

# 某动车转向架构架静强度分析

孙辉艺,戴焕云

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031)

**摘要:**以某动车组转向架为研究对象,对其构造原理和材料及结构作出简单说明。依据 UIC 615-4—2003、BS EN 13749—2011 和 JIS E 4207—2019、JIS E 4208—2004 规范,对构架进行了静强度试验。试验内容包括构架扭曲刚度的测试和超常工况、运营工况、JIS 工况的测试,主要对 JIS 工况进行了离散化处理与有限元分析,在 ANSYS 中进行运算。经过仿真数据与试验结果比较显示,该构架的静强度满足有关标准规定。

**关键词:**转向架构架;台架试验;静强度试验;有限元分析

**中图分类号:**U260.331 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2023)05-0096-04

## Static Strength Analysis of Bogie Frame of EMU

SUN Huiyi, DAI Huanyun

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

**Abstract:** Taking a certain EMU bogie as the research object, briefly expounds its construction principle, material and structure. Based on UIC 615-4—2003, BS EN 13749—2011 and JIS E 4207—2019, JIS E 4208—2004, its frame was tested for static strength, which includes the tests on frame torsional stiffness, exceptional load cases, service load cases and JIS load cases, among which the JIS cases were discretized, analyzed with finite element and operated by ANSYS. The simulation data and test results were compared, verifying that the static strength of the structure meets the relevant standards.

**Keywords:** bogie frame; bench test; static strength test; finite element analysis

## 0 引言

动车组中最重要的部件之一为转向架,转向架的作用不仅仅是支承车体,还可保证车辆可以安全、稳定、可靠地运行,同时传递牵引力和制动力等。所以转向架的性能决定了轨道车辆的运行品质。其中构架作为转向架的基础,其强度性能与车辆的运行品质直接相关。在对转向架进行设计时,强度试验至关重要<sup>[1]</sup>。构架的设计合理性可通过静强度试验进行验证。

## 1 转向架设计参数

### 1.1 构架结构

该动车构架为焊接结构,包括了侧梁、纵向连接梁、横梁以及各部件安装座等。具体结构如图 1 所示。

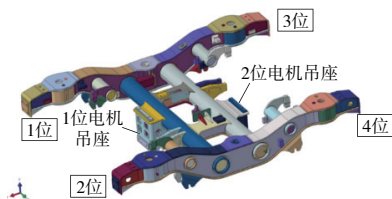


图 1 构架三维结构

### 1.2 材料参数

表 1 给出了焊接构架用的材料牌号及相关力学性能,该动车转向架横梁材料采用 SMA490BW,侧梁箱体主体结构材料采用 S355J2W,锻件如齿轮箱吊座材料采用 Q355NE。

表 1 材料及力学性能

部位	使用材料	屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa
横梁	SMA490BW	355	490
侧梁箱体主体结构	S355J2W	355	490
锻件	Q355NE	355	490

## 2 转向架构架静强度分析

### 2.1 有限元模型的建立

对该动车转向架构架进行静强度和模态分析。计算模型边界条件及载荷工况依据 BS EN 13749 以及 UIC 615 来确定。采用 Hypermesh2019 软件对构架的三维几何模型进行前处理,施加材料属性以及相应的载荷和约束,然后用 ANSYS18.0 进行计算。

构架有限元模型采用实体单元、质量单元、梁单元、弹簧单元、刚性单元、柔性单元等进行划分。平面壳单元的

基金项目:中国国家铁路集团有限公司系统性重大项目(P2019J008)

第一作者简介:孙辉艺(1998—),女,重庆璧山人,硕士研究生,研究方向为车辆系统动力学,13883947000@163.com。

基本尺寸为 10mm。共划分单元 299 万个,节点数 65 万个。采用三段梁单元模拟车轴,在左右轮对滚动圆横向跨距位置创建构架约束。采用弹簧单元模拟一系弹簧,并赋予一系弹簧三向刚度。在转臂定位座处采用弹簧单元模拟转臂定位节点,并赋予弹簧单元轴向刚度、扭转刚度以及径向刚度。转臂定位节点与车轴梁单元通过刚性单元耦合。

在对构架结构进行单元划分时,主体结构利用单元类型为 solid185 的四节点四面体实体单元。构架的一系弹簧刚度利用单元类型为 combin14 的弹簧单元进行模拟;轴箱体和车轴以及转臂采用单元类型为 beam188 的梁单元进行模拟;各部件之间采用刚性单元进行连接,单元类型为 CERIG。利用 RBE 单元模拟实际载荷的加载区域。附加设备的载荷以集中力的形式施加在设备质心的位置<sup>[2]</sup>。最终建立如图 2 所示的有限元模型。

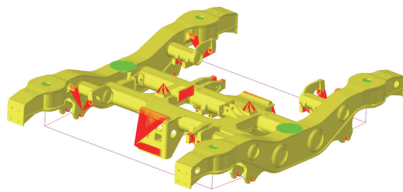


图 2 构架有限元模型

## 2.2 载荷计算

对该动车构架参照 JIS E 4207 和 JIS E 4208 标准进行计算,静强度的 JIS 载荷工况如表 2 所示。

表 2 JIS 载荷工况

工况	载荷计算
JIS01	垂向载荷
JIS02	垂向载荷+扭转位移
JIS03	垂向载荷-扭转位移
JIS04	垂向载荷-纵向载荷
JIS05	垂向载荷+纵向载荷
JIS06	垂向载荷+横向载荷
JIS07	垂向载荷-横向载荷
JIS08	垂向载荷+1/2 位电机垂向载荷
JIS09	垂向载荷-1/2 位电机横向载荷
JIS10	垂向载荷+1/2 位电机横向载荷
JIS11	垂向载荷-1/2 位电机纵向载荷
JIS12	垂向载荷+1/2 位电机纵向载荷
JIS13	垂向载荷-齿轮箱 1 位吊杆载荷+齿轮箱 2 位吊杆载荷
JIS14	垂向载荷+齿轮箱 1 位吊杆载荷-齿轮箱 2 位吊杆载荷
JIS15	垂向载荷-制动 1/2 位切向载荷-制动 1/2 位惯性垂向载荷+制动 3/4 位切向载荷+制动 3/4 位惯性垂向载荷
JIS16	垂向载荷+制动 1/2 位切向载荷+制动 1/2 位惯性垂向载荷-制动 3/4 位切向载荷-制动 3/4 位惯性垂向载荷
JIS17	垂向载荷-一系垂向减振器载荷
JIS18	垂向载荷+一系垂向减振器载荷
JIS19	垂向载荷-二系横向减振器载荷
JIS20	垂向载荷+二系横向减振器载荷

## 2.3 构架静强度计算结果

Q345 材料特性如表 3 所示。

表 3 Q345 材料特性

项目	值
材料的拉伸强度/MPa	490
材料的屈服强度/MPa	345
密度/(t/mm <sup>3</sup> )	$7.85 \times 10^{-9}$
弹性模量/MPa	$2.1 \times 10^5$
泊松比	0.3

在已建立的构架计算模型上施加各组合工况和静强度试验所要求的试验载荷。得到转向架整体的 von Mises 应力分布云图及局部大应力区的 von Mises 应力分布云图。图 3 为最大应力工况的对应云图。

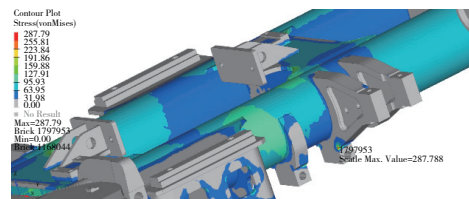


图 3 最大应力工况下的构架 von Mises 应力分布云图

构架在静强度试验载荷作用下的静强度计算结果均未超出许用应力。从仿真结果中可以看出最大应力出现在扭转工况,为 287.79 MPa,且位于齿轮箱安装座与牵引拉杆座过渡圆角处。静强度计算结果如表 4 所示。表 4 所有安全系数都大于 1.2,说明最大应力以及安全系数均满足标准的相关要求。

表 4 静强度计算结果

工况	最大 von Mises 应力/MPa	屈服强度 /MPa	安全系数
JIS01	208.195	345	1.66
JIS02	287.788	345	1.20
JIS03	287.788	345	1.20
JIS04	51.058	345	6.76
JIS05	51.058	345	6.76
JIS06	121.365	345	2.80
JIS07	118.522	345	2.90
JIS08	119.678	345	2.88
JIS09	24.455	345	14.11
JIS10	24.455	345	14.11
JIS11	21.391	345	16.13
JIS12	21.391	345	16.13
JIS13	51.965	345	6.64
JIS14	51.965	345	6.64
JIS15	71.058	345	4.86
JIS16	71.058	345	4.86
JIS17	11.156	345	30.93
JIS18	11.156	345	30.93
JIS19	7.136	345	48.35
JIS20	7.136	345	48.35

## 2.4 模态计算结果

对转向架构架进行自由模态分析,各阶模态分析结果如表5所示,前3阶振型如图4所示。

表5 模态计算结果

阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
1	32.08	6	88.01
2	58.12	7	123.90
3	61.01	8	130.27
4	69.05	9	147.42
5	80.69	10	173.87

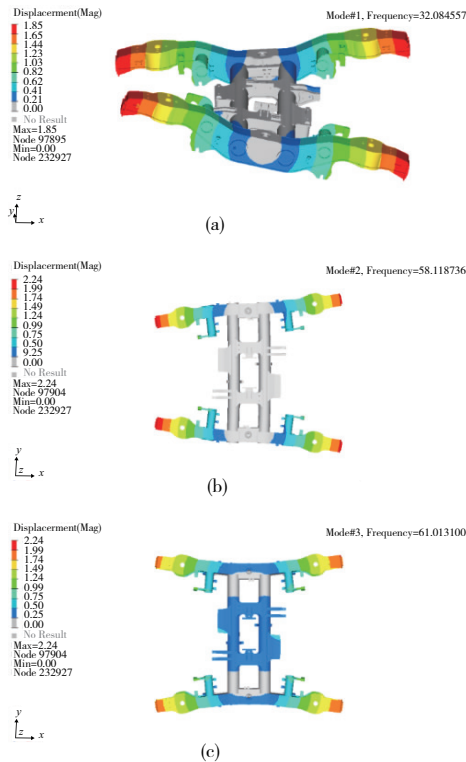


图4 前3阶振型

## 3 台架试验

### 3.1 试验台加载

利用工装进行构架的安装,在对工装进行设计时,要考虑到构架的定位、约束以及安装便利等因素。坐标系和仿真一样利用笛卡儿坐标系。试验台加载如图5所示。



图5 试验台加载

### 3.2 应力计算方法

从已经进行的有限元仿真分析可以得出构架的最大应力点所在位置,能够判断主应力方向的测点粘贴单向应变片,在不能判断主应力方向的测点布置三向应变花<sup>[3]</sup>。通过试验加载得出试验结果,并将试验结果与仿真结果进行对比。

应变片和应变花测试得到的微应变将通过胡克定律计算得到应力。

对于应变片,计算公式如下:

$$\sigma = E \times \varepsilon \quad (1)$$

式中: $\sigma$ 为应力,MPa; $E$ 为弹性模量, $E = 206 \text{ GPa}$ ; $\varepsilon$ 为应变片测量得到的微应变。

对于应变花,可以通过三向微应变以公式进行计算, $0^\circ/45^\circ/90^\circ$ 的微应变通过应变花测得,计算公式如下:

$$\sigma_1 = \frac{E}{2} \left[ \frac{(\varepsilon_0 + \varepsilon_{90})}{1-\nu} + \frac{1}{(1+\nu)} \sqrt{(\varepsilon_0 - \varepsilon_{90})^2 + (2\varepsilon_{45} - \varepsilon_0 - \varepsilon_{90})^2} \right] \quad (2)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{2} \left[ \frac{(\varepsilon_0 + \varepsilon_{90})}{1-\nu} - \frac{1}{(1+\nu)} \sqrt{(\varepsilon_0 - \varepsilon_{90})^2 + (2\varepsilon_{45} - \varepsilon_0 - \varepsilon_{90})^2} \right] \quad (3)$$

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2} [\sigma_1^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_2^2]} \quad (4)$$

式中: $\mu$ 为泊松比, $\mu = 0.3$ ; $\varepsilon_{0/45/90}$ 为 $0^\circ/45^\circ/90^\circ$ 方向的微应变; $\sigma_v$ 为主应力。

应变片的应力与应变花计算出的主应力都应该满足不超过最大许用应力的要求。

### 3.3 静强度试验

#### 1) 构架扭曲刚度试验方法及结果

在转向架通过弯曲轨道时,为了适应轨道的变形,构架以及一系悬挂都会发生相应的变形。在实际试验过程中,原本刚度较小的一系悬挂被刚度较大的工装所替代,这就造成试验与实际情况中的形变差异。因此在进行扭曲载荷的施加时,只能将换算后实际通过弯曲轨道时构架的形变量施加在构架上。

该扭曲载荷的计算方法为:在构架的一位角加载一个固定的位移量,测出此时所对应的加载力,再计算出对应的扭曲刚度。

$$C_{\text{BFR}}^v = \frac{F_{\text{measured}}}{S_{\text{BFR}}^v} \quad (5)$$

式中: $C_{\text{BFR}}^v$ 为构架扭曲刚度, $\text{N/mm}$ ; $F_{\text{measured}}$ 为每一个位移对应的载荷值(或反作用力值), $\text{N}$ ; $S_{\text{BFR}}^v$ 为构架的位移量, $\text{mm}$ 。

构架和一系弹簧的变形量之和和可以通过轨道扭曲的情况得出,且两者的加载力一致,所以它们的变形量就与刚度成反比。因此,通过前面已得出的二者刚度,就能得出构架的变形量。

$$S_{\text{BFR}}^v = \frac{S_g}{\frac{4C_{\text{BFR}}^v}{c_{ps,z}} + 1} \quad (6)$$

式中: $c_{ps,z}$ 为每轴箱一系弹簧的垂向刚度; $S_g$ 为转向架过曲线时轴箱的位移。

构架扭曲刚度测试经线性拟合如图 6 所示。

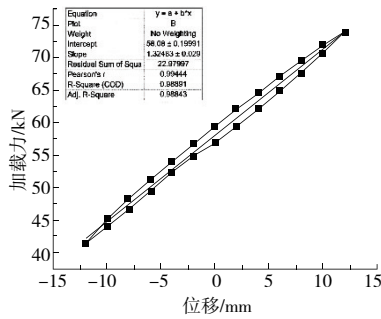


图 6 构架扭曲刚度曲线图

### 2) 静强度试验加载方式

静强度试验分为三步进行,第一步将构架应力数据平衡清 0,第二步施加全载的 50%,第三步施加全载,然后再施加半载,最后回 0。试验会进行 3 次加载,然后取 3 次全载时的平均数据。试验工况包括超常载荷工况、运营载荷工况和基于 JIS 标准的试验载荷工况。

## 4 评价准则及结果对比

### 4.1 评价准则

在各种载荷条件下,构架所有测点的应力值都应该比对应材料的屈服强度小,在超常载荷条件下,构架局部和整体不发生永久变形。在运营载荷作用下,卸载后构架局部和整体不发生永久变形。

按 UIC 615-4 标准对模拟运营载荷下的各工况测点应力进行组合处理,将处理后的各测点的试验结果绘入材料的疲劳极限图中,以此来评判结构疲劳强度,如图 7 所示<sup>[4]</sup>。

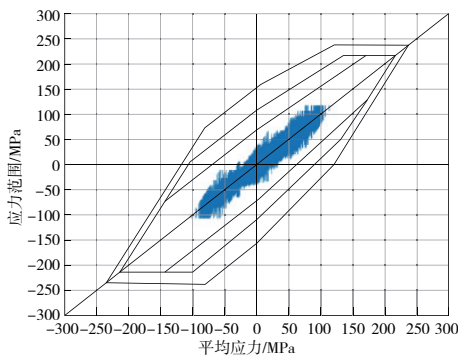


图 7 Goodman 疲劳极限评定曲线图

由图 7 可见,疲劳强度的评定基于模拟工作载荷条件下的静强度试验结果,各测点的最大应力均在材料疲劳极限 Goodman 图包络线内,满足疲劳强度要求<sup>[5]</sup>。

按前文所述的 JIS E 4207、JIS E 4208 标准对该载荷下的各工况测点应力进行组合处理,将处理后各测点的试验结果绘入材料的 Goodman-Haigh 疲劳极限图中,评估结构疲劳强度,各测点的峰值和谷值均落在疲劳极限图范围之内<sup>[6]</sup>。对 JIS E 4207 标准的载荷下的各工况测点应力进行组合处理,将处理后各测点的试验结果绘入材料的疲劳极限图中,评估结构疲劳强度,如图 8 所示。

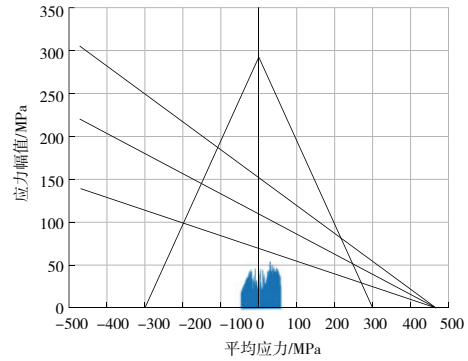


图 8 Goodman-Haigh 疲劳曲线图

由图 8 可见,各测点的应力最大值均在该材料的疲劳极限 Goodman-Haigh 图的包络线内,满足疲劳强度要求<sup>[7]</sup>。

### 4.2 结果对比

对 JIS 各工况部分应力最大测点数据进行对比,结果如表 6 所示。

表 6 JIS 部分主要工况部分较大测点实测与仿真数据对比

工况	实测应力值/MPa	仿真计算理论值/MPa	实测应力值相较于仿真计算理论值偏差/%	注释
JIS01	84.51	83.6	1.09	
JIS02	14.99	12.6	15.93	
JIS03	15.76	13.4	14.97	
JIS04	38.69	39.0	0.80	
JIS05	35.09	35.0	0.25	
JIS06	21.41	20.8	0.03	
JIS07	40.72	50.2	18.88	横向止档座左右对称点
JIS08	83.29	83.5	0.26	
JIS09	14.94	13.7	9.05	
JIS10	26.04	22.5	15.74	
JIS11	-6.18	-5.0	23.60	
JIS12	15.18	19.1	20.51	
JIS13	34.94	33.0	5.87	
JIS14	37.72	35.0	7.77	
JIS15	41.69	41.8	0.25	
JIS16	46.14	43.7	5.59	制动吊座横梁下表面对称点

由有限元软件进行仿真计算,所得出对应工况部分应变片位置的理论值,将其与台架试验所实测出的应力值进行对比,可以看出实测应力值相较于仿真计算理论值偏差都较小,说明台架试验过程与数据可靠,可以得出该动车转向架构架在所有工况下均能满足相关强度要求。

(下转第 103 页)



表4 摆放形式实验模型参数

试件编号	喷头温度/℃	层片厚度/mm	填充率/%	打印速度	打印时间/min	丝材消耗/g
1	270	0.2	20	默认	23.3	3.8
2	270	0.2	20	默认	27.1	4.2
3	270	0.2	20	默认	29.0	5.3

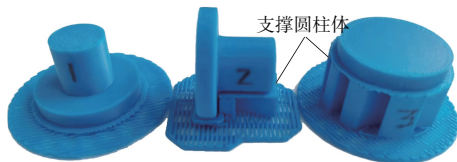


图9 不同的摆放形式打印出的模型

## 2) 实验结果分析

试件的摆放形式对试件的效率和精度的影响同样也非常大。从表4和图9中可以看出,在打印参数相同的情况下,从打印时间和丝材消耗量及试件的后处理等因素方面考虑,打印时试件的摆放形式优先选择1>2>3。因为1号试件的打印时间最短,丝材消耗量也最少,支撑也更多,而且试件这样摆放,不仅提高了打印效率,对模型的精度影响也最小。2号试件UP Studio打印程序需要在横放圆柱体下面自动选择填充支撑,否则将无法打印。3号试件由于是倒着放,大圆柱体下的空间更大,UP Studio打印程序自动选择更多的材料进行支撑。所以2号试件和3号试件所需支撑多,丝材消耗量也大,在后处理时剔除多余支撑材料时也较为复杂。

结论:试件的摆放形式对试件的效率和精度的影响同样也非常大,所以要根据情况来选择不同的摆放形式。

## 4 结语

影响FDM技术3D成型质量的因素很多,本文针对打印速度、填充率、层片厚度、摆放形式等实验对FDM试件

精度的影响因素进行了详细的分析,每一种实验均得出了实验结论。实验证明:只有将合理匹配的工艺参数与成型材料进行统筹考虑,才能整体提高3D成型件的质量,为提高FDM 3D打印试件精度提供一定的指导。

### 参考文献:

- [1] 杨思源. 基于FDM快速成型工艺的优化[J]. 北京服装学院学报(自然科学版),2012,32(1):70-76.
- [2] 邹宗鹏,杨琦,张卉,等. FDM制品精度主要工艺参数的试验分析[J]. 装备制造技术,2017(10):66-68.
- [3] 邹宗鹏. FDM工艺参数对成型制品表面粗糙度影响的研究[J]. 机械工程师,2015(2):177-178.
- [4] 邱海飞.3D打印成型工艺及其应用研究[J]. 中国塑料,2016,30(11):76-83.
- [5] 莫健华. 快速成形及快速制模[M]. 北京:电子工业出版社,2006:155.
- [6] 李星云,李众立,李理. 熔融沉积成型工艺的精度分析与研究[J]. 制造技术与机床,2014(9):152-156.
- [7] 韩善灵,元涛,李志勇,等. FDM工艺精度分析与试验研究[J]. 机床与液压,2017,45(23):90-94.
- [8] 马昊鹏,迟百宏,焦志伟,等. FDM工艺制品精度分析及优化方法[J]. 塑料,2017,46(3):92-95,102.
- [9] 杨鹏. 基于反馈控制的3D打印精度提升技术研究[J]. 机械制造与自动化,2021,50(5):19-22.
- [10] 张永,周天瑞,徐春晖. 熔融沉积快速成型工艺成型精度的影响因素及对策[J]. 南昌大学学报(工科版),2007,29(3):252-255.

收稿日期:2022-04-19

(上接第99页)

## 5 结语

将本文的仿真数据与实验结果进行对比,可以得到以下结论。

1)实测应力值与仿真计算理论值存在一定的偏差,但总体差值不大,证实该台架试验的方法与实验数据可靠。

2)通过实验数据对比可以看出,台架试验与仿真分析相辅相成,仿真数据更加精确,但是不能保证完全考虑到台架试验的不足,如安装精度、人工加载、作动器等带来的偏差问题,所以需要将二者进行结合,互相验证,使实验数据更加精准。同时也可以利用仿真数据对台架试验的实验方法进行改进。

### 参考文献:

- [1] 马广宇,曾京,汪群生. 基于城际动车组的踏面磨损预测及参数优化[J]. 机械制造与自动化,2019,48(4):32-36.
- [2] 何宙,郭平波,刘潮涛,等. 基于VDV 152—2016的低地板车辆构架载荷研究[J]. 机电传动,2019(1):87-91.
- [3] 陈瑶. 装配式单层空间网格结构双环节点力学性能研究[D]. 南京:东南大学,2017.
- [4] 赵磊,李梁京,赵峰强,等. 出口哈萨克斯坦地铁转向架的研制[J]. 铁道机车与动车,2020(3):14-16.
- [5] 吴梦. 圣保罗13号线地铁转向架构架的设计与验证[J]. 中国机械,2020(20):44-45.
- [6] 梁琦. 地铁车辆监造管理技术研究[D]. 北京:中国铁道科学研究院,2017.
- [7] 沙承玉,曹庆达,邹晓龙,等. 构架静强度及疲劳强度分析研究[J]. 中国机械,2019(2):59-60.

收稿日期:2022-04-11