

列车万向轴动不平衡振动监测 时域预警方法研究

宋国良¹, 李国栋², 韩庆利², 崔利通², 吕 义²

(1. 中国铁路总公司 车辆部, 北京 100844;

2. 中车长春轨道客车股份有限公司, 吉林 长春 130062)

摘 要: 万向轴作为列车主要机械传动部件, 其动不平衡的存在加剧了传动系统振动, 极易破坏传动系统轴承、万向节等核心部件。文章通过监测齿轮箱异常振动研究万向轴动不平衡时域预警方法, 根据长期线路跟踪测试探索时域预警参数, 建立万向轴-齿轮箱端振动时域预警模型; 利用有限元方法建立传动系统有限元模型, 研究不同转速下具有不同动不平衡值的万向轴在齿轮箱端振动响应关系。结果表明: 不同转速下, 标准旧轴加速度响应最大幅值均约为标准新轴的 2.8 倍。仿真及实测数据分析表明: 列车运行速度为 200 km/h 时, 振动加速度时域预警有效值为 3.72g; 列车运行速度为 250 km/h 时, 振动加速度时域预警有效值为 4.97g。台架试验验证了仿真结果及预警阈值的正确性。

关键词: 列车万向轴; 动不平衡; 动车组; 齿轮箱; 时域预警; 仿真分析; 台架试验; 有限元分析

中图分类号: U266.2

文献标识码: A

doi: 10.13890/j.issn.1000-128x.2019.02.012

Study on Time Domain Early Warning Method for Vibration Monitoring of Dynamic Imbalance of Train Cardan Shaft

SONG Guoliang¹, LI Guodong², HAN Qingli², CUI Litong², LYU Yi²

(1. Rolling Stock Department, China Railway, Beijing 100844, China;

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

Abstract: As the main mechanical transmission component of train, the existence of dynamic unbalance of cardan shaft aggravates the vibration of transmission system and easily destroys the core components of transmission system such as bearings and cardan joints. This paper studied the time domain early warning method of dynamic unbalance of cardan shaft by monitoring the abnormal vibration of gearbox, explored the time domain early warning parameters according to the long-term track test, established the time domain early warning model of vibration of cardan shaft-gear box end; established the finite element model of transmission system by using finite element method, and studied the vibration response relationship of cardan shaft with different dynamic unbalance values at different rotational speeds at the gear box end. The results show that the maximum acceleration response of the standard old axle is about 2.8 times of that of the standard new axle at different rotational speeds. The analysis of simulation and measured data shows that the effective value of time-domain early warning of vibration acceleration is 3.72g when the train speed is 200 km/h, and 4.97g when the train speed is 250 km/h. The rightness of simulation results and warning threshold is verified by bench test.

Keywords: train cardan shaft; dynamic imbalance; EMUs; gearbox; time domain early warning; simulation analysis; bench test; FEA

收稿日期: 2018-05-07; 修回日期: 2018-12-09

基金项目: 国家重点研发计划项目(2016YFB1200501-002);

国家自然科学基金项目(E050303)

0 引言

CRH5 型动车组是我国最早生产制造的速度为 250 km/h 动车组^[1], 采用 5 动 3 拖的编组方式。其动力转向架是由 1 根动轴和 1 根拖轴组成的两轴转向架, 牵引传动系统采用体悬式布置^[1]; 动轴传动系统由牵引电机、转矩过载保护器、万向轴、齿轮箱、轮对组成; 电机纵向布置在车体下方, 采用螺旋弹簧弹性悬挂在车体下部; 齿轮箱通过轴承安装在动轴, 齿轮箱与牵引电机之间通过万向轴传递转矩。

列车万向轴作为动力传递的核心部件, 既要传递牵引力矩, 又要适应复杂的运动关系^[2], 其工作环境非常恶劣。由于万向轴自身结构细长, 其弯曲刚度、扭转刚度都很小^[3], 导致在列车高速运行过程中万向轴极易产生偏心。此外长期运行下万向节间隙的磨损、传动轴平衡滑块的松动也会使万向轴产生偏心, 极易破坏传动系统轴承、万向节等核心部件^[1, 4-6]。为保障列车动力传递安全, 实现对列车万向轴动不平衡振动预警具有重要意义。

目前国内对列车万向轴动不平衡监测方法较多, 文献 [6] 结合 EEMD 分解、Hankel 矩阵、SVD 分解提出一种高速列车万向轴故障检测方法和模型; 文献 [7] 利用第二代小波变换理论与奇异值分解相结合, 提出一种高速列车万向轴故障检测方法; 文献 [8] 提出一种改进的 DTCWT 算法, 并结合 SVD 方法对万向轴动不平衡进行检测。以上方法实现了万向轴动不平衡监测的频域检测, 能有效提取出万向轴故障频率特征。本文应用统计学原理及大数据分析思想, 研究万向轴动不平衡振动时域特征参数及其预警阈值。基于大数据统计学方法得到的万向轴动不平衡时域监测模型摆脱了大量在线数值计算过程, 具有更好的鲁棒性, 尤其适用于列车运行安全在线监测系统中。

1 万向轴 - 齿轮箱端振动时域预警模型

1.1 时域预警参数

为了确定万向轴 - 齿轮箱端振动时域预警参数, 对某型列车进行了动力学长期跟踪测试, 获得了大量万向轴 - 齿轮箱端振动加速度数据。在列车最高运行速度下, 每间隔约 3 万 km, 对万向轴 - 齿轮箱端垂向振动加速度的最大值和有效值进行统计计算, 结果如图 1 所示。

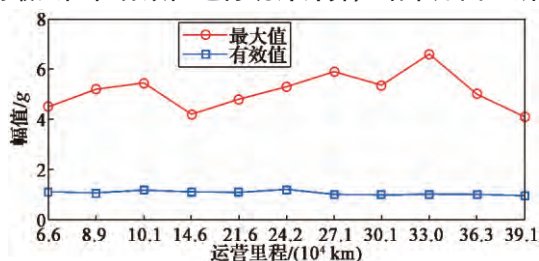


图 1 每间隔约 3 万 km 齿轮箱垂向振动时域特征

从图 1 可以看出, 随着列车运营里程的增加, 振动加速度最大值变化增大而振动加速度有效值趋于稳

定。将累计的有效值进行正态分布假设性检验, 显著性水平为 0.05, 结果服从正态分布, 说明随着列车运营里程的增加, 若万向轴不存在动不平衡超标, 则万向轴 - 齿轮箱端振动趋向于平稳, 这为时域参数选择的正确性提供了前提条件。本文将选择振动加速度时域有效值作为万向轴 - 齿轮箱端振动时域预警参数。

1.2 时域预警模型

在万向轴 - 齿轮箱端布置加速度测点并获得振动加速度信号 a , 通过计算加速度信号 a 的时域特征参数建立存在动不平衡的万向轴在齿轮箱端振动预警模型。根据列车牵引传动系统监测方案、故障类型及其特征分析, 利用统计学信号分析原理, 对万向轴 - 齿轮箱端测点振动加速度时域特征量进行统计分析并作似然估计, 制定振动异常下的统计时域阈值模型。加速度信号时域特征参数计算如式 (1) ~ 式 (3) 所示。

加速度信号 a 的方均根值:

$$\varphi_a = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \alpha_k^2} \quad (1)$$

方均根值的 i 阶原点矩:

$$U_{i\varphi a} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \varphi_a^i \quad (i=1, 2) \quad (2)$$

方均根值的 i 阶中心矩:

$$U_{i\varphi\sigma} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n (\varphi_k - \bar{\varphi})^i \quad (i=1, 2) \quad (3)$$

式中: $\bar{\varphi}$ 为加速度信号 a 的所有方均根值的均值。

判别规则: 计算实时监测的振动加速度时域特征值, 将时域特征值 φ_{ai} 与统计量数据库 U_i 中该速度级的数据进行比较。当满足式 (4) 则认为发生异常振动, 并进入时域算法; 若确诊为异常, 则触发预警。

$$\varphi_{ai} > n_i U_{1\varphi a} + m_i U_{2\varphi\sigma} \quad (4)$$

式中: φ_{ai} 为传动系统监控装置实时计算的时域特征值; $U_{1\varphi a}$ 和 $U_{2\varphi\sigma}$ 为线路试验数据积累所形成的统计量; n_i 与 m_i 为控制误报与漏报的重要参数, 是通过线路试验与模拟仿真所确定的。

目前报警阈值中设定了 $n=1$, $m=4$, 即报警阈值为 $U_{1\varphi a} + 4U_{2\varphi\sigma}$ 。从信号统计学角度, 认为在去除特殊线路 (如道岔) 等影响后, 在相同速度下运行的列车万向轴 - 齿轮箱端振动加速度总体应该趋向于平稳, 为类正态分布, 在万向轴高速旋转并无故障的情况下, 振动加速度有效值超过 $U_{1\varphi a} + 4U_{2\varphi\sigma}$ 为小概率事件, 基本不可能发生; 若超过此阈值, 则为特殊事件, 认为万向轴 - 齿轮箱端发生异常振动, 影响行车安全, 监控装置将触发报警。

2 阈值仿真分析

2.1 传动系统模态分析

由于列车万向轴传动系统结构复杂, 为便于有限元分析, 对模型进行了简化: ①忽略连接螺栓, 通过

耦合接触面节点的自由度来实现零部件之间的连接;
 ②对齿轮箱的轴承做适当简化, 以圆柱体代替圆锥滚子轴承、球轴承和圆柱滚子轴承; ③忽略螺栓垫片以及部分厚度较小的垫片; ④在不影响整体结构刚度的前提下, 对部分尺寸微小的曲面、槽、孔等做适当填充。整个传动系统有限元模型如图 2 所示。

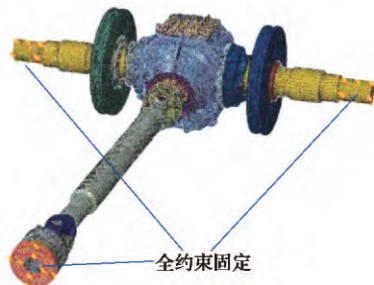


图 2 列车万向轴传动系统有限元模型

模型材料特性参数选为: 弹性模量 $E=210\text{ GPa}$, 泊松比 $\nu=0.3$, 密度 $\rho=7\ 800\text{ kg/m}^3$ 。边界条件设置将轮对两端和万向轴的电机联接端全约束固定。传动系统前 20 阶模态及前 5 阶振型分别如图 3、图 4 所示。

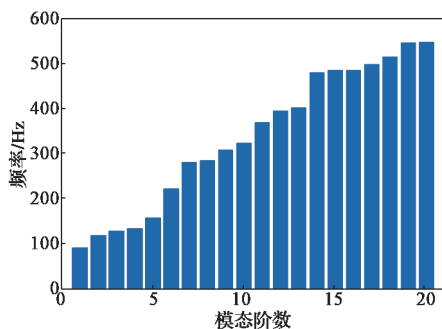
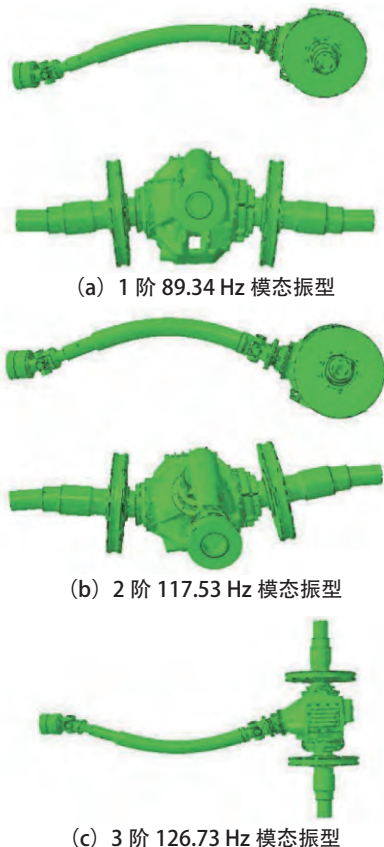


图 3 列车万向轴传动系统固有频率



(d) 4 阶 132.73 Hz 模态振型

(e) 5 阶 156.88 Hz 模态振型

图 4 列车万向轴传动系统前 5 阶振型

前两阶固有模态均为万向轴垂向弯曲和制动盘八字和倒八字变形; 第 3 阶为万向轴横向弯曲变形; 第 4 阶为万向轴横向弯曲和整体纵向变形; 第 5 阶也为万向轴垂向弯曲变形。由此可知该传动系统前 5 阶固有模态及振型均为万向轴的模态和振型。

2.2 传动系统振动测点动态响应仿真分析

基于模态分析结果, 运用振型叠加法进行动态响应分析, 万向轴传动系统在齿轮箱端测点位置如图 5 所示。

采用 5 种不同动不平衡量的万向轴在不同速度等级下进行仿真分析。表 1 所示为 5 种具有不同动不平衡量的万向轴, 其中专项修轴动不平衡量超过了车辆使用标准。表 2 是根据齿轮箱传动比计算的万向轴转速与模拟列车速度对应表。

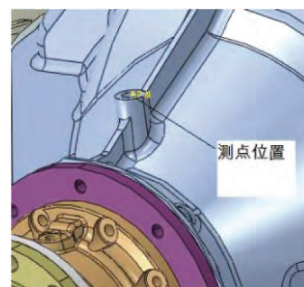


图 5 万向轴 - 齿轮箱端测点位置

表 1 万向轴动不平衡值 ($\text{g}\cdot\text{cm}$)

万向轴类型	电机端	齿轮箱端
标准新轴	190	154
模拟轴 1	297	231
模拟轴 2	404	308
标准旧轴	512	384
专项修轴	575	538

表 2 万向轴转速与模拟行车速度对应表

试验台转速 / ($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	对应行车速度 / ($\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$)
1 000	72
1 500	108
2 000	144
2 200	159
2 500	180
2 700	195
3 000	216

由于传动系统的输入载荷为万向轴动不平衡导致的动态载荷, 因此假定万向轴中心受到周期性谐波载荷作用, 即可模拟该动不平衡载荷。根据万向轴电机端和齿轮箱端的动不平衡值和离心力计算公式 $F=\omega^2 r$, 转换可得万向轴中心所受的谐波载荷, 计算结果如表 3 所示。

通过仿真分析, 得到不同转速下装用不同动不平衡量万向轴时振动测点垂向加速度响应, 具体如图 6 所示。

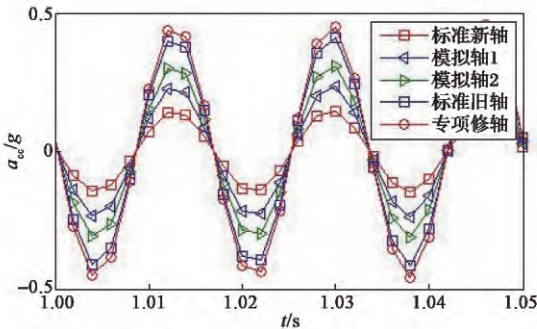
表 3 万向轴中心在不同转速下的等效载荷 N

类型	加载位置	转速 / (r · min ⁻¹)			
		1 012	2 217	3 464	3 600
标准新轴	电机端	23	110	268	290
	齿轮箱端	17	83	203	219
	不平衡载荷	40	193	471	509
模拟轴 1	电机端	36	174	425	459
	齿轮箱端	28	136	333	360
	不平衡载荷	65	310	758	819
模拟轴 2	电机端	50	238	580	627
	齿轮箱端	40	190	465	456
	不平衡载荷	89	428	1 045	1 083
标准旧轴	电机端	63	302	737	796
	齿轮箱端	51	244	596	644
	不平衡载荷	114	546	1 333	1 440
专项修轴	电机端	65	310	757	817
	齿轮箱端	60	290	708	765
	不平衡载荷	125	600	1 465	1 582

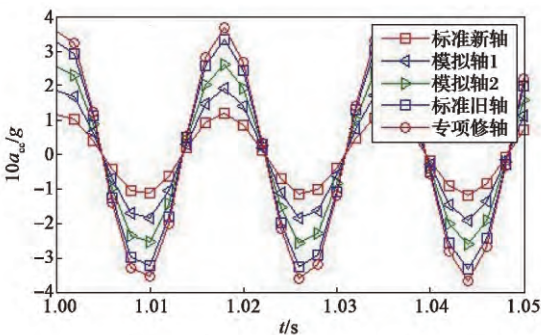
由图 6 可知,同一转速下,随着万向轴动不平衡量的增加,万向轴-齿轮箱端振动加速度幅值增大;同一根万向轴随着转速的增加,万向轴-齿轮箱端振动加速度幅值增大;4 种不同转速下,标准旧轴加速度响应最大幅值均约为标准新轴的 2.8 倍。将仿真结论应用到万向轴动不平衡齿轮箱端振动监测时域预警中来研究时域预警阈值。根据长期线路测试结果,计算得到在 250 km/h 运行速度状态下振动加速度有效值均值为 2.499 3g;在 200 km/h 运行速度下计算得到振动加速度有效值均值为 1.878 9g。根据仿真计算,在 250 km/h 和 200 km/h 下,分别求得旧轴齿轮箱端动不平衡响应加速度为 6.998g 和 5.261g。实际线路运用时动不平衡为设计标准的半功率点,即万向轴动不平衡齿轮箱端振动监测时域预警阈值分别为 4.97g 和 3.72g,如表 4 所示。

表 4 振动时域预警值设置

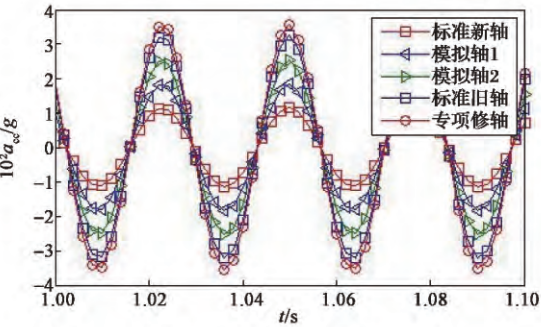
最高速度 /(km · h ⁻¹)	齿轮箱端振动预警值
250	RMS>4.95g
200	RMS>3.72g



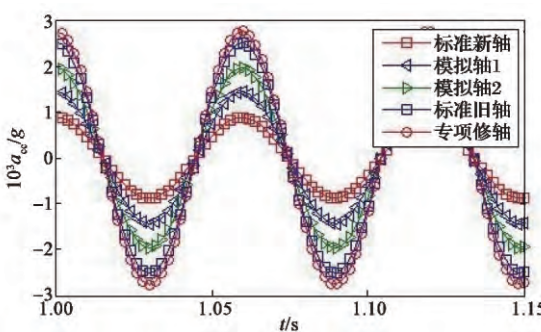
(a) 转速 3 600 r/min 下测点



(b) 转速 3 464 r/min 下测点



(c) 转速 2 217 r/min 下齿轮箱测点



(d) 转速 1 012 r/min 下齿轮箱测点

图 6 不同转速下 5 种轴测点加速度响应

3 台架试验验证

为验证时域阈值仿真结果,进行了台架试验。由电机驱动齿轮箱大齿轮、小齿轴端连接万向轴,试验台安装时将万向轴另一端支撑座垫高,保证万向轴在垂直方向存在一定倾角,水平方向模拟平直道,万向节两端法兰面距离 1 945 mm。齿轮箱传动比为 4.44,齿数比为 80:18。

为了与仿真结果形成对比,试验准备了 3 根不同动不平衡量的万向轴,具体型号及参数如表 5 所示,依次对 3 根轴进行试验,每根轴在不同转速下各工作 2 min 获得万向轴-齿轮箱端稳定状态下的振动加速度信号。

将台架试验万向轴-齿轮箱端加速度传感器所采集的振动数据进行预处理并做低通滤波后进行有效值计算如表 6 所示。图 7 是在不同转速下各轴齿轮箱端

表 5 试验用万向轴参数 (g · cm)

万向轴类型	电机端	齿轮箱端
标准新轴	190.0	154.0
标准旧轴	518.1	380.4
专项修轴	574.6	537.5

垂向振动加速度有效值。

表6 各轴不同转速下垂向振动加速度有效值 g

转速/($r \cdot \min^{-1}$)	空转	标准新轴	标准旧轴	专项修轴
1 000	0.076 1	0.107 1	0.311 6	0.412 6
1 500	0.195 3	0.332 0	0.801 7	-
2 000	0.436 1	0.505 7	1.370 0	-
2 200	0.513 7	0.396 9	1.213 4	1.454 8
2 500	0.577 9	0.765 0	2.152 5	-
2 700	0.707 0	0.856 1	2.446 2	3.588 0
3 000	0.697 7	0.898 1	2.705 5	-

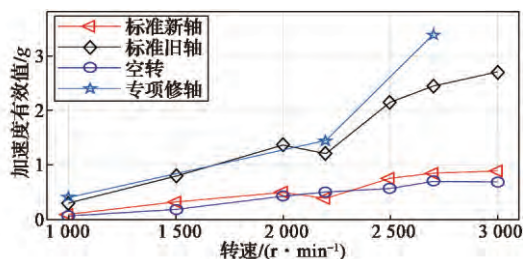


图7 不同转速下各轴齿轮箱端垂向振动加速度有效值

对表6和图7中数据进行分析可以得到,随着转速不断增加,加速度有效值总体呈现上升趋势。在不同转速下,标准旧轴振动加速度有效值约为标准新轴的2.8倍,验证了仿真结果的正确性。表6中,转速为2700 r/min时,即对应车速为195 km/h,专项修轴测试得到加速度有效值为3.588g,验证了表4中运行速度为200 km/h的时域预警值是正确的。

4 结论

本文的研究应用了统计学原理及大数据分析思想,

研究万向轴动不平衡检测的时域特征参数及其预警阈值的设置。时域预警参数摆脱了大量在线复杂算法的数值计算过程,这种基于大数据的统计学方法所分析得出的万向轴动不平衡的时域监测模型具有更好的鲁棒性,为列车万向轴动不平衡在线时域安全监测提供了理论依据。

参考文献:

- [1] 李秋泽. CRH5型动车驱动系统万向轴失效机理及对策研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2017.
- [2] 张红军, 姚远, 罗赟, 等. CRH5型动车万向轴传动系统技术特征分析[J]. 铁道学报, 2009, 31(2): 115-119.
- [3] 姚远, 张红军, 罗赟, 等. CRH5型动车万向轴扭转振动分析[J]. 中国铁道科学, 2009, 30(2): 82-86.
- [4] 铁道部运输局. CRH系列动车组故障处理汇编[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2008.
- [5] 张旭永. CRH5型动车组牵引传动系统故障解析及维护保养[J]. 科教文汇, 2015(8): 178-179.
- [6] 丁建明, 林建辉, 赵洁. 高速列车万向轴动不平衡检测的EEMD-Hankel-SVD方法[J]. 机械工程学报, 2015, 51(10): 143-151.
- [7] 丁建明, 林建辉, 王晗, 等. 万向轴动不平衡检测的二代小波变换奇异值方法[J]. 机械工程学报, 2014, 50(12): 110-117.
- [8] 何刘, 林建辉, 刘新厂, 等. 万向轴动不平衡检测的改进DTCWT-SVD方法[J]. 振动与冲击, 2016, 35(22): 142-151.

作者简介: 宋国良(1973—),男,高级工程师,主要从事铁道机车及车辆技术研究、运用管理。

(上接第56页)

另外,可以用同样的试验方法、分析方法去测试II类短路试验,只需调整短路回路中 L 值即可,验证了IGBT驱动器短路保护功能的可靠性和必要性。

3 结语

通过低压与高压条件下短路试验结果对比分析,证实了IGBT短路保护响应的触发条件为 I_c 达到退饱和电流,且同一驱动保护电路对不同工作电压下的短路均可实施保护;通过试验波形及数据的分析证明了IGBT短路时间与其工作电压成反比,但不同工作电压下IGBT短路能量基本相同,即不同工作电压等级的短路试验均影响IGBT的短路寿命。该试验分析结果对工

业及铁路牵引等领域大功率IGBT应用及其短路保护电路设计具有参考意义。

参考文献:

- [1] 王兆安, 黄俊. 电力电子技术[M]. 4版. 北京: 机械工业出版社, 2007: 29-32.
- [2] 王雷, 李锦, 李艳伟, 等. IGBT模块短路测试方法研究[J]. 铁道机车与动车, 2015(8): 27-29.
- [3] VOLKE Andreas, HORNKAMP Michael. IGBT模块: 技术、驱动和应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2016.

作者简介: 杨 璐(1988—),男,硕士,工程师,主要研究方向为电传动系统及功率器件应用。