

磁浮车辆车下设备安装结构研究

吴群芳 白秀清 杨申森 唐立国 吴颖旭

(中车唐山机车车辆有限公司,063035,唐山//第一作者,工程师)

摘要 提出了磁浮车辆车下设备安装设计的原则和注意事项,分析了3种磁浮车辆车下设备安装结构的合理性和可靠性,并针对底架焊接安装座吊装设备的结构进行了强度仿真计算,对吊装螺栓进行了强度校核,通过仿真计算及螺栓强度校核分析验证了设计结构的可靠性。

关键词 磁浮车辆;车下设备安装结构;仿真分析;强度校核

中图分类号 U270.3;U266.4

DOI:10.16037/j.1007-869x.2019.03.014

Study of the Undercarriage Equipment Installation Structure for Maglev Vehicle

WU Qunfang, BAI Xiuqing, YANG Shensen, TANG Ligu, WU Yingxu

Abstract In this paper, principles and matters needing attention for the installation design of the Maglev undercarriage equipment are proposed, the rationality and reliability of 3 kinds of installation structure are analyzed. Then, a strength simulation calculation for the welding installation seat under the bottom frame is carried out, in which the strength on the installation bolt is checked. Finally, the reliability of the designed structure is verified through the strength simulation and bolt strength checking analysis.

Key words magnetic levitation vehicle; undercarriage equipment installation structure; simulation analysis; strength checking

Author's address CRRC Tangshan Co., Ltd., 063035, Tangshan, China

磁浮车辆具有载客量大、噪声低、振动小,以及线路敷设条件宽松、建造成本低、易于检修维护等优点,而且由于其牵引力不受轮轨间的粘着系数影响,使其爬坡能力强、转弯半径小,是舒适、安全、快捷、环保的绿色的轨道交通工具,在各种轨道交通方式中具有独特的优势。

磁浮车辆的转向架机构安装在车下两侧,与轨道配合进行悬浮。由于这是一种特殊的安装结构,因此

需要在有限的空间内吊装车下设备。吊装结构不仅要在有限空间内易于检修维护,更要满足强度要求,在振动、冲击时不能脱落,保证列车运行安全。

1 车下设备安装设计原则

(1) 设备本身的强度。要考虑设备的质量、重心与吊装点的相对位置,根据设备本身结构形式及质量确定吊装点的结构形式为托装或吊装。

(2) 车体安装座的强度。根据设备的质量设计车体安装座的结构,满足设备安装的强度、工艺性及可维护性。在满足吊装强度的基础上,充分考虑减重降噪措施。

(3) 连接强度。根据车体吊装座和设备的材质、结构确定连接形式。常用的车下设备连接形式为螺栓连接、HUCK 铆钉铆接。不论采用何种形式的连接均需计算连接强度。不同材质连接时需考虑接触表面的电化学腐蚀问题,通常采用喷涂底漆隔离的方法来避免此问题。

2 车下设备安装设计注意事项

(1) 限界要求。在车下设备吊装方案设计阶段必须考虑设备限界,设备的自然边界距离限界的横向及垂向边界线保证留有一定的余量,以保证车辆在运行过程中设备不侵入限界^[1]。

(2) 干涉检查。在设计车下设备吊装方案时需考虑安装环境,留出与其他设备的安全距离,尤其要注意制动管路、线槽、布线、转向架等设备之间的安全距离。

(3) 工艺性。设计时需考虑设备安装的操作空间,设备的吊耳要与车体吊装环境匹配,尤其注意吊耳翻边高度、倒角尺寸等,避免安装干涉问题;还要考虑设备的接线问题,为设备与设备间的接线预留一定空间。

(4) 检修维护。设计时需核实设备各个检查门的打开角度,尤其注意折页门打开到位的行程,在

此行程轨迹范围内不能有遮挡。对于使用螺栓或四角锁的检查门,要核实拆卸空间,保证设备在使用过程中具有可维修性、可维护性。

3 常用车下设备安装结构分析

基于现有的磁浮车辆平断面,对常用的车下设备安装结构进行分析,一般设备吊装区域如图1所示。吊装区域主要分为中部吊装区域和两侧吊装区域。由于车体与转向架、二次系之间空间较小,两侧的设备吊装区域只能布置尺寸小、质量轻的设备;相比两侧的吊装区域,中部吊装区域空间更大,可布置质量大、尺寸大的设备。

磁浮车辆车下设备主要包括牵引变流器、DC-DC变流器、DC-AC变流器、电抗器、高压柜、蓄电池、悬浮控制器等,其中悬浮控制器质量相对较轻,设备尺寸相对较小,可以布置在两侧;其他较大的设备一般布置在中部区域;当某个质量较大的设备可拆分为2个设备箱时,也可布置在两侧区域。

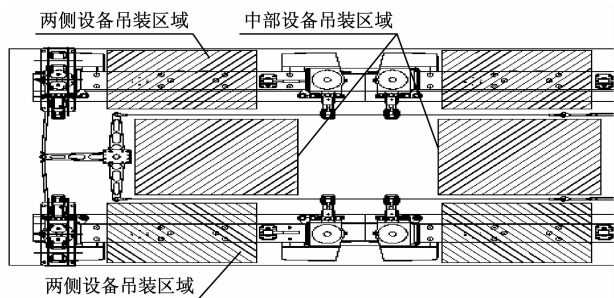


图1 磁浮车辆车下设备吊装区域

3.1 底架C型槽安装

通过车体底架中部区域的C型槽安装设备,如图2所示。底架型材自带C型槽,C型槽内安装与其断面相匹配的滑块,C型槽下侧安装加强座。设备箱有伸出的吊耳结构,通过紧固件与加强座、底架C型槽连接在一起。具体安装结构如图3所示。设备的重力通过螺栓连接传递到车体底架C型槽上。C型槽的结构为下表面开口结构,受力后容易

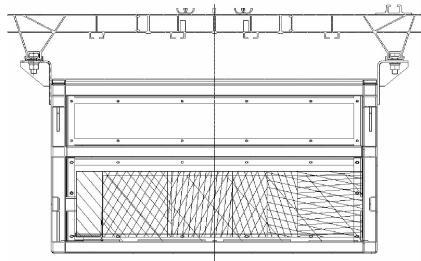


图2 底架C型槽吊装设备

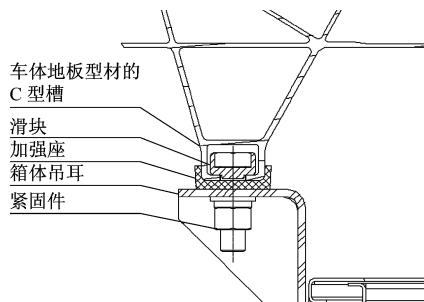


图3 吊装结构

扩张。通过增加加强座对C型槽施加向内的束缚力,抵消C型槽向两侧的扩张力,以此减小C型槽变形。

此结构为磁浮车辆常用的吊装结构,且安装形式相对简单。车体底架型材自带的吊装C型槽,承重、抗拉强度好,车体底架上不需要额外焊接安装座,有利于车辆减重。但此结构也存在以下缺点:

(1) 设备吊装位置受转向架及悬浮控制箱影响,车下牵引逆变器、辅助变流器、蓄电池箱等设备需安装在同一型材上,呈纵向排列,因此,车下空间较紧张,各个设备间距离小,检修维护不方便。

(2) 设备的安装与拆卸过程需要使用升降设备,部分设备需落转向架后才能安装,制造过程工艺性差^[2]。

(3) 由于磁浮车辆车下空间相对地铁车辆较紧张,车下设备吊装占用了很大的空间,制动管路、电气布线安装只能使用设备与车体底架之间、设备与转向架二次系之间的空间。

3.2 底架吊装转接座安装

车体底架吊装转接座安装结构见图4。设备托装在转接座上。

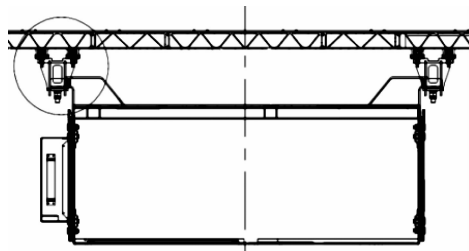


图4 底架吊装转接座

此结构需要车体底架型材具有2条相邻的C型槽,通过与C型槽断面相匹配的转接座滑条、扣件、紧固件将转接座连接到车体底架上,如图5所示。

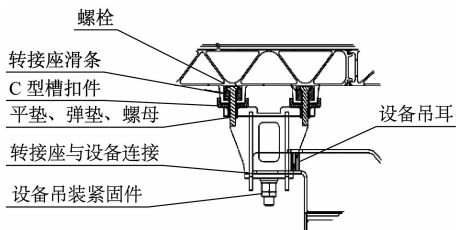


图5 转接座安装结构

此种托装结构承载能力好,适用于质量较大的设备,托装结构相比吊装结构更安全;安装结构简单,便于生产制造,设备的安装高度可调整性好,方便车下布线、制动管路设计和安装;且此结构对于布线和管路的日常检修维护空间大,简单易操作。但此结构也存在以下缺点:

(1) 设备尺寸大小不同,无法做到使用固定的C型槽吊装整车的车下设备,需根据设备尺寸及底架结构合理设置型材断面中C型槽的数量。

(2) 转接座质量较大,增加整车质量,不利于车辆的减重节能。

(3) 设备的安装与拆卸过程需要使用升降设备,部分设备需落转向架后才能安装,工艺性差。

3.3 底架焊接转接座安装

车体底架焊接专用的安装座,设备上有伸出的吊耳,通过安装座上的安装孔与紧固件吊装车下设备。吊装结构示意图如图6所示。

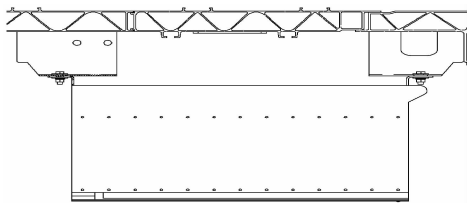


图6 底架焊接安装座

焊接安装座时,需保证同一个设备的安装座焊接后的平面度 $\leq 2\text{ mm}$,尽量减小焊接变形量对设备吊装的影响。安装座与底架边梁距离较近处无法焊接,使用密封胶进行密封,防止焊缝腐蚀。焊接安装座如图7所示。焊接质量要求按照EN 15085标准执行,焊缝质量等级为CPC 2级。

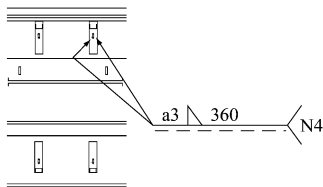


图7 安装座焊接

吊装结构详细视图如图8所示。此种结构一般用于车体两侧的吊装区域。其优点是:设备箱安装及检修维护较简单;设备与车体之间有部分空间,可以用来布置悬浮控制线缆及制动管路;安装座为铝合金型材结构,型材的抗拉强度好,铝型材与碳钢安装座相比质量更轻;设计结构简单,可根据不同设备尺寸在车体底架对应位置设置安装座,适合吊装较轻的车下设备。

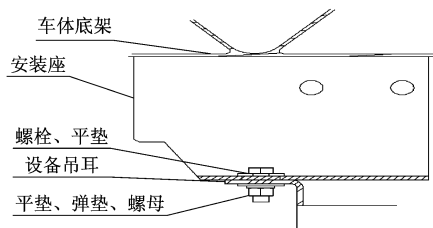


图8 吊装结构详细视图

此种结构不需要将悬浮控制器分批次安装,可在落转向架前全部安装完成,便于生产制造,工艺性好。但此种结构存在如下缺点:

(1) 车下设备布置与传统磁浮车辆不一致,需重新设计设备箱排布、安装结构。

(2) 若设计抽屉式设备箱,箱体高度受限。

(3) 底架焊接安装座,焊接质量对安装面的平面度有很大影响。

4 仿真分析

设计磁浮车辆车下设备安装结构时,除考虑上述设计原则、注意事项外,还需对设计结构进行仿真计算,通过对计算结果的分析校核,验证设计结构的可靠性。

C型槽吊装、转接座托装结构较为成熟,而焊接安装座适配抽屉式设备箱安装运用较少,因此本文以此结构为例进行仿真计算分析,通过对安装座、安装螺栓的仿真计算,验证底架焊接安装座吊装抽屉式设备箱的可靠性。

4.1 适用标准及参数选取

4.1.1 适用标准

根据标准EN 12663—2010^[3]和IEC 61373—2010^[4]要求,需对安装座及安装螺栓进行静强度计算,施加如下载荷:纵向加速度 $\pm 3\text{ g}$ 、横向加速度 $\pm 1\text{ g}$ 、垂向加速度 $(1 \pm c)\text{ g}$ 。其中, g 为重力加速度; c 为垂向动荷系数, c 的取值为2。

根据以上载荷说明,需要对以下8种计算工况

进行静强度分析,见表1。

表1 静强度分析计算工况

工况	纵向 X	横向 Z	垂向 Y
1	+ 3 m g	+ 1 m g	+ 3 m g
2	+ 3 m g	- 1 m g	+ 3 m g
3	- 3 m g	+ 1 m g	+ 3 m g
4	- 3 m g	- 1 m g	+ 3 m g
5	+ 3 m g	+ 1 m g	- 1 m g
6	+ 3 m g	- 1 m g	- 1 m g
7	- 3 m g	+ 1 m g	- 1 m g
8	- 3 m g	- 1 m g	- 1 m g

注:m 为质量

4.1.2 参数选取

仿真计算选取质量为 200 kg 的设备,使用 4 个安装座吊装设备。

(1) 安装座型材为 EN AW-6005A-T6,其基本力学性能:密度为 2 700 kg/m³,屈服极限为 215 MPa,断裂极限为 255 MPa。

(2) 安装螺栓使用 4 个 M10 的 8.8 级六角头螺栓。

4.2 安装座仿真

本次计算采用壳单元对结构进行简化,使用 Hyper Mesh 软件进行建模、网格划分,使用 ANSYS 软件进行求解计算,单元类型采用壳单元 Shell181。有限元模型共有 31 061 个单元和 31 544 个节点。安装座三维模型如图 9 所示,安装座有限元模型如图 10 所示。

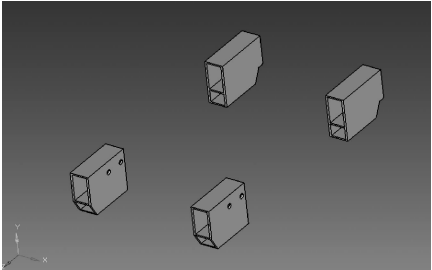


图9 安装座三维结构示意图

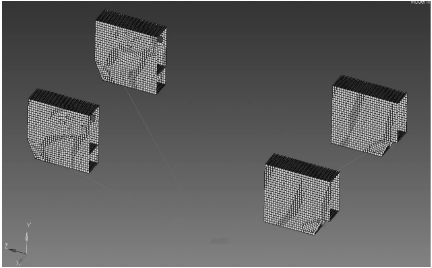


图10 安装座有限元模型

通过仿真分析安装座在 8 种计算工况下的整体应力云图,得出各工况的极限值(见表2)。

表2 安装座各工况应力极限值

工况	应力极限值/MPa
1	132.290
2	132.885
3	127.283
4	127.285
5	103.941
6	104.215
7	108.174
8	107.851

由表2可见,安装座结构所受的最大应力值均小于其所用材料的屈服强度 215 MPa,满足设计要求。

4.3 安装螺栓受力仿真及强度校核

4.3.1 安装螺栓受力仿真

仿真分析中螺栓的具体布置如图 11 所示。

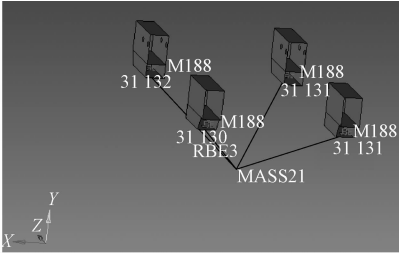


图11 仿真分析中安装螺栓的具体布置

通过对 8 种计算工况下螺栓的静强度进行计算,得到螺栓受力情况(见表3)。其中: F_x 为作用在螺栓上的轴向力(沿车辆运行方向), F_y 为作用在螺栓上的垂向力, F_z 为作用在螺栓上的横向力。

4.3.2 螺栓强度校核

4.3.2.1 轴向应力校核

螺栓采用 8.8 级 M8 型号,紧固力矩 T 的计算公式为:

$$T = 0.2 \times F_0 \times d \tag{1}$$

式中:

F_0 ——螺栓的预紧力;

d ——螺栓直径。

已知 T 为 40 Nm,可以计算出 F_0 约为 20 kN。

作用在螺栓上的总载荷 F_2 的计算公式为:

$$F_2 = F_0 + \frac{C_b}{C_b + C_m} F \tag{2}$$

表 3 各工况下螺栓受力情况 N

工况	螺栓 受力	螺栓编号			
		31130	31131	31132	31133
1	F_x	2 603. 60	-215. 63	3 158. 30	333. 94
	F_y	-490. 76	-490. 28	-490. 76	-490. 28
	F_z	-1 472. 00	-1 472. 00	-1 472. 10	-1 472. 10
2	F_x	3 158. 80	339. 13	2 603. 30	-215. 08
	F_y	491. 09	489. 95	491. 09	489. 95
	F_z	-1 470. 60	-1 470. 6	-1 470. 50	-1 470. 50
3	F_x	-207. 11	2 593. 90	349. 87	3 149. 60
	F_y	-491. 09	-489. 95	-491. 09	-489. 95
	F_z	1 470. 60	1 470. 60	1 472. 50	1 472. 50
4	F_x	348. 16	3 148. 60	-205. 12	2 594. 60
	F_y	490. 76	490. 28	490. 76	490. 28
	F_z	1 472. 00	1 472. 00	1 471. 10	1 471. 10
5	F_x	635. 75	-2 171. 00	1 189. 50	1 616. 40
	F_y	-490. 76	-490. 28	-490. 76	-490. 28
	F_z	-1 472. 00	-1 472. 00	-1 471. 10	-1 471. 10
6	F_x	1 191. 00	-1 616. 20	634. 53	-2 171. 40
	F_y	491. 09	489. 95	491. 09	489. 95
	F_z	-1 470. 60	-1 470. 60	-1 472. 50	-1 472. 50
7	F_x	-2174. 90	638. 54	-1 618. 90	1 193. 20
	F_y	-491. 09	-489. 95	-491. 09	-489. 95
	F_z	1 470. 60	1 470. 60	1 470. 50	1 470. 50
8	F_x	-1 619. 70	1193. 30	-2 173. 90	638. 23
	F_y	490. 76	490. 28	490. 76	490. 28
	F_z	1 472. 00	1 472. 00	1 472. 10	1 472. 10

式中：

$\frac{C_b}{C_b + C_m}$ ——螺栓的相对刚度,其中 C_b 为螺栓刚度, C_m 为被连接件刚度;
 F ——各工况下螺栓所承受轴向力的最大值。
其中,螺栓相对刚度的取值大小与螺栓和被连接件的结构尺寸、材料,以及垫片、工作载荷的作用位置等因素有关,其值在 0 ~ 1 之间波动。设计时,螺栓相对刚度的取值一般可以根据垫片材料使用以下推荐数据:金属垫片或无垫片的相对刚度取值为 0. 2 ~ 0. 3;皮革垫片的相对刚度取值为 0. 7;铜皮石棉垫片的相对刚度取值为 0. 8;橡胶垫片的相对刚度取值为 0. 9。
由于此处垫片采用的是金属垫片,故取螺栓的相对刚度为 0. 3。根据表 3,螺栓所受的轴向力 F_x

最大值为 491. 09 N,近似取值为 0. 5 kN。由此可以计算出作用在螺栓上的总载荷 F_2 为 20. 15 kN。

则螺栓的最大工作应力 σ_{ca} 的计算公式为：

$$\sigma_{ca} = \frac{1.3F_2}{\frac{\pi}{4}d^2}$$

(3)

式(3)中,系数 1. 3 考虑了扭转切应力的影响。由此得出 σ_{ca} 为 333. 7 MPa。根据以上计算结果可知,螺栓所受的轴向应力小于螺栓屈服强度 640 MPa,轴向应力满足要求。

4. 3. 2. 2 横向滑动性检验

当连接件所允许的最大横向力大于各工况下的最大横向剪切力时,螺栓不会发生横向滑动。连接件所允许的最大横向力 $F_{t,max}$ 计算公式为：

$$F_{t,max} = (F_2 - F)f_c$$

(4)

式中：

f_c ——螺栓连接结合面的摩擦系数,取值为 0. 4。

由此可以得出连接件所允许的 $F_{t,max}$ 为 7. 86 kN。

各工况下最大横向剪切力 $F_{q,max}$ 计算公式为：

$$F_{q,max}^2 = F_x^2 + F_z^2$$

(5)

根据式(5)及仿真结果计算得到 $F_{q,max}$ 为 3. 2 kN。因 $F_{t,max} > F_{q,max}$,所以螺栓连接件不会发生横向滑动。

通过上述仿真分析及强度校核可知:底架焊接安装座安装设备的结构满足磁浮车辆车下设备的安装要求。

5 结语

随着近年来磁浮车辆的迅速发展,磁浮车辆的速度等级在不断提高,速度等级越高车下设备越复杂多样,对车下设备安装空间、安装结构要求也越高。磁浮车辆的转向架、二次系结构将车下空间切割成区块结构,如何在有限的空间内设计合理的安装结构就显得尤为重要。设计时要充分考虑设计原则和需要注意的事项,保证安装结构合理,避免对生产制造、检修维护带来不便。

本文提及的 3 种安装结构各有利弊,设计时可根据底架型材结构、设备质量等影响因素做出最优选择,并根据车辆的实际运行环境、振动冲击要求
(下转第 145 页)

可知,当增大 K 时,闸门开始达到平衡速度的时间会缩短,但由初始状态进入平衡速度时的波动较大,平衡速度略有增加。相反地,当减小 K 时,闸门会延长平衡时间,由初始状态进入平衡速度时的波动变小,最终的平衡速度会略有减小。

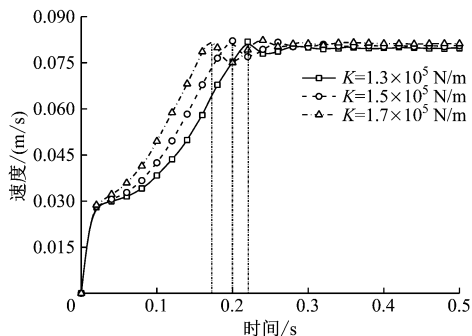


图7 K 对闸门平衡速度的影响曲线

由此可见,当 K 增大时,角形杠杆克服弹簧阻力实现轴向平移的轴向压力会增大,此时需要较大的离心力来维持平衡;同时,在达到平衡状态时,卷筒的转速会提高,闸门下降的平衡速度随之增大。

图8模拟了调速器不同配重片质量对轴向位移的影响曲线。由图8可知,闸门开始下降时轴向位移线性急剧增大,此时配重片的质量对力矩平衡时的轴向位移影响不大,但离合摩擦阶段达到平衡状态的时间差别较大。具体表现为:配重片质量越小,相应地在离合摩擦阶段的轴向位移变化幅度亦较小,因此达到平衡状态的时间越短。

3 结论

(1) 对卷扬式启闭机优化为双联动滑轮组、单层缠绕双卷筒、单电机同步集中驱动、开式齿轮传动的组合结构型式。应用该启闭装置的落闸式防淹门可以较好地满足地铁隧道区间防淹的工程需求。

(2) 加装机械离心式调速器可以平衡防淹门落

(上接第66页)

进行仿真计算,对仿真结果进行分析和校核,以此验证设计结构的可靠性。

参考文献

- [1] 郑宝奎,吴媚蕊,郑建坤,等. 中低速磁悬浮车辆限界分析与计算[J]. 机车电传动,2013(3):26.
- [2] 赫宏联,栗木功,张海燕. 中低速磁悬浮车辆装配工艺及优化

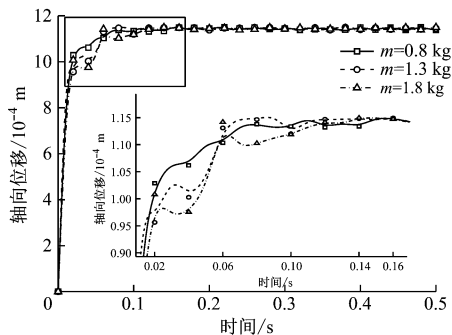


图8 调速器不同配重片质量对轴向位移的影响曲线

闸产生的超越负载力矩,有效地解决防淹门快速落闸的时间限制和速度问题。耦合建立的调速器重力加速模型、离心力模型及摩擦力矩模型仿真为调速器的参数化设计提供了理论依据和研究方法。

(3) 调速器的仿真研究表明, K 对平衡速度和平衡时间影响较大,当增大 K 时,闸门达到平衡的速度会增大,平衡时间会缩短;配重片的质量对轴向位移影响不大,但影响摩擦力矩与转动力矩达到平衡的时间,配重片质量越小,达到平衡状态的时间越短。

参考文献

- [1] 关玉琴,王俊森,牛海霞,等. 机械式调速器的工作与调速特性分析[J]. 内蒙古农业大学学报,2012(增刊1):164.
- [2] 白晓,负超,白靖华. 机械离心式转速敏感元件的迟滞特性建模仿真研究[J]. 机电工程,2015,32(9):1156.
- [3] 齐辉,张凡,陈为阳,等. 单轨吊机车离心释放器动力学仿真[J]. 煤矿机械,2015,36(1):131.
- [4] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 地铁隧道防淹门: CJT 453—2014[S]. 北京:中国标准出版社,2014.
- [5] 李丽丽. 启闭机总体设计方案选择及其双吊点同步技术[J]. 水利电力机械,2007,29(12):48.
- [6] 闻邦椿. 机械设计手册(第3卷)[M]. 5版. 北京:机械工业出版社,2010.

(收稿日期:2017-07-17)

[J]. 铁道车辆,2012(9):8.

- [3] CENELEC. 铁路设施——铁路车辆车身的结构要求: EN 12663—2010[S]. Brussels: CENELEC, 2010.
- [4] IEC. 铁路应用——铁道车辆设备——冲击和振动试验: IEC 61373—2010[S]. Geneva: IEC, 2010.

(收稿日期:2018-06-13)