激发, 振动能量远高于刚体模型, 高频振动信息更为丰富, 整体分布趋势和规律与文献[18]中试验值吻合。

综上, 通过多刚体高速列车动力学模型求解的车体加速度响应主要为 10 Hz 以下以点头、浮沉、摇头、侧滚为主的刚体振型; 而引入柔性体模型后, 系统特征解数量随自由度增加而增加, 高频响应得以体现。

## 4 铸铝横梁应力状态分析

### 4.1 时域载荷分析

如图 5 所示, 为车体经由直线段进入缓和曲线, 经过 6 种不同曲线半径时的铸铝横梁时域载荷曲线。直线工况下, 铸铝横梁载荷由垂向、横向、纵向依次递减, 且垂向载荷远高于其他两向, 两侧垂向力均值差即为电机转矩引起的力偶。随曲线半径的减小, 车体的横向弯曲模态被激发, 加速度骤增, 车下牵引电机横向加速度亦随之增加, 导致铸铝横梁横向载荷显著提高, 且刚性电机的横向振动使得两侧横向力同步变化; 电机扭转振动也随线路半径的减小而提升, 支撑座两侧垂向载荷波动幅值增加, 且增长趋势相反; 铸铝横梁两侧纵向载荷较低, 各工况下幅值水平基本保持不变。

各向载荷的频域分析可知, 横向载荷频率主要集中在 3 Hz; 垂向载荷主要频率分布在 3 Hz、10 Hz、



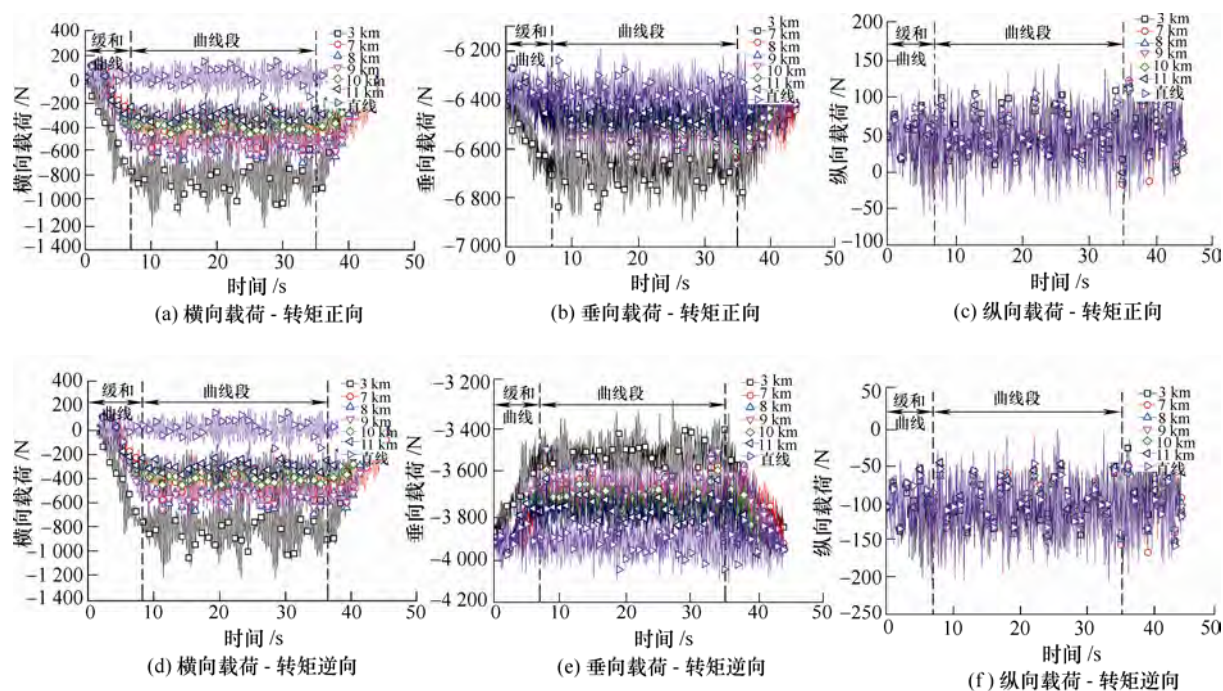


图5 曲线工况下铸铝横梁三向时域载荷

21 Hz 和 25 Hz 四个频段, 受车体弹性振动影响显著; 纵向载荷频率主要位于 3~5 Hz; 同时, 曲线工况对频率分布特性影响不显著。

#### 4.2 有限元模型的动载试验校验

疲劳试验中, 铸铝横梁倒置固定于试验台地面, 三向作动器作用于铸铝横梁电机支撑座位置, 图 6 所示为试验工装和加载方式。依据铸铝横梁实际线路受载水平设计试验载荷, 采用正弦波形式进行加载, 试验频率 5 Hz。

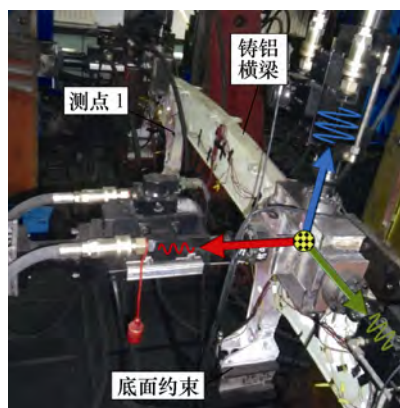


图6 试验工装与加载示意图

在铸铝横梁有限元模型中施加相同载荷并进行瞬态求解, 对比测点 1 位置节点的单向应力在时域范围内的计算值与试验值, 如图 7 所示。可见, 试验值与仿真值吻合良好。

#### 4.3 铸铝横梁瞬态应力状态分析

分析线路工况下获得的时域载荷, 小曲线半径下载荷各向幅值、均值水平最高, 随曲线半径增加

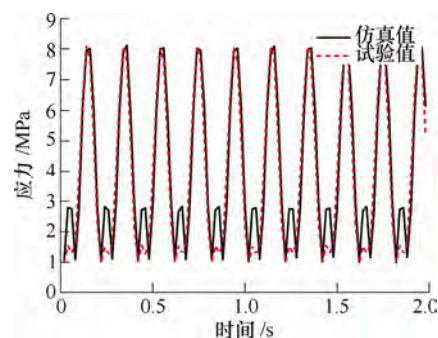


图7 测点1垂向应力仿真值与试验值

逐渐降低, 直线工况达到最低水平。将时域载荷施加于有限元模型, 如图 8 所示。测点 1 瞬态响应的等效应力时域曲线, 线路工况由直线向 3 km 曲线半径变化时, 测点等效应力小幅增加, 由 4.8 MPa 升高到 5.5 MPa 左右, 应力幅值增加最大不超过 1 MPa。测点应力频域范围集中在 3 Hz 左右, 由 3~5 Hz 的低频载荷引起, 由于铸铝横梁结构基频为 38.5 Hz, 尚未激起高阶模态, 结构应力响应以低频为主。

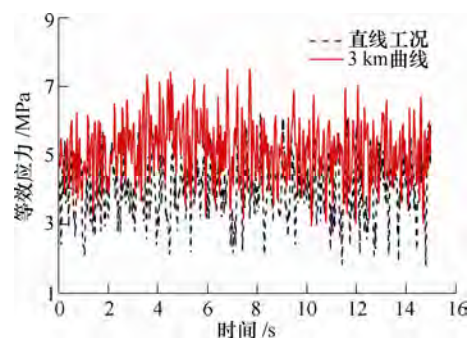


图8 测点1两工况下等效应力时域曲线

不同线路载荷条件下, 铸铝横梁整体应力分布差别不显著, 最大等效应力 18.2 MPa, 位于电机支撑座铸造过渡圆弧处, 其余应力高值点分别位于吊装支架和内部肋板, 横梁中部应力水平较低。由于电机转矩的影响, 铸铝横梁两侧应力非对称分布, 电机正向转矩侧结构应力值高于逆向侧。直线和 3 km 曲线工况下的最大值时刻等效应力分布云图如图 9 所示。

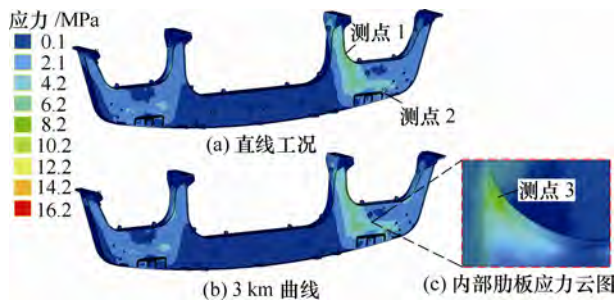


图 9 铸铝横梁应力分布云图

如图 10 所示, 0~15 s 计算时间内, 选取 3 个高值应力测点最大主应力方向角的矢量簇(无量纲), 测点 1、3 位置最大主应力方向角与主矢簇中心夹角范围始终小于 3°, 测点 2 方向角变动范围小于 5°, 根据“二轴率”概念<sup>[19]</sup>, 可认为该 3 个测点呈单向应力状态。

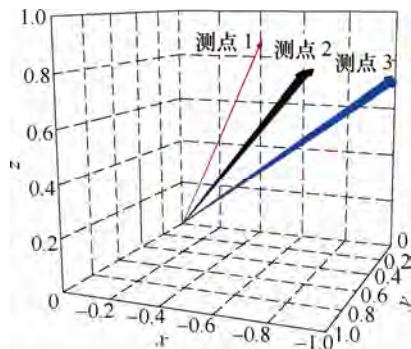


图 10 测点最大主应力方向角矢量簇

时域载荷曲线及应力响应分析表明, 铸铝横梁承受的垂向载荷占主导地位, 主要在垂向引起结构的变形, 即 3 个测点均呈“拉-拉”应力状态, 此状态有利于疲劳裂纹的萌生和局部缺陷处裂纹的扩展<sup>[20]</sup>。

## 5 结论

本文通过刚柔耦合模型研究了不同线路工况对车下大型承载结构应力状态的影响, 通过仿真计算与试验相结合, 可全面获取复杂结构承载特性, 该方法可用于承载结构疲劳寿命评估与优化设计。

(1) 采用刚柔耦合模型, 车体加速度响应频域分布更广。低于 10 Hz 时, 车体横向、垂向加速度由刚体模态主导, 体现为车体的浮沉、点头和侧滚模态振型; 高于 10 Hz 时, 车体一阶横弯与一阶垂向模态被激发, 振动能量显著高于同等参数刚体模型; 随着曲线半径减小, 车体振动逐渐加剧, 且横向加速度变化梯度高于垂向。

(2) 考虑实际线路曲线等影响因素时, 铸铝横梁载荷更为复杂。作用于铸铝横梁的三向载荷由垂向、横向、纵向依次递减, 且以垂向为主导; 随曲线半径的减小, 横梁两侧横向载荷显著增加, 呈同步变化趋势; 垂向载荷亦随之增加, 但由于电机振动和转矩的作用, 两侧趋势相反, 呈非对称式分布; 纵向载荷受线路影响较小。

(3) 复杂载荷条件导致结构整体应力状态多变, 需结合统计方法对关注点进行分析。铸铝横梁在实际线路工况条件下, 由直线向 3 km 曲线过渡时最大应力为 18.2 MPa, 车体的垂向弹性振动和电机转矩载荷占主导地位; 主要测点均值和幅值随曲线半径减小而小幅增加, 各关注点第一主应力方向角变动范围均小于 5°, 呈现准单轴应力状态。

## 参 考 文 献

- [1] GUYAN R J. Reduction of stiffness and mass matrices[J]. AIAA Journal, 1965, 2: 1133-1145.
- [2] LU Y, XIANG P, DONG P, et al. Analysis of the effects of vibration modes on fatigue damage in high-speed train bogie frames[J]. Engineering Failure Analysis, 2018, 89: 222-241.
- [3] WEI L, ZENG J, CHI M, et al. Carbody elastic vibrations of high-speed vehicles caused by bogie hunting instability[J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(9): 1321-1342.
- [4] 包学海, 池茂儒, 卢耀辉, 等. 基于子结构法的车辆系统刚柔混合动力学建模方法研究[J]. 铁道机车车辆, 2009, 29(3): 8-11.  
BAO Xuehai, CHI Maoru, LU Yaohui, et al. Research on vehicle system dynamics model of rigid-flexible mixture based on substructure method[J]. Railway Locomotive & Car, 2009, 29(3): 8-11.
- [5] 罗光兵, 曾京, 罗仁. 车下设备悬吊方式对车体振动的影响[J]. 铁道学报, 2015, 37(5): 9-14.  
LUO Guangbing, ZENG Jing, LUO Ren. The influence of underframe equipment suspended types on carbody vibrations[J]. Journal of the China Railway Society, 2015, 37(5): 9-14.
- [6] LING L, ZHANG Q, XIAO X, et al. Integration of car-body flexibility into train-track coupling system

- dynamics analysis[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2018, 56(4): 485-505.
- [7] SCHANDL G, LUGNER P, BENATZKY C, et al. Comfort enhancement by an active vibration reduction system for a flexible railway car body[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2007, 45(9): 835-847.
- [8] 石怀龙, 郭平波, 罗仁. 高速动车组弹性车体和设备耦合振动特性[J]. *西南交通大学学报*, 2014, 49(4): 693-699. SHI Huailong, WU Pingbo, LUO Ren. Coupled vibration characteristics of flexible car body and equipment of EMU[J]. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 2018, 54(6): 69-77.
- [9] 贺小龙, 张立民, 鲁连涛. 多悬挂设备对高速列车乘坐舒适性影响分析[J]. *机械工程学报*, 2018, 54(6): 69-77. HE Xiaolong, ZHANG Limin, LU Liantao. Impact analysis of multi hanging equipment on high speed train ride comfort[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2018, 54(6): 69-77.
- [10] SUN Y, ZHOU J, GONG D, et al. A new vibration absorber design for under-chassis device of a high-speed train[J]. *Shock and Vibration*, 2017: 1523508.
- [11] 夏张辉, 宫岛, 周劲松, 等. 车下设备偏心对高速动车组运行平稳性的影响机理研究[J]. *机械工程学报*, 2017, 53(6): 131-137. XIA Zhanghui, GONG Dao, ZHOU Jinsong, et al. On the influence mechanism of the under chassis equipment eccentric on the vehicle ride quality of high-speed EMU train [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2017, 53(6): 131-137.
- [12] GONG D, ZHOU J, SUN W, et al. Method of multi-mode vibration control for the carbody of high-speed electric multiple unit trains[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 409: 94-111.
- [13] DUMITRIU M. A new passive approach to reducing the carbody vertical bending vibration of railway vehicles[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2017, 55(11): 1787-1806.
- [14] 王珊珊, 任尊松, 孙守光, 等. 某型弹性高速车辆系统振动传递特性研究[J]. *振动工程学报*, 2016, 29(1): 148-155. WANG Shanshan, REN Zunsong, SUN Shouguang, et al. Vibration and transmission characteristics of one elastic high-speed vehicle system[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2016, 29(1): 148-155.
- [15] 陈宪麦, 王澜, 陶夏新, 等. 我国干线铁路通用轨道谱的研究[J]. *中国铁道科学*, 2008, 29(3): 73-77. CHEN Xianmai, WANG Lan, TAO Xiaxin, et al. Study on general track spectrum for Chinese main railway lines[J]. *China Railway Science*, 2008, 29(3): 73-77.
- [16] 汪志. 基于 CRH5 型动车组国产化 TCU 的牵引电机高速区运行控制研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2016. WANG Zhi. Research on high speed control schemes for traction motors based on domestic TCU of CRH5 high speed trains[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2016.
- [17] SHI H, WANG J, WU P, et al. Field measurements of the evolution of wheel wear and vehicle dynamics for high-speed trains[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2018, 56(8): 1187-1206.
- [18] 任尊松, 刘志明. 高速动车组振动传递及频率分布规律[J]. *机械工程学报*, 2013, 49(16): 2-7. REN Zunsong, LIU Zhiming. Vibration and frequency domain characteristics of high speed EMU[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 49(16): 2-7.
- [19] 刘德刚, 侯卫星, 王凤洲, 等. 基于有限元技术的构件疲劳寿命计算[J]. *铁道学报*, 2004, 26(2): 47-51. LIU Degang, HOU Weixing, WANG Fengzhou, et al. Fatigue life analysis of a component based on the finite elements technology[J]. *Journal of the China Railway Society*, 2004, 26(2): 47-51.
- [20] BATHIAS C, PINEAU A. *Fatigue of materials and structures*[M]. Arilington: ISTE, 2010.

作者简介: 窦伟元, 男, 1989 年出生, 博士研究生。主要研究方向为高速列车流固耦合数值传递算法与结构失效分析等。

E-mail: weiyuandou@bjtu.edu.cn

张乐乐(通信作者), 女, 1973 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为轨道车辆被动安全、结构耐撞性优化设计、结构可靠性。

E-mail: llzhang1@bjtu.edu.cn