

DOI: 10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2019.06.016

新型爪盘空心轴联轴器刚度特性分析

张忠祥,钟文生

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031)

摘要:提出了一种纵向耦合独立车轮 100%低地板车辆转向架总体方案;考虑到独立车轮与构架间的运动关系,为满足驱动制动单元实现架悬布置,设计了一种新型爪盘空心轴联轴器。推导出爪盘空心轴联轴器组合刚度的计算公式,通过有限元仿真验证了公式的正确性,同时对转向架一系悬挂及空心轴联轴器的刚度进行对比分析。研究表明,爪盘空心轴联轴器具有足够的扭转刚度,能可靠、稳定地传递驱动、制动转矩;爪盘空心轴联轴器轴向运动、径向运动和偏转运动约束小,可以满足弹性车轮与驱动制动单元之间的运动补偿量要求。

关键词:低地板车辆;转向架;驱动制动单元;爪盘空心轴联轴器;刚度

中图分类号:U270 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2019)06-0062-05

Analysis of Stiffness Characteristics of New Spider Coupling

ZHANG Zhongxiang, ZHONG Wensheng

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

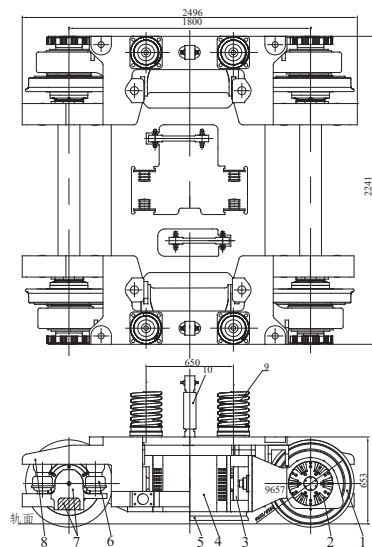
Abstract: This paper proposes a 100% low-floor bogie scheme for longitudinal coupling driving with independently rotating wheels. Considering the motion relation between independent wheel and frame, to meet the arrangement requirement of the bogie suspension in the drive-brake unit, this paper designs a type of spider coupling and deduces its theoretical composite stiffness formulas. Its correctness is verified by the FEM, then, its stiffness characteristics is compared with ones of the primary suspension rubber spring. The result shows that the spider coupling has enough torsional stiffness, it can be used to transmit driving and braking torque reliably and steadily. The constraints for its axial motion, radial motion and deflection motion is small, so it meets the requirements of motion compensation between the wheel and the drive-brake unit.

Keywords: low-floor; bogie; drive-brake unit; spider coupling; stiffness

0 引言

相比于地铁等城轨交通,现代低地板车辆因其造价低、运量适中、乘坐舒适、美观环保等优点,已被越来越多的城市规划者作为改善城市交通的重要举措。现阶段,低地板车辆实现 100%低地板化(地板面高度为 250~400 mm)的关键在于转向架结构上的要求能否实现,而转向架结构上限制车辆实现低地板化的关键在于车轮型式选择以及驱动系统的布置。

目前,国外主机厂对 100%低地板车辆转向架主要形成了 4 种鲜明的技术路线^[1]:1)小轮径传统轮对 100%低地板车辆转向架,如 Bombardier 公司 Flexx urban3000 等;2)左右独立车轮横向耦合 100%低地板车辆转向架,如 Alstom 公司 Citadis 等;3)轮毂电机驱动独立车轮 100%低地板车辆转向架,如 Skoda 公司 Forcity 15T;4)纵向耦合独立车轮 100%低地板车辆转向架,如 Siemens 公司 Combino^[2]等。国内低地板车辆尚未形成自己的特点,仍在消化吸收国外成熟产品。本文借鉴国外成功的设计经验,提出一种纵向耦合独立车轮 100%低地板车辆转向架技术方案,如图 1 所示。



1—独立车轮;2—爪盘空心轴联轴器;3—盘形制动;
4—驱动制动单元;5—磁轨制动;6—系橡胶簧;7—轴桥;
8—构架;9—二系钢弹簧;10—二系减振器。

图 1 纵向耦合独立车轮 100%低地板车辆转向架方案示意图

作者简介:张忠祥(1993—),男,山东潍坊人,硕士研究生,研究方向为车辆工程。

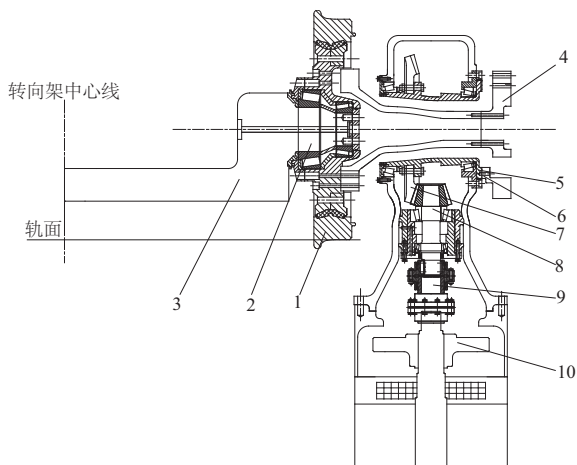
1 纵向耦合 100%低地板车辆转向架

1.1 转向架技术特点

1) 转向架摒弃传统轮对结构,采用独立车轮,将传统轮对左右车轮的同步旋转解耦,以轴桥装置替代车轴,重新连接左右车轮,实现左右车轮横向定位。

2) 驱动系统采用了全新的集成方式,将牵引电机、盘形制动、传动齿轮集成为一个整体,称为驱动制动单元;单元四点悬挂纵向布置于构架一侧。

3) 采用新型爪盘空心轴联轴器,实现驱动制动单元架悬挂布置,联轴器连接齿轮输出端与弹性车轮,动力直接驱动车轮旋转。



1—车轮;2—轴承;3—轴桥;4—爪盘空心轴联轴器;
5—齿轮动力输出端;6—联轴器动力输入端;7—大锥齿轮;
8—小锥齿轮;9—联轴器;10—盘形制动。

图2 动力传递示意图

1.2 爪盘空心轴联轴器

联轴器采用两级弹性元件传动;一级弹性元件一侧端面与大锥齿轮空心轴输出端通过端齿相连接,并用螺栓紧固,通过传力爪盘将驱动力矩传递到二级弹性元件;一级弹性元件另一侧端面与二级弹性元件通过端面齿相连接,用螺栓紧固。二级弹性元件另一侧与车轮腹板通过法兰相连接,将动力输入到车轮;联轴器传力爪盘间由12块扇形橡胶块嵌接,每个橡胶块由若干层橡胶垫组成(图3),通过调整橡胶垫尺寸可以改变联轴器刚度。

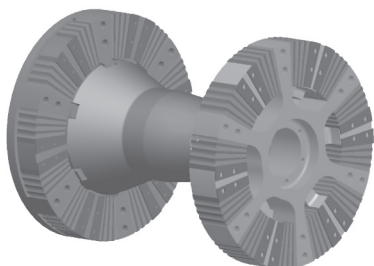


图3 联轴器示意图

2 联轴器各向刚度分析

对转向架而言,一系悬挂的各向刚度直接影响纵向力、横向力及垂向力的传递。通过前面分析,驱动制动单元纵向布置于构架一侧,可把“构架+驱动制动单元”看作一个基础,“独立车轮+轴桥装置”看作另一个基础。两大基础之间依靠锥形橡胶簧和爪盘空心轴联轴器连接,因此准确分析一系橡胶簧与爪盘空心轴联轴器各向刚度关系,对理清转向架的动力传递至关重要。

2.1 单个橡胶块刚度分析

联轴器主要依靠橡胶变形来实现车轮与驱动制动单元间的运动补偿。联轴器由两级弹性元件组成,每级弹性元件由12块橡胶块组成,每个橡胶块由若干单层扇形橡胶垫组成。因此可以先分析单个扇形橡胶块的刚度,进而分析整个联轴器的组合刚度,单个橡胶块各向刚度 f 可以看作由单层扇形橡胶垫的各向刚度 k_i 和安装角度 α 为自变量的函数 $f=f(k_i, \alpha)$ 。

单层扇形橡胶垫的基本参数如表1所示,结构图、安装位置图如图4、图5所示,厚度方向为纵向 x 。将单个扇形橡胶块看作由若干单层橡胶垫空间绕 y 轴旋转一定角度拼装而成,并置于空间某个位置,对单层扇形橡胶垫等效刚度分析(将橡胶垫坐标系 $Ox_1y_1z_1$ 等效到联轴器坐标系 $Oxyz$),从而得到联轴器各向刚度。空间坐标系中已知:

$$ef = \left(\frac{r_2 - r_1}{2} \sin \alpha, 0, \frac{r_2 - r_1}{2} \cos \alpha \right) \quad (1)$$

$$fD = (0, 1, 0)$$

$$n = ef \times fD$$

求得单层扇形橡胶垫 $abcd$ 平面在 $Oxyz$ 坐标系中的法向量 n :

$$n = \left(-\frac{r_2 - r_1}{2} \cos \alpha, 0, \frac{r_2 - r_1}{2} \sin \alpha \right) \quad (2)$$

表1 单层扇形橡胶垫基本参数

单层扇形橡胶垫参数	符号
橡胶垫内径/mm	r_1
橡胶垫外径/mm	r_2
橡胶垫几何中心处厚度/mm	d
橡胶垫宽度/mm	a_1
橡胶垫安装角度/(°)	a
橡胶垫 x 向压缩刚度/(kN·mm ⁻¹)	K_{dx}
橡胶垫 y 向剪切刚度/(kN·mm ⁻¹)	K_{dy}
橡胶垫 z 向剪切刚度/(kN·mm ⁻¹)	K_{dz}

2.2 联轴器轴向刚度

1) 单个扇形橡胶块轴向刚度

考虑到扇形橡胶块的空间安装及受力情况,第 i 层扇形橡胶垫的轴向刚度即为该层扇形橡胶垫 y 向剪切刚度

K_{d1y} ,故单个扇形橡胶块轴向刚度等效为若干单层扇形橡胶垫 y 向剪切刚度 K_{d1y} 串联,则单个扇形橡胶块轴向刚度 K_{dy} :

$$K_{dy} = \frac{K_{d1y}}{n} \quad (3)$$

其中 n 为单个橡胶块中橡胶垫层数。

2) 联轴器轴向刚度

单级弹性元件可看作是各个橡胶块横向刚度相并联,联轴器轴向刚度则认为是一、二级弹性元件轴向刚度相串联。因此,联轴器轴向刚度为:

$$K_{y1} = N \cdot K_{dy}$$

$$K_y = \frac{K_{y1}}{2} \quad (4)$$

式中: K_y 为联轴器轴向刚度; N 为单级弹性元件橡胶块个数。

2.3 联轴器径向刚度

1) 单个扇形橡胶块径向刚度

单层扇形橡胶垫空间绕 y 轴旋转角度 α ,呈放射状布置(图5)。扇形橡胶垫的径向刚度是指在一定载荷作用下橡胶块在 z 向或 x 向的位移。在径向力 P 作用下,橡胶垫会发生变形,设在坐标系 $Ox_1y_1z_1$ 中,单层扇形橡胶垫的约束力分别为 P_x^1, P_y^1, P_z^1 ,对应的变形分别为 $\Delta_x^1, \Delta_y^1, \Delta_z^1$,投影到坐标系 $Oxyz$ 径向(z 向),可以得到关系式:

$$\begin{aligned} P_x^1 &= k_{d1x} \Delta_x^1 \\ P_y^1 &= k_{d1y} \Delta_y^1 \\ P_z^1 &= k_{d1z} \Delta_z^1 \\ \Delta_x^1 &= \Delta_z \cos < \mathbf{u}_{\Delta_z}, \mathbf{O}x_1 > = \Delta_z \sin \alpha \\ \Delta_y^1 &= \Delta_z \cos < \mathbf{u}_{\Delta_z}, \mathbf{O}y_1 > = 0 \\ \Delta_z^1 &= \Delta_z \cos < \mathbf{u}_{\Delta_z}, \mathbf{O}z_1 > = \Delta_z \cos \alpha \end{aligned} \quad (5)$$

$$P = P_x^1 \sin \alpha + P_z^1 \cos \alpha$$

其中 $\mathbf{u}_{\Delta_z} = (0, 0, \Delta_z)$ 。

解得第 i 层扇形橡胶垫径向刚度为:

$$k_{dri} = \frac{P_r}{\Delta_r} = \frac{P}{\Delta_z} = K_{d1x} \sin^2 \alpha + K_{d1z} \cos^2 \alpha \quad (6)$$

单个橡胶块径向刚度可看作各层橡胶垫相串联,则单个橡胶块的径向刚度计算:

$$K_{dr} = \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{k_{dri}} \right)^{-1} \quad (7)$$

其中 n 为单个橡胶块中橡胶垫的层数。

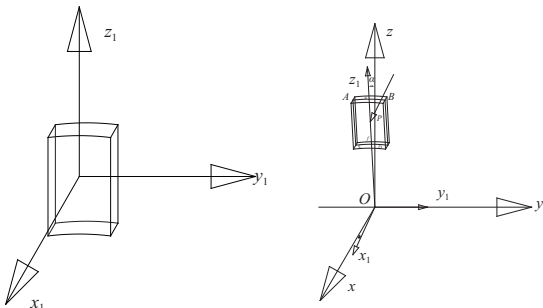


图4 扇形橡胶垫结构图 图5 扇形橡胶垫安装位置图

2) 联轴器径向刚度

单级弹性元件径向变形可看作是各个橡胶块在径向和切向变形的组合;联轴器径向刚度可认为是两级弹性元件相并联,则联轴器单级弹性元件径向刚度

$$K_{r1} = \sum_{n=1}^N K_{dr} \cos^2 \left(\frac{n-1}{2\pi} \alpha \right) + \sum_{n=1}^N K_{dt} \sin^2 \left(\frac{n-1}{2\pi} \alpha \right) \quad (8)$$

联轴器的径向刚度为:

$$K_r = 2K_{r1} \quad (9)$$

其中: K_r 为联轴器径向刚度; K_{dr} 为橡胶块径向刚度; K_{dt} 为橡胶块扭转刚度; N 为单级橡胶块个数; α 为橡胶块中心与 z 轴夹角,取 $\alpha = 10^\circ$ 用于后面计算。

2.4 联轴器扭转刚度

1) 单个扇形橡胶块扭转刚度

扇形橡胶块在驱动转矩 M 作用下会发生压缩变形,此时橡胶块受到垂直于橡胶垫截面的面载荷,将扇形橡胶块的受力简化为作用在橡胶块截面几何中心且垂直于截面的集中载荷,即切向力 P ,记 P 到轴线距离 $L = \frac{2}{3} \frac{r_2^2 + r_1^2 + r_2 r_1}{r_1 + r_2}$;此时在 $Ox_1y_1z_1$ 中,橡胶垫中心受到沿 x_1 轴方向的集中载荷 P ,空间坐标系中 $\mathbf{P} = |P|(-\cos \alpha, 0, \sin \alpha)$,对应的变形分别为: $\Delta_x^1, \Delta_y^1, \Delta_z^1$,可以得到关系式:

$$\begin{aligned} M &= P \cdot L \\ \Delta \alpha &= \arctan \frac{\Delta_x^1}{L} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\Delta_x^1 = \frac{P}{K_{d1x}}$$

求得第 i 层橡胶垫的扭转刚度:

$$K_{dri} = \frac{M}{\Delta \alpha} = \frac{P \cdot L}{\arctan \left(\frac{P}{L \cdot K_{d1x}} \right)} \quad (11)$$

因为 $P/(L \cdot K_{d1x}) \approx 0$,由等价无穷可知: $\arctan \theta \approx \theta$,上式可变为:

$$K_{dri} = \frac{M}{\Delta \alpha} = \frac{P \cdot L}{\arctan \left(\frac{P}{L \cdot K_{d1x}} \right)} = K_{d1x} \cdot L^2 \quad (12)$$

单个橡胶块的扭转刚度可简化为各扇形橡胶垫刚度相串联,则单个橡胶块的扭转刚度

$$K_{dt} = \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{k_{dri}} \right)^{-1} \quad (13)$$

其中 n 为单个橡胶块中橡胶垫层数。

2) 联轴器扭转刚度

联轴器的扭转刚度为各橡胶块在圆周切线方向上刚度相串联,则联轴器扭转刚度

$$K_t = \left(\sum_{i=1}^N \frac{1}{K_{dt}} \right)^{-1} \quad (14)$$

式中: K_t 为联轴器扭转刚度; K_{dt} 为单个橡胶块的扭转刚度; N 为扇形橡胶块的个数。

3 理论计算与仿真验证

经前面对联轴器组合刚度计算公式的推导,准确求解

联轴器各向刚度的关键是首先确定求解单层异形扇形橡胶垫各向刚度的经验公式。联轴器扇形橡胶垫等宽且弧度近乎直线,考虑到工程上常把异形橡胶的刚度简化为规则橡胶件刚度计算,因此把扇形橡胶垫简化为矩形橡胶垫计算,如图6所示。

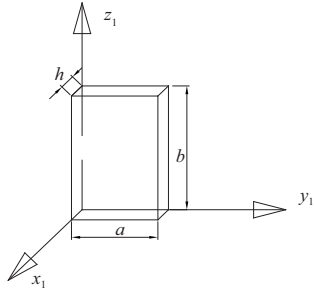


图6 矩形橡胶垫结构参数

查文献[3]得到矩形橡胶垫各向刚度计算公式:

$$x_1 \text{ 向压缩刚度: } K_{x1} = \frac{A\mu_1 E}{h} = \frac{ab}{h} \left(1 + 2.2 \times \frac{a^2 b^2}{4(a+b)^2 h^2} \right) \cdot E$$

$$y_1 \text{ 向(短边方向)剪切刚度:}$$

$$K_{y1} = \frac{A_c J_{(y)} G}{h} = \frac{ab \cdot G}{\left(1 + 0.29 \times \frac{h^2}{a^2} \right) \cdot h}$$

$$z_1 \text{ 向(长边方向)剪切刚度:}$$

$$K_{z1} = \frac{A_c J_{(z)} G}{h} = \frac{ab \cdot G}{\left(1 + 0.29 \times \frac{h^2}{b^2} \right) \cdot h} \quad (15)$$

其中: $E = 5.542 \text{ N/mm}^2$; $G = 1.5 \text{ N/mm}^2$ 。

表2 矩形橡胶垫结构参数

结构尺寸/mm			矩形橡胶垫刚度计算/(kN/mm)		
$a = a_1$	$b = r_2 - r_1$	$h = d$	K_{d1x}	K_{d1y}	K_{d1z}
45	62	5	44.527	0.835	0.838

3.1 联轴器各向刚度仿真

采用有限元方法对联轴器刚度仿真计算,Hypermesh中建立联轴器有限元模型如图7。金属部件均采用六面体solid185单元, $E = 21000 \text{ N/mm}^2$, $\mu = 0.3$;橡胶材料选用乙丙橡胶,硬度为70,采用Mooney-Rivlin本构模型,采用超弹性单元hyper58;由文献[1]确定橡胶参数: $C_{10} = 0.906$; $C_{01} = 0.018$; $\mu = 0.4997$; $E = 5.542 \text{ N/mm}^2$ 。

参考某低地板转向架设计参数,极限工况下:独立轮相对于构架的最大横移量为5mm,一系簧垂向止挡间隙为35mm,单轴最大启动牵引力 $F = 11 \text{ kN}$,最大驱动转矩为3300 kN·mm。

1) 联轴器轴向刚度

在一级爪盘与齿轮箱端面连接面施加全约束,在二级爪盘与车轮连接端面施加5mm的横向位移载荷,联轴器轴向位移变形如图8,得到支反力为5.82kN,则其轴向刚度 $K_y = 1.164 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$ 。

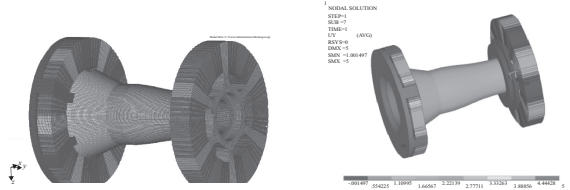


图7 联轴器有限元模型

图8 联轴器轴向变形

2) 联轴器径向刚度

在二级爪盘与车轮连接面施加全约束,一级爪盘与齿轮箱连接面施加35mm垂向位移载荷,联轴器垂向位移变形如图9,得到垂向约束力为16.363kN,此时其径向刚度 $K_r = 0.46 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$ 。

3) 联轴器扭转刚度

在二级爪盘与车轮连接面施加全约束,一级爪盘与齿轮箱连接端面施加3000kN·mm驱动转矩,得到x向位移变化如图10,换算成扭转角为0.336°,求得其扭转刚度为8908.7 kN·mm·deg⁻¹。

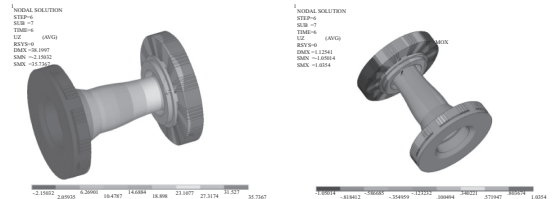


图9 联轴器垂向变形

图10 联轴器扭转变形

3.2 联轴器各向刚度理论计算与仿真比较

将表2的值代入式(3)~式(14),计算得到联轴器各向刚度,通过比较公式的计算值与仿真值,验证简化公式的正确性,对比分析结果如表3。

表3 联轴器各向刚度计算与仿真值对比

项目	单个橡胶块刚度			联轴器刚度		
	K_{dx}	K_{dy}	K_{dz}	K_r	K_y	K_r
公式计算值/ (kN·mm ⁻¹)	347.100 0	0.208 7	0.210 0	8 331.200 0	1.252 2	0.554 0
仿真结果值/ (kN·mm ⁻¹)	—	—	—	8 908.700	1.164	0.360
误差%	—	—	—	6.48	7.04	35.01

对比分析知,联轴器轴向刚度与扭转刚度理论计算值与仿真值结果误差较小,而径向刚度的误差比较大,建议通过实验或有限元仿真的结果来确定径向刚度值。

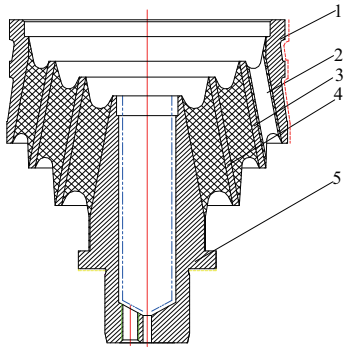
4 联轴器与一系悬挂刚度比较分析

4.1 圆锥叠层橡胶弹簧

转向架一系采用圆锥叠层橡胶簧,如图11所示,两端分别与构架、轴桥相连,轴箱的纵向、横向、垂向定位刚度由锥形橡胶簧提供。

4.2 锥形橡胶簧各向刚度计算

建立圆锥叠层橡胶簧有限元模型,如图12所示。



1—外套;2—橡胶套;3、4—隔套;5—芯轴。

图 11 圆锥叠层橡胶簧



图 12 锥形橡胶簧有限元模型

锥形橡胶簧垂向刚度:在芯轴与轴箱接触底面施加全约束,在外套与构架接触上表面施加 35 mm 垂向位移载荷,其垂向变形如图 13,得到垂向约束力为 31.739 kN,锥形橡胶簧垂向刚度 $k_{z1} = 0.9068 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$ 。

锥形橡胶簧径向刚度:在芯轴与轴箱接触底面施加全约束,在外套与构架接触上表面施加 5 mm 横向位移载荷,其纵向变形如图 14,计算得横向约束力为 19.5 kN,则锥形橡胶簧纵向刚度 $k_{r1} = 3.9 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$ 。

考虑到单轴箱布置 2 个锥形橡胶簧,故单轴箱处的径向组合刚度 $k_r = 7.8 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$,垂向组合刚度 $k_z = 1.8136 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$;橡胶簧与联轴器的轴向、纵向、垂向刚度比值

分别为 $k_r/K_y \approx 6.7$ 、 $k_r/K_x \approx 21.7$ 、 $k_z/K_r \approx 5.04$;可认为“轴桥-独立车轮”的横向力、纵向力、垂向力基本上不通过联轴器传递到“构架-驱动制动单元”,而是经一系橡胶簧传递到构架,联轴器对车轮与驱动制动单元间的横向、纵向、垂向运动约束比较小。

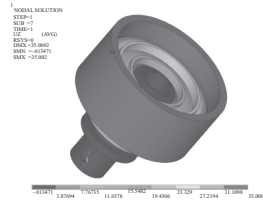


图 13 锥形橡胶簧垂向变形图

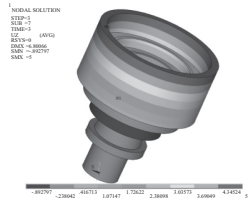


图 14 锥形橡胶簧径向变形图

5 结语

通过对联轴器组合刚度进行深入分析,推导出联轴器各向刚度计算公式,通过有限元方法验证了公式的正确性;联轴器轴向刚度、扭转刚度理论计算与仿真值误差较小,径向刚度与仿真值误差比较大。对比联轴器与一系叠层橡胶簧各向刚度关系,结果表明:1) 联轴器扭转刚度比较大,可以可靠、稳定地传递驱动转矩;2) 联轴器对独立车轮与驱动制动单元之间的轴向、垂向偏转的运动约束比较小,可以满足二者之间的运动补偿。

参考文献:

[1] 刘启昂. 下桥耦合式 100% 低地板车辆转向架方案研究[D]. 成都:西南交通大学, 2016.
 [2] Siemens. The COMBINO three-section and five-section, low-floor articulated tramcar[Z]. Germany: Siemens, 2006.
 [3] 龚积球. 橡胶件的工程设计及应用[M]. 上海:上海交通大学出版社, 2003.

收稿日期:2018-07-30

(上接第 58 页)

参考文献:

[1] 白立波. 高速公路轴组秤式计重系统分析[J]. 交通世界(工程·技术), 2015(6):136-137.
 [2] 王琳, 王建军. 公路整车式称重系统应用研究[J]. 中国交通信息化, 2014(12):84-85.
 [3] YUAN Y, HAN W, HUANG P, et al. Structure safety assessment under heavy traffic based on weigh in motion and simulation analysis[J]. Advances in Structural Engineering, 2017, 20(12):1864-1878.
 [4] 刘琼, 李向民, 许清风. 预制装配式混凝土结构研究与应用现状[J]. 施工技术, 2014(22):9-14.
 [5] 中华人民共和国交通部. 超限运输车辆行驶公路管理规定[J]. 中华人民共和国国务院公报, 2000(23):37-38.
 [6] 姚进辉, 王秀荣, 梁伟. 衡器载荷测量仪检定固定式电子秤

[J]. 衡器, 2014(8):43-48.
 [7] 谢杰. 采用衡器载荷测量仪法检定对电子汽车衡基础要求[J]. 衡器, 2018(4):15-18, 31.
 [8] 江见鲸, 陆新征. 混凝土结构有限元分析[M]. 北京:清华大学出版社, 2013.
 [9] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 混凝土结构设计规范[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 2011.
 [10] 方秦, 还毅, 张亚栋, 等. ABAQUS 混凝土损伤塑性模型的静力性能分析[J]. 解放军理工大学(自然科学版), 2007, 8(3):254-260.
 [11] 赵洁, 聂建国. 钢板-混凝土组合加固钢筋混凝土梁的非线性有限元分析[J]. 计算力学学报, 2009, 26(6):906-990.

收稿日期:2018-08-13