

ISSN 1009-4687

CN 11-4493/TH

中国兵工学会



CHELIANG YU DONGLI JISHU

车辆与动力技术

VEHICLE & POWER
TECHNOLOGY

车辆与动力技术
VEHICLE & POWER TECHNOLOGY

二〇二四年
第一期
总第一百七十三期

ISSN 1009-4687



9 771009 468245

2024 1

总第173期

目 次

· 性能研究 ·

履带车辆电控机械制动执行机构动力学仿真研究 汪银凤 胡 铮 张万昊 庞惠仁 简洪超 韩 明 兰 海 (1)

某超高速两栖车辆水动力学特性分析研究 孙晓策 孙旭光 黄东彦 邱思聪 李 钊 (8)

基于牵引力-滑转率特性的高速电驱履带车辆行驶路面辨识方法研究 侯云龙 盖江涛 袁 艺 曾 根 李训明 马长军 (15)

超重型混合动力车辆机电复合制动系统技术 范 婧 勾 鹤 徐晓曦 王 然 杨小鹏 (22)

某型特种车辆综合传动左右支撑垂直振动研究 黄国良 张小强 庞 煜 于超婕 董 超 (29)

· 设计计算 ·

装甲车辆悬挂系统刚度阻尼快速匹配研究 唐志勇 杨 旭 雷旭东 冯 洁 陈 留 (37)

轮式车辆的路谱疲劳寿命研究和应用 袁金平 潘 婷 杨玉海 (41)

· 可靠性研究 ·

基于 bayes 成功型试验模型的整车试验可靠度分析 董炳健 王久乐 姜 柯 朱伟东 蒋文杰 (49)

某两驱纯电乘用车差速器异响故障机理分析和解决 陈 辉 鲁方俊 程 翔 吴桂义 (55)

· 综 述 ·

特种装备车辆智能供配电技术研究 朱蕊蘋 杨春峰 (61)

文章编号: 1009-4687(2024)01-0001-07

履带车辆电控机械制动执行机构动力学仿真研究

汪银凤, 胡铮, 张万昊, 庞惠仁, 简洪超, 韩明, 兰海
(中国北方车辆研究所, 北京 100072)

摘要: 针对履带车辆机械制动操纵形式电气化转型需求, 提出了一种符合履带车辆行车制动功能使用需求的紧凑型、直驱式机电作动机构构型方案, 运用 ADAMS 仿真分析方法对机电作动机构进行动力学仿真, 分析获得了作动阻力相关特性曲线和性能参数, 初步表明所设计的机电作动机构结构合理; 开展了特定电机转速控制策略下的动态仿真, 获得了机电作动机构各主要零部件的响应特性曲线, 为机电作动机构的优化设计提供了依据。

关键词: 履带车辆机械制动; 机电作动机构; 静态特性; 动态仿真

中图分类号: U469.6⁺94

文献标识码: A

Research on Static Experimental Testing of the Integrated Electromechanical Actuated Brake

WANG Yinfeng, HU Zheng, ZHANG Wanhao, PANG Hui ren,
JIAN Hongchao, HAN Ming, LAN Hai
(China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

Abstract: In order to realize the transforming of the form of brake control of tracked vehicles to electrification, we design a compact, direct-drive Electro-Mechanical Actuator that meets the needs of the brake function of tracked vehicles, and the dynamic simulation of the actuator was analyzed by ADAMS simulation, and the relevant characteristic curves and performance parameters was obtained by simulation analysis, which preliminarily shows that the designed electro-mechanical actuator has a reasonable structure. The dynamic simulation under the specific motor speed control strategy is carried out, and the response characteristic curves of the main parts of electro-mechanical actuator are obtained, which provides a basis for the optimal design of the electro-mechanical actuator.

Key words: mechanical brake of tracked vehicle; electro-mechanical actuator; dynamic analysis

全电化、轻量化、高机动是未来履带装甲车辆的发展趋势, 在此背景下, 对履带车辆机械制动系统的紧凑性、快速响应和可操控性提出了更高的要求, 体积大、响应慢的液压机械操纵型制动系统已不能适应未来高机动全电履带车辆的发展, 因此, 机械制动的作动型式由液压机械向电气化转型是必然趋势。随着电机技术、伺服传动技术、控制技术等技术的发展, 由电力电子技术、机械传动技术、系统集成技术等相结合的结构紧凑、响应快、动态控制精度高的机电作动技术正日趋成熟, 在航

空航天、舰船、武器装备、民用车辆、轨道车辆以及工业自动化生产、医疗器械等领域上得到了广泛的应用。

机电作动机构采用机-电耦合结构, 电力作为驱动源, 机械结构作为输出, 其主要组成有电机、丝杠、电控单元等, 其按布局形式分为旋转式和直线式, 旋转式一般用来控制阀类负载, 很多情况下采用旋转电机或有限转角电机来实现; 直线式机电作动机构一般用于直线位置的伺服, 在飞机和导弹舵面作动器、火箭矢量推进控制、发射武器装备俯

收稿日期: 2023-10-26

作者简介: 汪银凤 (1992-), 女, 工程师, 研究方向为机电作动技术、机械制动技术。

仰/起竖系统等方面得到了成功应用^[1-8]。

1 履带车辆电控机械制动执行机构方案

1.1 电控机械制动系统总体方案

履带车辆电控机械制动系统主要由机械制动器、机电作动机构、作动驱动控制器、制动综合控制器以及电子制动踏板、驻车按钮等组成,如图1所示。其中,机械制动器是车辆制动功能实现的直接输出部件,机电作动机构是电控机械制动系统实现制动的动力执行机构,采用电力为动力源,替换了液压作动系统和气压作动系统所需的液压站、蓄能器、液压源、空气压缩机、气室、储气罐等体积大、重量大且分散布置的复杂系统,采用电缆替换了液压管路、液压阀体、气管、各类阀等复杂管

路,采用伺服电机作为作动执行元件,配备旋转变压器等位置检测及记忆元器件,具有能够自动识别位移、位置控制精度高,使机械制动系统结构紧凑、布置容易、操控性好等优势。相较于普通民用车辆的多轮输出、钳盘式制动,履带车辆仅有两个动力输出端,且具有车速高、车重大、动力舱空间小、工作环境恶劣、检修复杂以及制动负荷极高等特点,同鼓式制动器和钳式制动器相比,多片式全盘制动器具有制动力均匀、制动效能稳定、散热性能好、热衰减小、不产生径向力功率密度大、耐磨损等诸多优点,因此,履带车辆上多用两个全盘多片干式机械制动器^[9-10]实现履带车辆的制动功能,用于执行制动功能的操纵装置所需的作动力大、行程大,但空间紧凑,也导致履带车辆机械制动操纵用机电作动机构、功率密度高、可靠性要求高。

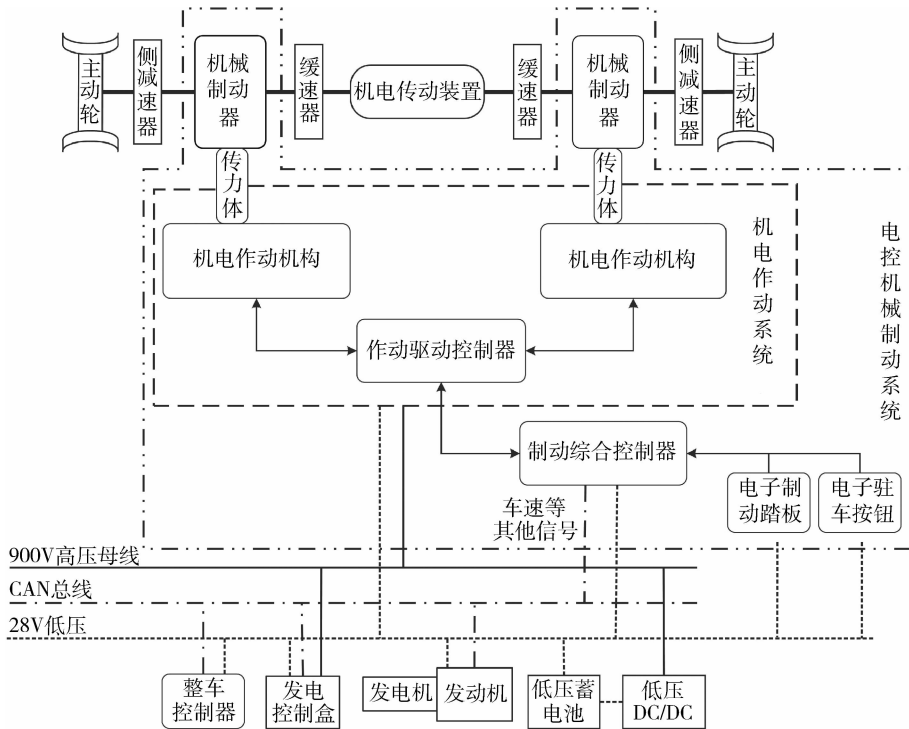


图1 履带车辆电控机械制动系统组成示意图

由图1可知,履带车辆电控机械制动系统在结构上呈现左右对称布置,每侧的机械制动器和机电作动机构之间不固定连接,仅通过传力体切向接触布置,使得制动作动力输出效率更高,单侧电控机械制动结构布置示意图如图2所示。由图可知,机电作动机构切向布置在制动器外侧,因此,机电作动机构输出的切向直线作动力与制动器的轴线和制动正压力垂直。

车辆在行车状态下,当驾驶员踩下制动踏板或者无人车辆发送行车制动需求时,制动综合控制经过制动意图辨识后将行车制动作动控制信号发送给作动驱动控制器,作动驱动控制器进行指令解算后,驱动控制机电作动机构执行作动,输出作动位移抵消制动间隙、并产生行车制动作动力,经作动传力体传递给机械制动器,经过制动器的弹子加压机构转换为制动正压力,使机械制动器的动、静摩

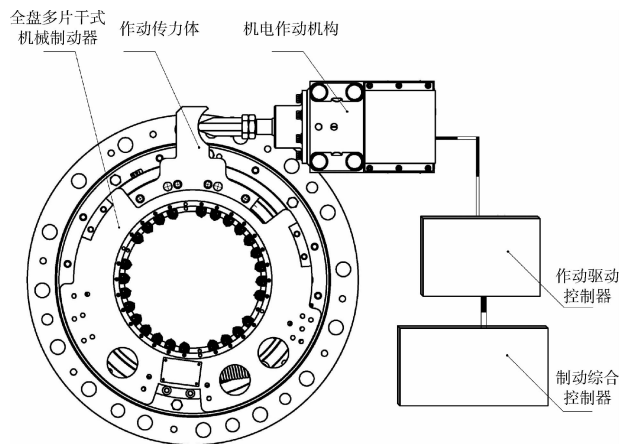
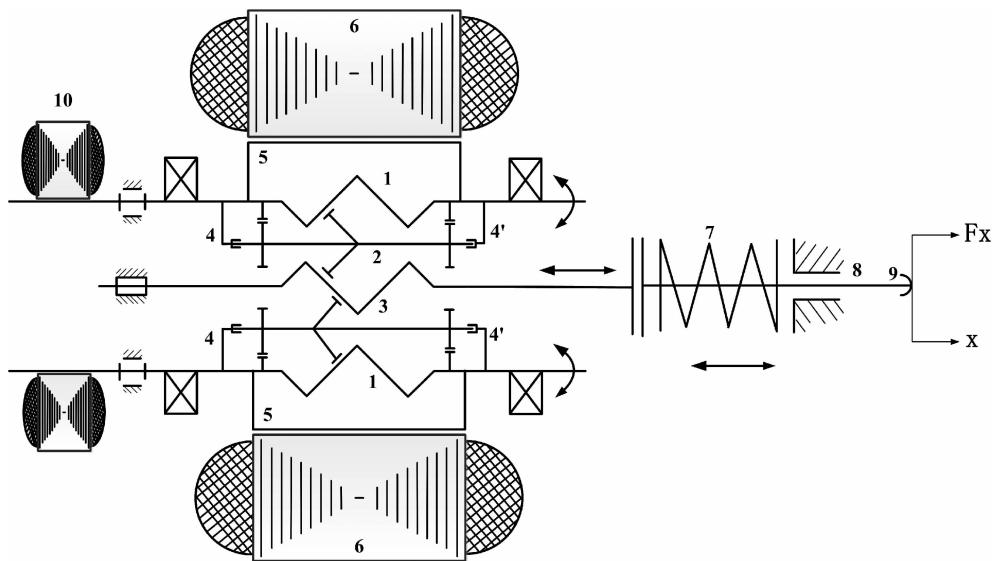


图 2 单侧电控机械制动系统结构示意图

擦元件接合、产生制动扭矩，实现行车制动功能，使车辆减速或停驶。

1.2 机电作动机构组成及工作原理

机电作动机构主要由永磁同步电机、行星滚柱丝杠、顶杆、回位弹簧、顶头、旋转变压器以及轴承、壳体等组成，是电机直驱丝杠形式，没有减速器减速增扭，所需行车制动作动力均由永磁同步电机提供，这种布置形式结构简单、结构紧凑。其中，永磁同步电机是机电作动机构的动力源，主要由电机定子和电机转子组成，行星滚柱丝杠作为运动转换机构，将永磁同步电机转子的旋转运动和扭矩转化为直线运动和直线作动力，行星滚柱丝杠主要由丝杠螺母、滚柱、丝杆、齿圈、保持架等组成，丝杠螺母直接作为电机轴，和电机转子通过两个对称的键连接，丝杠螺母旋转，经过滚柱的行星运动转换后，使丝杆往复运动，丝杆和顶杆接触输出作位移和作动力，机电作动机构运动简图如图 3 所示。



1-丝杠螺母,2-滚柱,3-丝杆,4-保持架,5-电机转子,6-电机定子,7-回位弹簧,8-顶杆,9-顶头,10-旋转变压器

图 3 机电作动机构组成示意图

进行制动时，机电作动机构首先要输出位移 x 消除制动间隙，该阶段机电作动机构只需克服制动器回位弹簧和阻力，负载较小，但是为了达到作动响应要求，电机转子转速较高，当制动器的动摩擦片和静摩擦片压紧，然后输出作动力 F_x ，此时，机电作动机构通过作动传力体和机械制动器近似刚性接触，即只有作动力输出、位移为 0，当需持续

输出作动力 F_x 时，电机转子的工作状态必将近似为堵转状态，此时的电机功率约等于堵转功率，这是制动用机电作动机构的工作特性之一。因此，设计如下的控制策略：即在一次制动作动过程中，机电作动机构的作动移速/电机转速、作动位移/电机角度、顶杆作动力/电机扭矩随时间变化的曲线如图 4 所示。

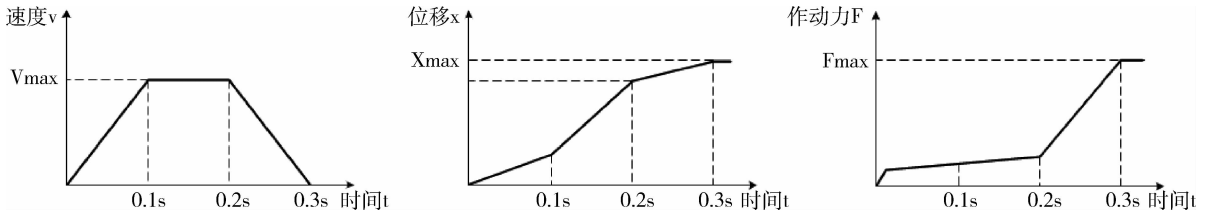


图4 作动过程速度、位移、作动力的理想曲线示意

按制动间隙 3 mm、作动半径 $R = 270$ mm 和机械制动器的参数计算, 单次作动的最大位移约 $x_{\max} = 13$ mm; 由试验结果获得制动器端的弹簧反力和阻力约为 1 300 N, 动静摩擦片接触后由于弹性变形等产生的作动位移约 1.2 mm, 在此之后电机近似堵转、作动位移不再增加、作动力保持 F_x , 作动力随作动位移变化如图 5 所示。

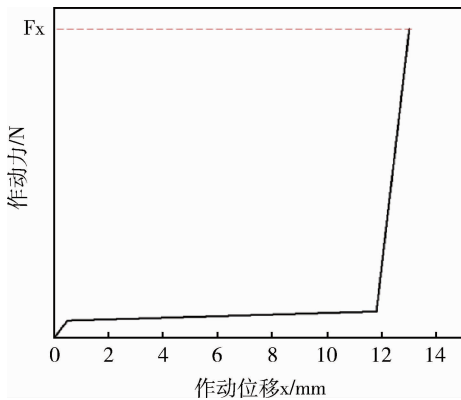


图5 作动力随作动位移变化曲线示意

2 机电作动机构建模

采用三维建模软件 CREO 进行机电作动机构的三维几何模型的构建与简化, 将其导出为 Parasolid 格式模型并导入 ADAMS 软件, 在 ADAMS 中定义各零件模型的材料属性, 系统自动计算出各个零件的质量、转动惯量和质心等主要参数, 对电机转子、丝杠螺母、丝杆、顶杆等运动零件添加运动副、接触条件和驱动载荷, 其中涉及的齿轮副与丝杠副在需要添加所有相邻组件的运动关系, 图 6 为行星丝杠副的连接关系, 对行星滚柱丝杠, 单独考虑每个滚柱的约束条件。

在 ADAMS 中隐藏固定壳体、电机定子部分的模型, 只显示运动部件及其约束关系的模型, 如图 7 所示。

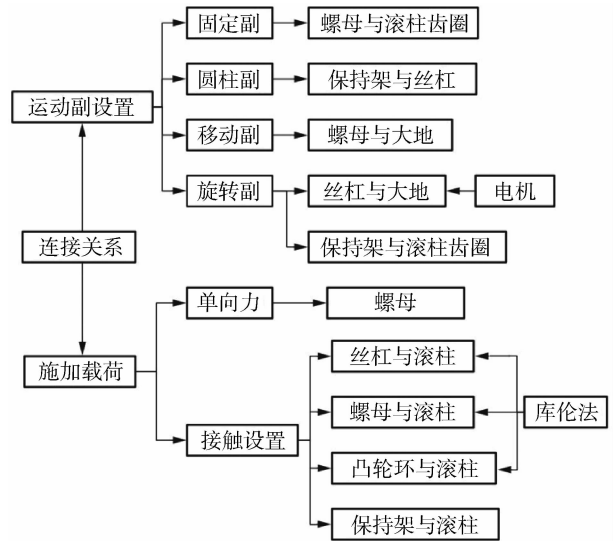


图6 ADAMS 中行星滚柱丝杠连接关系

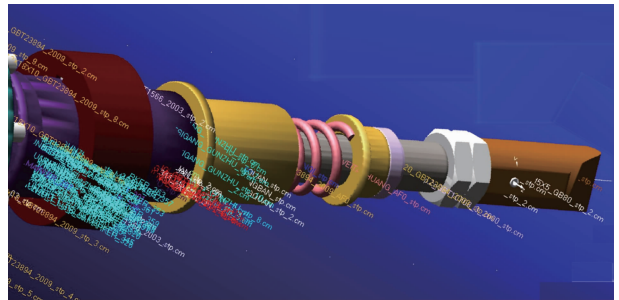


图7 ADAMS 中运动部件及其约束关系示意图

3 机电作动机构动态仿真

令电机转子转速为驱动条件进行仿真分析, 设置仿真时间和仿真步长后, 利用 ADAMS 提供的后处理模块 Postprocessor 进行后处理, 生成参数测试曲线, 从结果中提取出关键部位的载荷和运动参数变化情况。

当开始制动作动时, 电机转子正转输出扭矩, 通过行星滚柱丝杠副将扭矩转化为推力, 克服回位弹簧、其它阻力做功, 将顶杆推出至制动位置, 在

该过程中，主要驱动载荷为电机输出的扭矩，载荷边界条件为回位弹簧压力、作动阻力以及顶杆前端顶头所受的制动器的反作用力。其中，根据设计参数，回位弹簧刚度为 24.5 N/mm，在初始状态时，回位弹簧的预紧压力为 220 N，仿真获得作动阻力曲线如图 8 所示，由图可知，随着作动位移 x 的增大，作动阻力不断增大。

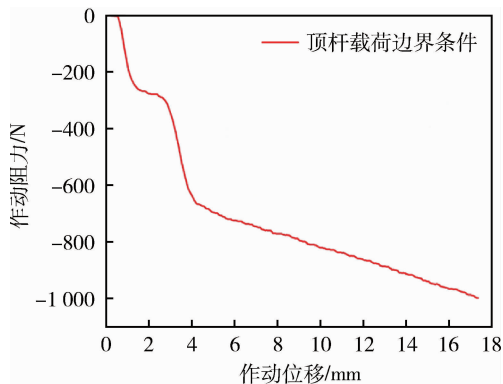


图 8 作动过程作动阻力曲线

在 ADAMS 仿真过程中，将作动阻力载荷位移关系作为样条曲线输入，通过在顶杆处添加非线性弹簧实现该载荷边界条件；当顶杆推出至接近最大行程处时，其输出给外部系统压力的同时受到的反作用力，用来给外部系统提供推力实现制动，该推力在顶杆作动位移为 13 mm 前约为 0 N，在最大行程处为 15 000 N，实际作用力与制动位移相关，通过输入负载实现作用力边界条件

通过施加电机转速实现作动过程仿真，研究时分别设置了两种电机转速控制策略，设置的电机转

速控制策略如图 9 所示，电机转速在作动时间的 $[0, 0.1)$ 区间内，电机转速从 0 线性增大到 1 300 r/min，在 $[0.1, 0.2)$ 区间内，维持转速为 1 300 r/min，在 0.2 s 之后的 0.02 s 内电机转速以一定斜率下降到 0 r/min。在给定的控制策略下，对机电作动机构的运动状态和动力学响应进行仿真和分析。

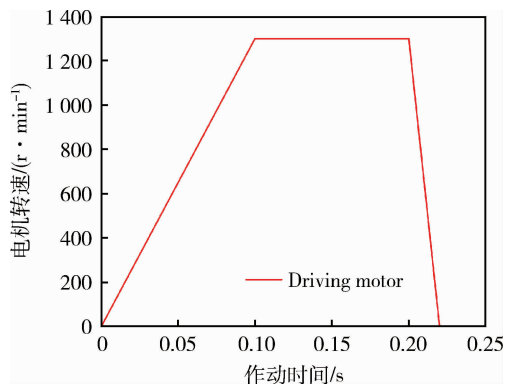


图 9 电机转速控制曲线

电机转子角位移如图 10 所示，在此过程中电机转过了 $1\ 248^\circ$ ，约 3.47 转，同时顶杆沿轴向运动过程曲线如图 11 所示，由图可知，顶杆在 0.2 s 时运动了 13 mm，在 0.2 ~ 0.22 s 内顶杆运动了 13.9 mm，达到了最大作动行程。由此获得此过程中顶头作动位移随电机转角变化曲线如图 12 所示，基本呈现线型变化规律，从斜率可以得出电机转子每旋转一周，顶杆作动位移约为 4 mm，与设计的行星滚柱丝杠副导程 4 mm 一致，表明该模型的运动传递关系准确。

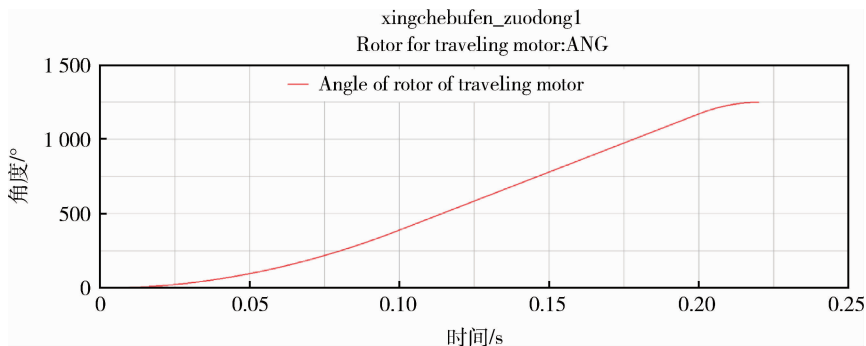


图 10 电机转子角位移

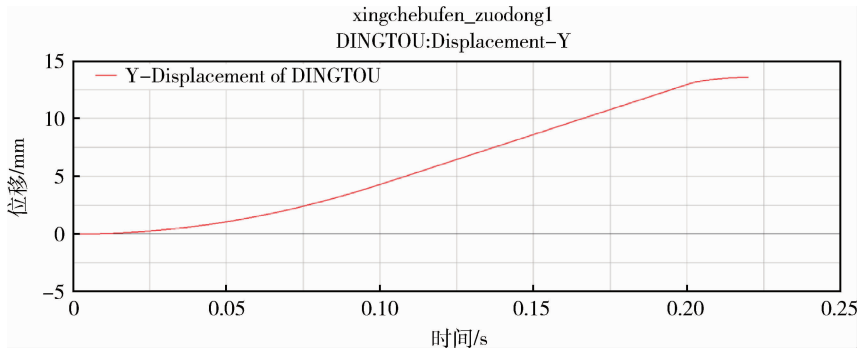


图 11 顶头位移曲线

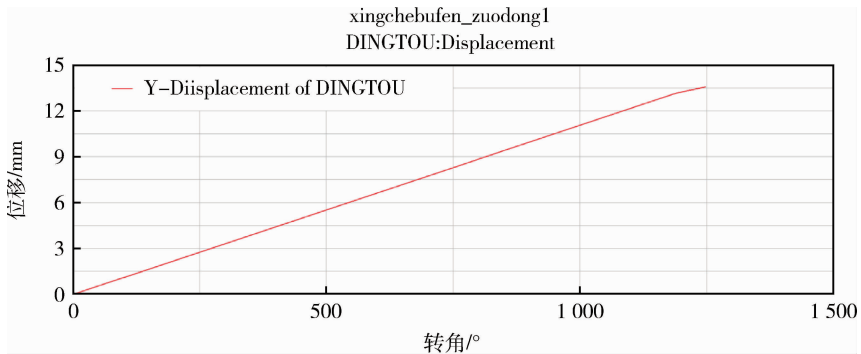


图 12 顶头位移随电机转角变化曲线

在作动过程中，行车丝杠副中的丝杠螺母和丝杆对应的角速度和轴向速度如图 13 所示，丝杠螺母的最大角速度为 $7\ 800^\circ/\text{s}$ ，丝杆最大轴向速度为

$86.67\ \text{mm}/\text{s}$ ，对比图中两条曲线可以看出行车滚柱丝杠副运行稳定，转速和轴向速度对应合理。

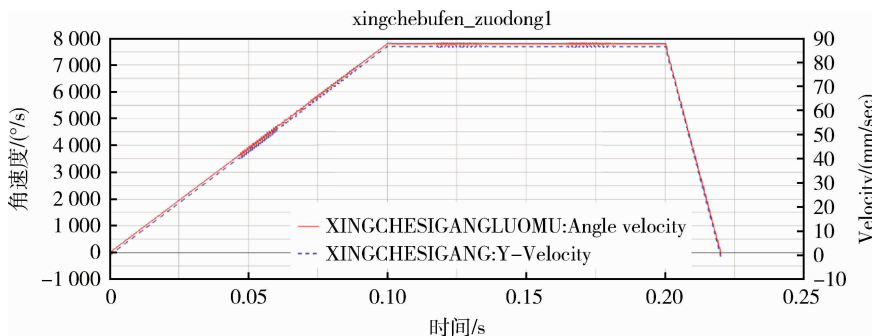


图 13 行车丝杠螺母角速度和行车丝杠轴向速度

在此工况下，电机驱动有效输出扭矩和顶杆的推力如图 14 所示，在 0 到 0.1 s 区间，有效扭矩约 $635\ \text{N} \cdot \text{mm}$ ，电机转速从 0 线性增大到 $1\ 300\ \text{r}/\text{min}$ ；在 0.1 到 0.2 s 区间，电机转速维持在

$1\ 300\ \text{r}/\text{min}$ ；在 0.2 s 之后，电机输出扭矩快速增大到 $10\ 550\ \text{N} \cdot \text{mm}$ ，此时有效输出推力 $16\ 572\ \text{N}$ ，经过无效负载削减后顶杆最终输出推力 $15\ 124\ \text{N}$ ，满足所需的作动时间要求和作动力要求。

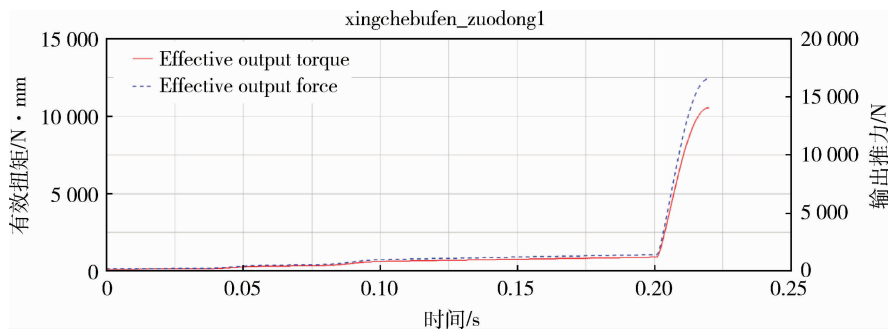


图 14 作动过程电机输出有效扭矩曲线

此外，电机转子输出扭矩通过两个普通平键传递到丝杠螺母上，因此，对平键的载荷进行了分析。仿真获得两个对称的键受到的环向载荷如图 15 所示，两个键的载荷情况几乎相同，键所受最大载荷为 243 N，方向垂直于侧面，但呈现出周期性非均匀波动。键侧表面上的循环载荷除了会降低键的使用寿命外，也会影响电机转子、丝杠螺母的

寿命，此外由于键连接存在间隙，会影响电机扭矩的输出效果，因此需要通过更好的配合来实现平滑的载荷过渡，后续拟通过将电机转子和丝杠螺母的连接形式改为过盈配合加键连接，过盈配合作动主要连接方式使得控制效果更佳，键连接作为在高低温工作环境下的可靠性保障。

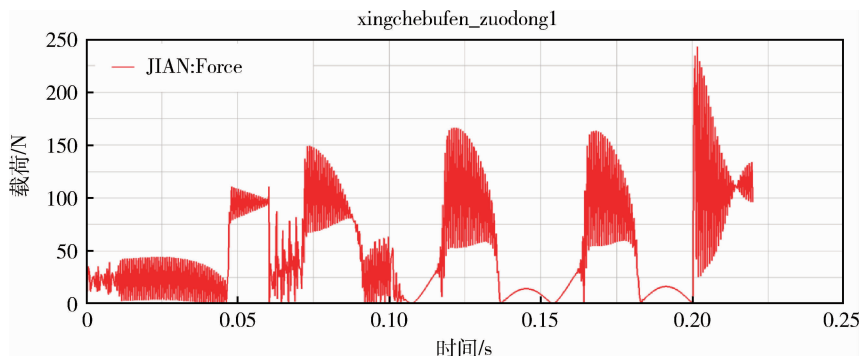


图 15 电机转子与丝杠螺母连接键侧面载荷情况

4 结 论

为应对未来履带车辆全电化、轻量化、智能化的发展趋势、提高坦克装甲车辆整车性能，各分系统必须不断发展新技术，开发新产品，制动操纵作为车辆高效、快速、稳定、可靠的制动以及人员和车辆安全保障的关键环节之一，必须着重关注，本研究提出了一种紧凑型直驱式机电作动机构作为电控机械制动的执行机构，并进行了结构建模和基于 ADAMS 软件的动力学仿真，获得了该机构的特性曲线、在特定电机转速曲线输入下各主要零部件的输出特性仿真和分析，研究结果有表明，所设计的机电作动机构输出特性良好，作动时间约为 0.3 s，作动力达到了 15 000 N 以上，载荷分布情况也为

下一步的优化设计提供了思路。

参考文献：

- [1] Guan Qiao, Geng Liu, Zhenghong Shi, et al. A review of electromechanical actuators for More/All Electric aircraft systems [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2018, 232 (22).
- [2] 郭洪根, 王指国. 中大功率航天电动伺服机构发展综述 [J]. 导航定位与授时, 2016, 3 (3): 1-5.
- [3] 陆豪, 李运华, 朱成林. 某型航天器推力矢量控制伺服机构的设计理论 [J]. 北京航空航天大学学报, 2010, 36 (12): 1417-1421.
- [4] 张乐, 张佳兴, 肖登宝, 等. 某型火箭发射装置起竖臂拓扑优化设计与仿真 [J]. 机电产品开发与创新, 2020, 33 (04): 1-3.

文章编号: 1009-4687(2024)01-0008-07

某超高速两栖车辆水动力学特性分析研究

孙晓策, 孙旭光, 黄东彦, 邱思聪, 李钊

(中国北方车辆研究所, 北京 100072)

摘要: 以某超高速两栖车辆为研究对象, 其车体采用 M 型构型, 针对其水上高速滑行状态, 利用计算流体力学(CFD)开展水动力学特性分析研究, 重点对流场、阻力特性、升沉特性、纵倾及其力矩等进行了研究。结果表明, 车辆在航速 35 km/h 左右时阻力达到峰值, 在航速 50 km/h 时完全处于滑行状态, 且其升沉和纵倾特性表明, 车辆在各航速下能够稳定航行。

关键词: 水动力学; 超高速两栖车辆; 计算流体力学; M 构型

中图分类号: **文献标识码:** A

Analysis and Research on Hydrodynamic Characteristics of An Ultra High Speed Amphibious Vehicle

SUN Xiaoce, SUN Xuguang, HUANG Dongyan, QIU Sicong, LI Zhao

(China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

Abstract: Taking the M-shaped body of an ultra high speed amphibious vehicle as the research object, the hydrodynamic characteristics of its high-speed gliding state on water were analyzed and studied using computational fluid dynamics (CFD). The focus of this study is on the flow field, resistance, heaving, pitching and its torque. The results show that the resistance of the vehicle reaches its peak at a speed of around 35 km/h, and it is completely in a coasting state at a speed of 50 km/h; And its heaving and pitching characteristics indicate that the vehicle can navigate steadily at various speeds.

Key words: hydrodynamics; ultra high speed amphibious vehicles; computational fluid dynamics; m-shaped body

某履带超高速两栖车辆, 区别于传统带首尾滑板的滑行车体的履带式两栖车辆, 在借鉴浅 M 型高速船和气道减阻技术的基础上, 创新性采用 M 型蒙皮式车体, 以减小阻力, 提高车辆的水上快速性, 其体积弗劳德数可达 4.0 以上。两栖车辆在水上航行的快速性和稳定性对海上航行的两栖车辆尤为重要^[1-4], 由于新构型车体首次应用于两栖车辆, 本文重点针对快速性和稳定性, 利用计算流体力学(CFD)进行航行阻力特性、升沉特性、纵倾及其力矩等进行研究。

1 计算流体力学建模

1.1 计算模型及流体域设置

数值仿真过程采用半模模型, 计算的三维流体域设置如图 1 所示。来流方向上 9 倍车身长度(车长 8 m), 车体上游 1.5 倍车长, 车体下游 6.5 倍车长; 重力方向上, 车体向上 1.5 倍车长, 向下 4 倍车长; 水平方向上, 车体一侧为 2 倍车长。流体域入口, 上下面均为速度进口, 速度数值设置为 VOF 静水平波场函数, 出口为压力出口, 压力同为 VOF 静水平

波压力场函数, 对称面和侧面为对称平面。

仿真中将整个流域分为两部分, 贴近车体部分为内域(重叠网格区域), 远离车体的部分为外域(背景域), 且外域也分为两层(外域外层和外域内层), 外域内层的作用是更好地进行外域外层和内域之间的网格过渡, 这样也有利于减小流体域网格数量, 提高运算速度。

为了便于实现动态网格调整, 利用 CFD 动网格技术, 设置重叠区域为动网格区域, 并在背景域和重叠区域设置重叠网格交界面来实现背景域和重叠域信息的交互。

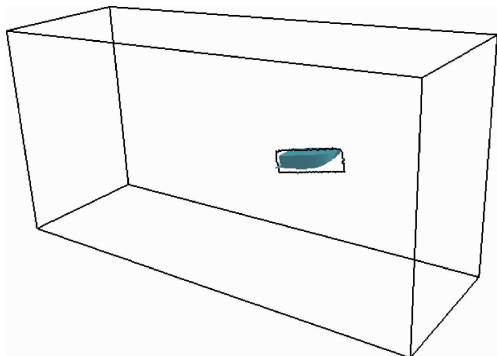


图 1 流体域及边界条件设置

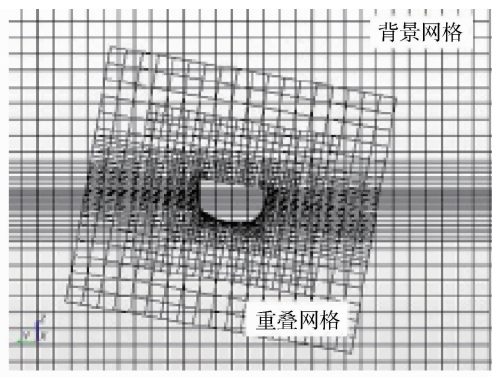
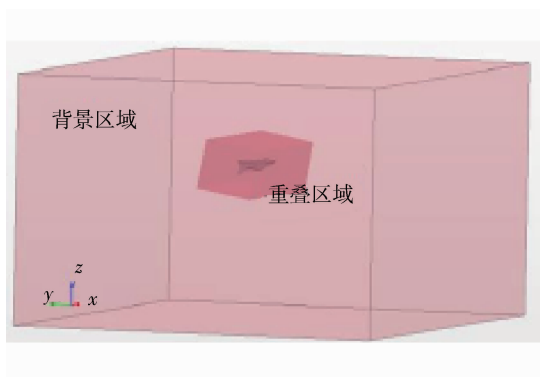


图 2 重叠网格示例图

流体域核心体网格采用切割体网格, 近壁网格采用棱柱层网格, 并采用壁面函数法. 背景域外层核心体网格基础尺寸为 0.45 m, 目标表面尺寸为 0.4 m, 外域内层核心体网格尺寸为 0.3 m, 重叠域核心体网格基础尺寸为 0.25 m, 目标表面尺寸

流体计算原理为粘性 $k-\varepsilon$ 湍流模型^[5], 自由液面追踪选择 VOF (Volume-of-Fluid) 模型, 水流项选择 VOF 静水平波, 壁面函数选择两层全 $y+$ 壁面函数法. 重叠网格域运动模式指定了 DFBI (Dynamic Fluid Body Interaction) 模型, 该模型可以准确地模拟水上航行姿态, 解决流固耦合问题, 采用 DFBI 模型来模拟车体与流体的相互作用及在相互作用下的运动. 同时在 DFBI 模型中释放车体 z 方向(即垂直方向)与绕 y 旋转(即纵倾方向)两个自由度, 设置吃水 0.7 米, 重心位置设定于 x 方向距车头 4.9 m (位于浮心 Z 向正上方), y 方向在纵向对称面上, z 方向放在水线面上. 车体表面采用绝热、无滑移的固壁条件。

1.2 网格的设置和质量分析

CFD 动网格技术可以用来解决流场形状由于边界运动而随时间改变的问题^[6], 本文采用重叠网格模型来模拟仿真船舶水上航行运动, 设置重叠区域为动网格区域, 并在背景域和重叠区域设置重叠网格交界面来实现背景域和重叠域信息的交互。

同为 0.25 m, 车体表面棱柱层网格 8 层, 根据经验 $y+$ 值选择 30 mm. 背景域流体域中对整个自由液面区域进行区域加密, 以提高仿真的精度. 如下图 3 所示为内外流域网格示意图。

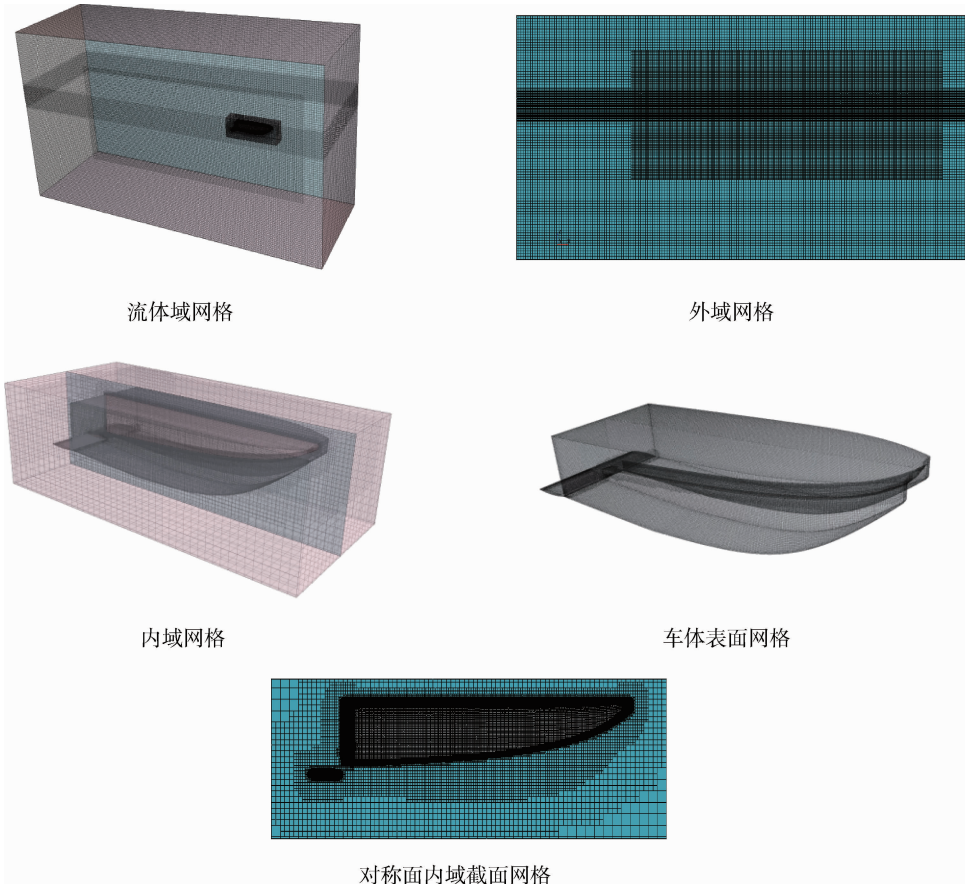


图3 内外流域网格示意图

对网格进行质量分析，如图4所示，表明网格质量绝大部分都在0.95以上，只有极少数处于背景域外层和背景域内层之间和重叠网格界面处的网格质量低于0.5，由于这部分网格数量很小且对计算结果准确性影响较小，故认为该流体域网格质量是良好的。

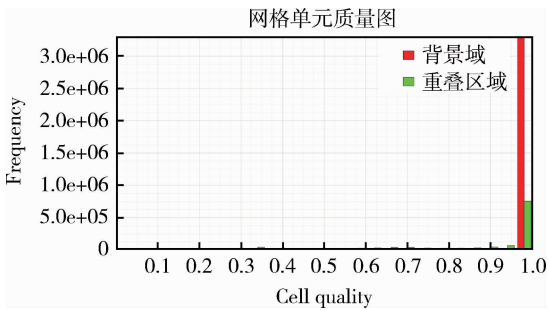
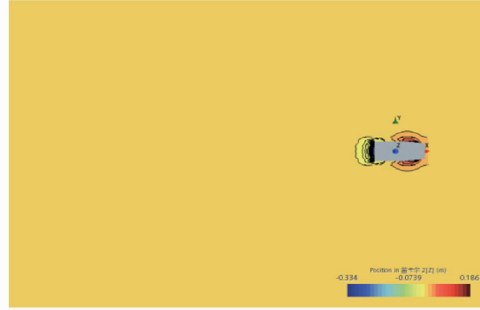


图4 流体计算域单元质量图

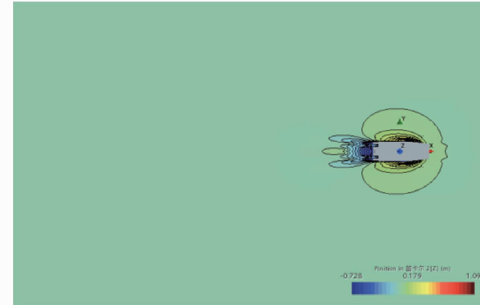
2. 计算结果及分析

2.1 水动力特性流场分析

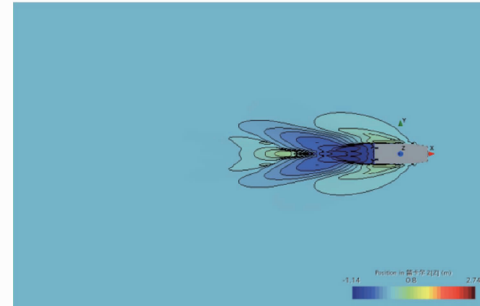
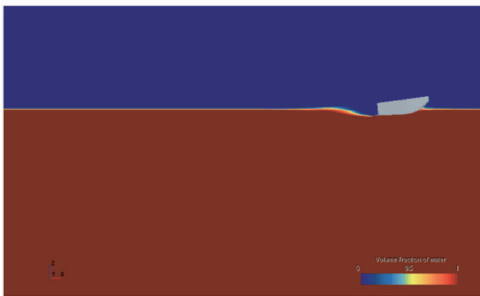
图5为两栖车航行姿态动态调整过程中的自由液面示意图。图示选择0.1 s作为初始值，此时两栖车开始受力且放开自由度；0.3 s时，两栖车逐渐向上抬升，开始出现兴波；2 s时，两栖车向上抬升明显，兴波位置后移；到4 s时，车辆已接近处于滑行状态，兴波更加明显；7 s以后两栖车已经基本处于滑行状态，但仍会伴随海豚运动，当达到10 s左右时，两栖车已经完全达到滑行的状态。



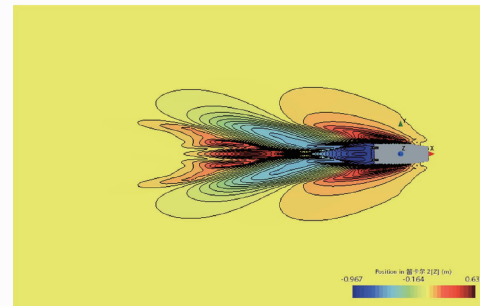
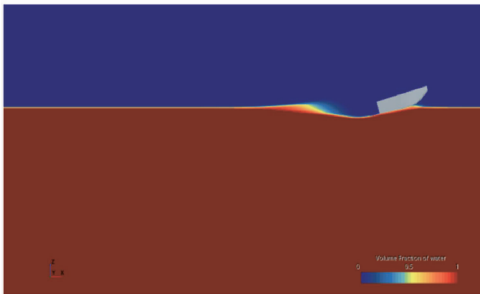
0.1s 时



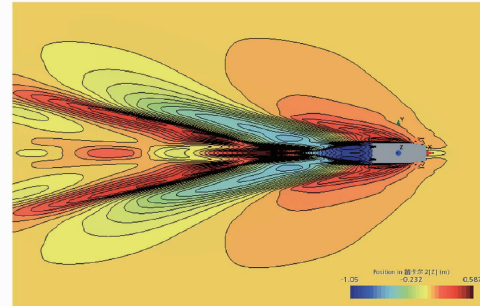
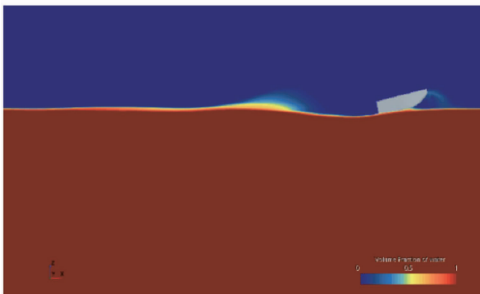
0.3s 时



2s 时



4s 时



7s 时

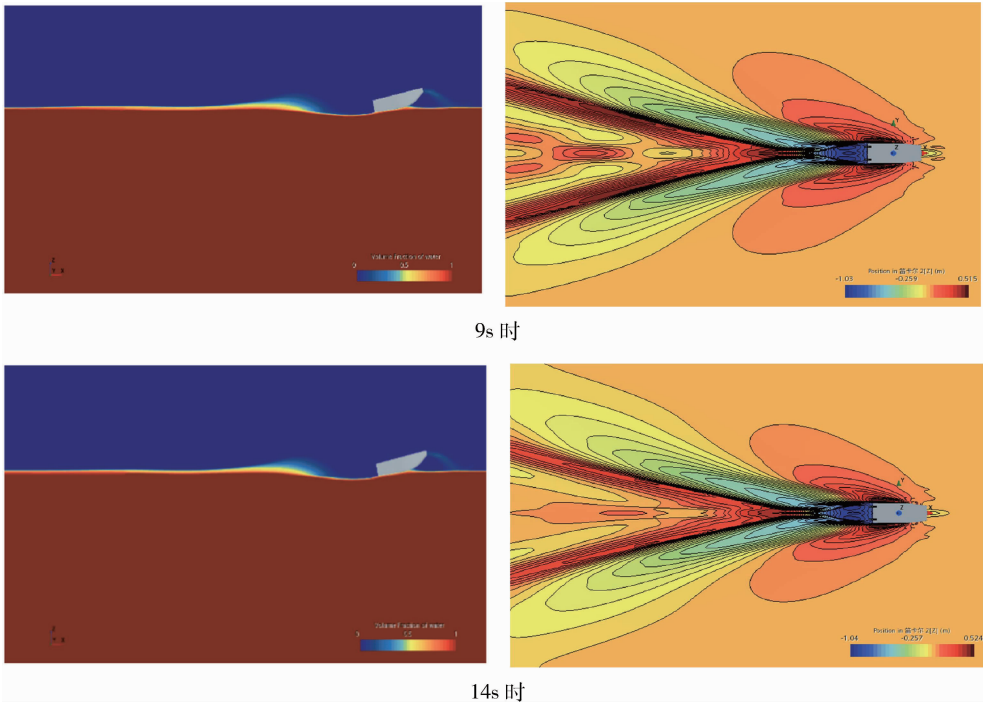


图5 航行姿态动态调整图

以 50 km/h 时稳定工况下的两栖车进行仿真分析，结果后处理之后得出如下压力分布、速度分布和流线分布。

压力分布计算结果表明，两栖车以 50 km/h 稳定直航时，车尾底部受压最大，最大压力位于车后尾板，最大压强为 8 120 Pa，如图 6 所示。

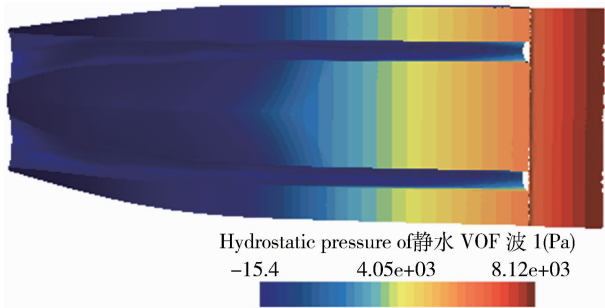


图6 车底压力分布图

速度分布计算结果表明，车底尾部速度矢量较车首部大，最高速度接近 50 km/h，如图 7 所示。

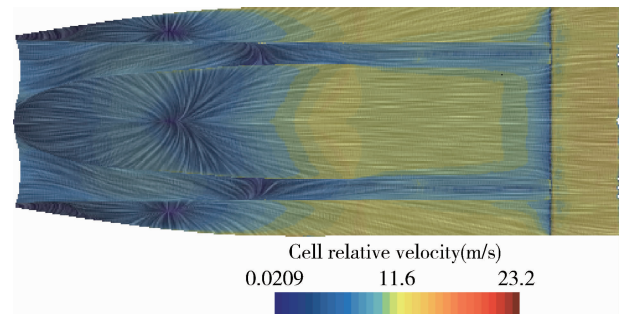


图7 静水航行船底速度矢量图

流线分布计算结果表明，两栖车体周围流线数值最大处为车首前部与底甲板前部的气流速度，最高速度为 80 km/h 左右；而车首槽道流体流向紊乱，水相与气相混杂，水流流速较低，如图 8 所示。

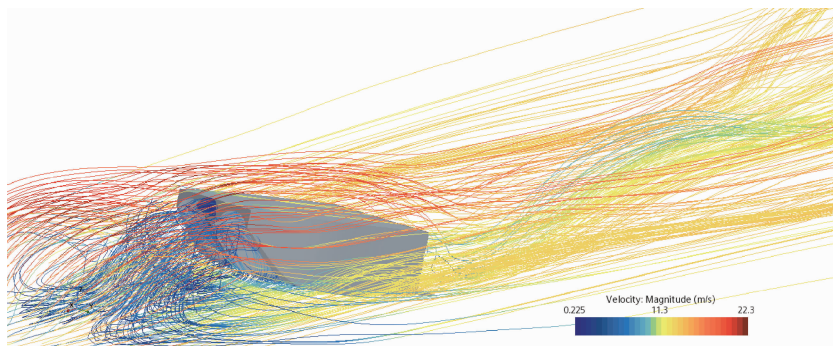


图 8 静水航行流线图

2.2 阻力特性曲线分析

图 9 为阻力变化曲线图，表明两栖车在航速为 20 km/h、35 km/h 和 50 km/h 时的动态航行姿态调整过程的阻力变化情况；当计算时长达到 8 秒以后两栖车的航行姿态基本保持稳定，阻力曲线随着计算时间推进趋于稳定状态，此时两栖车已经处于静水航行平衡状态。计算结果表明，两栖车在水上航行速度 20 km/h 时阻力最小，35 km/h 时阻力最大，50 km/h 时阻力又有所降低；结算结果说明航速 35 km/h 左右时阻力达到峰值，峰值阻力为 33 kN，航速为 50 km/h 时已经达到完全滑行状态。

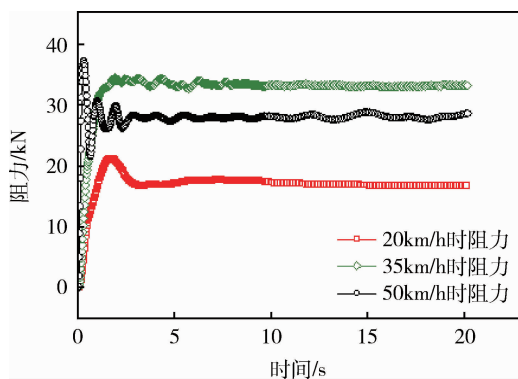


图 9 静水航行阻力变化曲线图

2.3 升沉特性曲线分析

图 10 为升沉特性曲线，表明车辆在航速为 20 km/h、35 km/h 和 50 km/h 时的动态航行姿态调整过程中车辆的升沉变化情况。计算结果表明，在 35 km/h 时两栖车正处于临界航行状态，到 50 km/h 时已经处于完全滑行状态。随着航速提高，车辆动升力也在增大，由下沉变为上浮，车体逐渐进入滑行状态。升沉曲线随着计算时间推进趋于稳定状态，当计算时长达到 8 秒以后两栖车的航行姿态基本保持稳定。

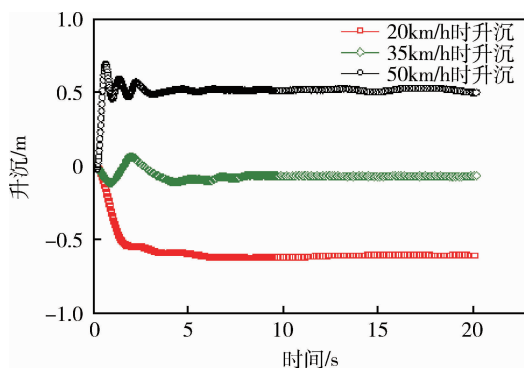


图 10 静水航行升沉变化曲线图

2.4 纵倾及其力矩分析

图 11 及图 12 分别为纵倾角及其纵倾力矩变化曲线图，表明两栖车在航速为 20 km/h、35 km/h 和 50 km/h 时的动态航行姿态调整过程中的纵倾角及其纵倾力矩变化情况。纵倾角计算结果表明，在 35 km/h 时两栖车纵倾角达到最大值 13°，50 km/h 时纵倾角较 35 km/h 时有所降低。纵倾力矩计算结果表明，其航速为 50 km/h 时需较长的时间才能趋于稳定。图示中当计算时长达到 8 秒以后，纵倾角曲线趋于稳定状态，纵倾力矩趋于 0，此时两栖车的航行姿态基本保持稳定。

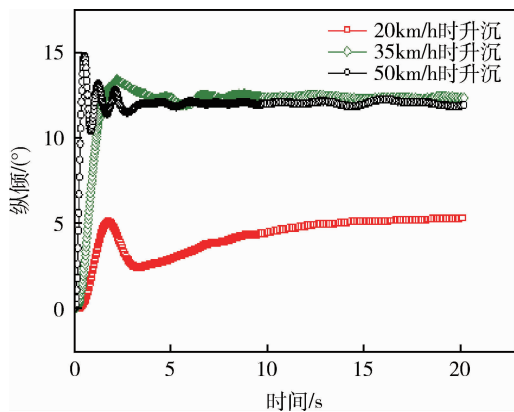


图 11 静水航行纵倾变化曲线图

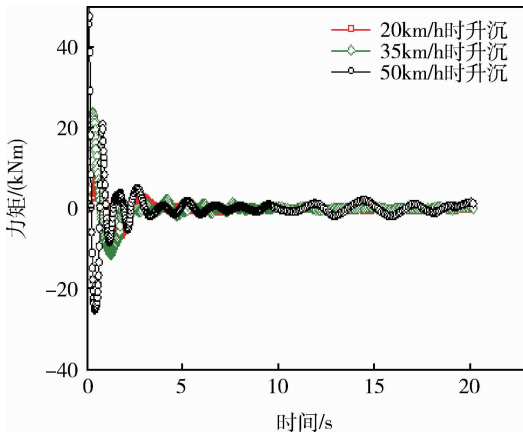


图12 静水航行力矩变化曲线图

3 结论

基于粘性 $k-\epsilon$ 湍流模型，本文针对某 M 型两栖车辆，进行了阻力特性、升沉特性、纵倾及其力矩等研究工作。结果表明，车辆在航速 35 km/h 左右时阻力达到峰值，随着车速的提升阻力也随之下降，在航速 50 km/h 时能够达到静水航行平衡状态，此时车辆也完全处于滑行状态；且其升沉和纵倾特性计算结果表明，车辆在各航速下能够稳定

航行。

本文的研究成果可以用来预测两栖车辆静水滑行状态下的水动力学性能，能够指导后续的模型和实车试验，减少试验的盲目性和随机性，为水陆两栖车辆减阻及其设计优化提供技术支持。

参考文献：

[1] 康忠, 冯付勇, 杨志勇, 等. 高速两栖轮式车静水航行阻力特性分析 [J], 车辆与动力技术, 2020 (3): 11-14.

[2] 郑翔玉, 房凌辉, 王琛, 等. 两栖车辆水上快速性设计研究 [J], 四川兵工学报, 2015, 36 (11): 34-37.

[3] 赵边恩. 高性能船舶水动力原理与设计 [M], 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2001.

[4] 高扬. M 型高速槽道滑艇概念设计 [D], 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.

[5] 周利兰, 张乐乐. 两栖车航行阻力特性的数值研究 [J], 华南理工大学学报 (自然科学版), 2021, 49 (12): 133-142.

[6] 马继强. 基于 STAR-CCM+ 的但操刀滑艇阻力和兴波性能研究 [D], 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2018.

(上接第 7 页)

[5] 申伶俐. 电控机械式制动器 (EMB) 机械系统研究 [D]. 西安: 长安大学, 2017.

[6] 丁伟, 谢凡, 雷潇, 等. 某型船用机电作动器防水密封改进设计 [J]. 电子产品可靠性与环境试验, 2020, 38 (S1): 47-49.

[7] 吴萌岭, 马天和, 田春, 等. 列车制动技术发展趋势探讨 [J]. 中国铁道科学, 2019, 40 (1): 134-144.

[8] 辛百灵. 基于伺服电动缸驱动的铣削头主轴位置控制结构设计 [J]. 制造技术与机床, 2020 (3): 152-154.

[9] 宁克焱, 李洪武, 张洪彦. 干片式制动器的研究与发展 [J]. 车辆与动力技术, 2004, (1): 16-22.

[10] 张志凯, 兰海, 宁克焱. 车辆制动器弹子盘加压机机构传递函数及效率研究 [J]. 车辆与动力技术, 2015, (1): 14+41

文章编号: 1009-4687(2024)01-0015-07

基于牵引力-滑转率特性的高速电驱履带车辆 行驶路面辨识方法研究

侯云龙, 盖江涛, 袁艺, 曾根, 李训明, 马长军

(中国北方车辆研究所, 北京 100072)

摘要: 电驱动高速履带车辆质量大、行驶速度快、行驶条件复杂, 识别地面特性对其动力学控制具有重大意义。基于电驱动高速电驱履带车辆与地面之间的牵引力-滑转率特性, 本文提出了一种利用长短期记忆神经网络(LSTM)进行路面识别的方法。通过采集车辆行驶过程中的驱动电机转矩、转速信号及惯性测量单元得到的车辆纵向、横向加速度信号, 记录并筛选出在一个滑转率变化过程中的牵引力-滑转率特征数据, 通过LSTM神经网络, 将特征数据归类, 识别出当前行驶路面类型。该方法具有采集设备简单、信号易获得、算力要求较低等优点。仿真结果表明, 该方法能够将车辆行驶路面准确归类于三种典型高、中、低附着路面。

关键词: 履带滑转; 长短期记忆神经网络; 路面辨识

中图分类号: TJ811

文献标识码: A

Research on Road Surface Identification Method for High Speed Electric Drive Tracked Vehicles Based on Traction Slip Rate Characteristics

HOU Yunlong, GAI Jiangtao, YUAN Yi, ZENG Gen, LI Xunming, MA Changjun
(China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

Abstract: Electrically driven high-speed tracked vehicles have large mass, high speed and complex driving conditions. There is great significance to identify the ground characteristics for its dynamic control. Based on the traction-slip characteristics between electrically driven high-speed tracked vehicles and the ground, this paper proposes a ground recognition method using long short-term memory neural network (LSTM). The vehicle longitudinal and lateral acceleration, drive force, rotation speed are obtained by collecting the driving motor controller and inertial measurement unit during the driving process. The traction characteristics of the vehicle in a sliding change process are recorded and screened, which are highly correlated with the ground characteristics. Through the LSTM neural network, the feature data are classified to identify the current ground characteristics. This method has the advantages of simple acquisition equipment, easy access to signals, and low computility requirements. Simulation results show that the method can accurately classify the vehicle driving state into three typical adhesion surfaces: high, medium and low.

Key words: track sliding; long short-term memory neural network; ground; on line ground identification

履带车辆行驶条件相比轮式车辆更加复杂和恶劣, 经常面对积雪或泥泞路面等附着条件较差的行驶环境。高速履带车辆行驶过程中, 对路面附着条

件的准确估计对车辆转向、加速、制动等控制有重要意义。

现有对履带车辆路面附着特性的研究主要基于

Bekker 提出的履带-路面作用模型^[1]，将路面的附着分为两类典型特征：塑性路面和脆性路面。塑性路面的剪切力-滑转率特性可以近似表征为指数函数关系；而脆性路面剪切力-滑转率特性则存在峰值。实际遇到的路面多为塑性路面。

现有针对履带车辆的路面类型识别方法多基于垂向加速度信号国内学者通过履带车与路面模型的行驶仿真，采集车体质心动力学响应时域信号。应用小波变换分解，提取敏感特征向量后利用 BP 神经网络识别路面类型^[2]。将图像的深度特征和悬置质量垂向加速度时域、频域、功率谱密度信号的统计特征相结合，利用机器学习分类算法实现路面类型识别^[3]。

本文主要基于履带牵引力-滑转率特性进行电驱动履带车辆行驶路面辨识。采集车辆低角速度行驶状态下的加速过程中的惯性模块及驱动电机实时数据，提取得到牵引力-滑转率特征数据，再通过 LSTM 神经网络归类于常见的路面类型。

1 高速电驱动履带车辆行驶路面辨识参数集的构建

1.1 高速电驱动履带车辆动力学建模

对履带车辆平面运动建模如图 1。

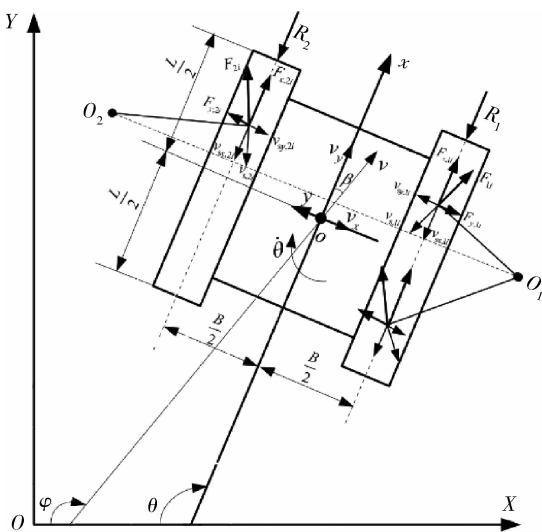


图 1 履带车辆平面运动坐标系

OXY 为大地坐标系， $oxyz$ 为车辆坐标系， B 为履带中心距， L 为履带接地段长度， o 为车辆几何中心及质心（假设质心与几何中心重合）， O_1 与 O_2 分

别为内侧履带与外侧履带的瞬时转向中心， θ 为车辆横摆角， $\dot{\theta}$ 为车辆横摆角速度， φ 为车辆航向角， β 为质心侧偏角， $v_{s_x,ji}$ 、 $v_{s_x,ji}$ 和 $v_{s_y,ji}$ ($j = 1, 2$) 分别为第 j 侧履带第 i 个负重轮下履带与路面之间的滑动速度、滑动速度的 x 轴方向分量及 y 轴方向分量。 $i = 1, 2, \dots, n$ ， n 为单侧负重轮个数， v 、 v_x 和 v_y 分别为车辆质心速度、质心速度的 x 轴方向分量和 y 轴方向分量， F_{ji} 、 $F_{x,ji}$ 和 $F_{y,ji}$ ($j = 1, 2$) 分别为第 j 侧履带第 i 个负重轮下履带与路面之间的剪切力、剪切力的 x 轴方向分量及 y 轴方向分量， R_1 和 R_2 分别为作用于内外侧履带所受路面滚动阻力。对履带车辆的平面运动做出如下假设：

- 1) 不计履带的沉陷以及履带板在侧向方向的推土效应。
- 2) 履带为不可拉伸的均匀柔性带，不计履带宽度影响，不考虑履带张力的变化对接地压力的影响。
- 3) 履带与路面压力看作集中于负重轮下的点载荷。
- 4) 转向过程中车辆的行驶阻力系数与直线行驶时相同。
- 5) 在 OXY 平面上，车辆质心与车辆几何中心重合。
- 6) 不考虑坡度的影响。

车辆平面运动方程可以表示为：

$$\begin{cases} m(\dot{v}_x + v_y \theta) = F_{x1} + F_{x2} - (R_1 + R_2) \\ m(\dot{v}_y - v_x \theta) = F_{y1} + F_{y2} \\ I_z \dot{\theta} = (M_{d2} - M_{d1}) + (M_{r1} + M_{r2}) + \frac{B}{2}(R_1 - R_2) \end{cases} \quad (1)$$

土壤的剪切力-滑转率特性主要分为两种。对于脆性土，剪切力-滑转率会出现峰值，达到峰值后继续增大滑转率时剪切力不会增大。未扰动的紧密土壤、压紧的砂土、冻雪等路面符合这种特性；另一种为塑性土，大多数扰动土壤、饱和的土壤、松散的砂土、干雪等均属于此种路面。履带车辆行驶环境大多属于塑性土^[4]。

对于塑性土，剪切力-滑转率特性可以近似表征为指数函数，可以表示为：

$$F = F_N \mu = \mu_0 (1 - e^{-KS}) \quad (2)$$

式中： K 为表示路面剪切刚度的常量； F_N 为压力； K 为表征地面剪切模量的参数； μ_0 为地面最大附着率； S 为滑转率，表示为：

$$S = \frac{v_s}{v_l} = \frac{v_l - v_x}{v_l}, \quad (3)$$

式中： v_l 为履带卷绕速度； v_s 为滑移速度。

因此两侧履带剪切力 F_{x1} 和 F_{x2} 分别表示为：

$$\begin{cases} F_{x1} = -\mu_0 \sum_{i=1}^n F_{N,1i} \left(1 - \exp\left(-K \frac{v_{s,1i}}{v_{l1}}\right)\right) \frac{v_{sx,1i}}{v_{s,1i}} \\ F_{x2} = -\mu_0 \sum_{i=1}^n F_{N,2i} \left(1 - \exp\left(-K \frac{v_{s,2i}}{v_{l2}}\right)\right) \frac{v_{sx,2i}}{v_{s,2i}} \end{cases} \quad (4)$$

对于电驱动履带车辆，两侧主动轮卷绕力表示为：

$$\begin{bmatrix} F_{r1} \\ F_{r2} \end{bmatrix} = \frac{i_k \eta}{r_{wheel}} A \begin{bmatrix} T_{motor1} \\ T_{motor2} \end{bmatrix}. \quad (5)$$

式中： A 为驱动系统扭矩变换矩阵； T_{motor} 为驱动电机扭矩； i_k 为机械减速机构速比； r_{wheel} 为主动轮半径； η 为机械传动机构效率。

两侧主动轮卷绕速度表示为：

$$\begin{bmatrix} v_{r1} \\ v_{r2} \end{bmatrix} = \frac{2\pi r_{wheel}}{60 i_k} B \begin{bmatrix} n_{motor1} \\ n_{motor2} \end{bmatrix}, \quad (6)$$

式中： B 为驱动系统转速变换矩阵； n_{motor} 为驱动电机转速。

典型路面附着特性典型的高附着地面如铺装柏油、水泥路面等，具有较高的剪切刚度和附着率；而中附着路面如软土、砂石路面等剪切刚度较低；低附着路面如干雪路面的附着率最低，且剪切刚度也远小于高、中附着路面^[5-7]。

通过查阅相关文献，整理得到几种典型的路面的 K 及 μ_0 如表 1：

表 1 典型路面附着特征参数

路面类型	K	μ_0
高附着路面	20	0.7
中附着路面	15	0.5
低附着路面	5	0.3

以质量为 30 000 kg 的车辆计算在三种路面上行驶时的牵引力-滑转率曲线如图 2。

1.2 神经网络数据集构建及获取

神经网络的输入数据应当和其输出，即路面类型有关。通过比较履带车辆行驶过程中各行驶状态与路面特征的相关性及该参数的测量方法、误差，确定了以下几种行驶状态作为判断路面类型的参考依据。

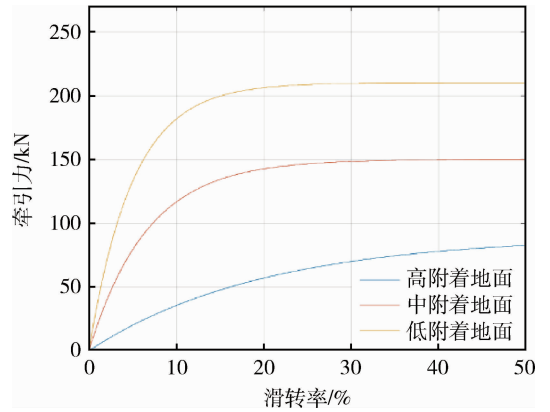


图 2 三种典型路面牵引力-滑转率特性曲线

1) 主动轮输出扭矩

对于电驱动履带车辆，通过驱动电机控制器反馈扭矩及机械传动系统参数，可得到主动轮端扭矩。

2) 主动轮转速

通过驱动电机控制器反馈的电机转速及机械传动系统参数，可得到主动轮转速。

3) 车辆纵向加速度、横向加速度、横摆角速度通过车载惯性模块获得。

对纵向加速度进行卡尔曼滤波得到车辆纵向速度观测值 \bar{v}_x ，计算得到滑转率观测值 \bar{S} 、牵引力观测值 \bar{F} 及履带卷绕速度观测值 \bar{v}_l 。

识别系统数据采集及预处理关系如图 3。

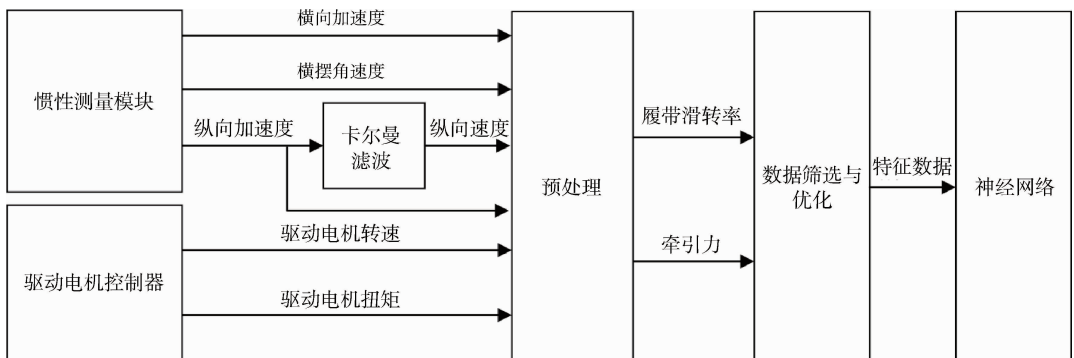


图 3 神经网络数据集的采集与处理框图

1.3 数据筛选及优化

由于车辆行驶过程中,可能存在急加速、制动、转向等过程,因此需要根据车辆行驶状态筛选出能够表征路面特征的数据.此外根据识别原理,若将每个时刻的行驶状态做一次识别,则由于测量误差等原因导致识别精度不高,且传入参数较少,若车辆长时间行驶于某一状态,则测点难以具备曲线特征.

因此需要将筛选出的满足范围要求的加速过程中的数据传入神经网络识别系统,因此需要将 $\mu - S$ 数据转化为一定长度的数组.将筛选出的一个具有明显曲线特征的数据进行平均值滤波后,通过插值转化为定长度 N 的二维数组,表示摩擦因数 μ 和滑转率 S 的关系.路面类型在线识别的数据筛选流程如图4.

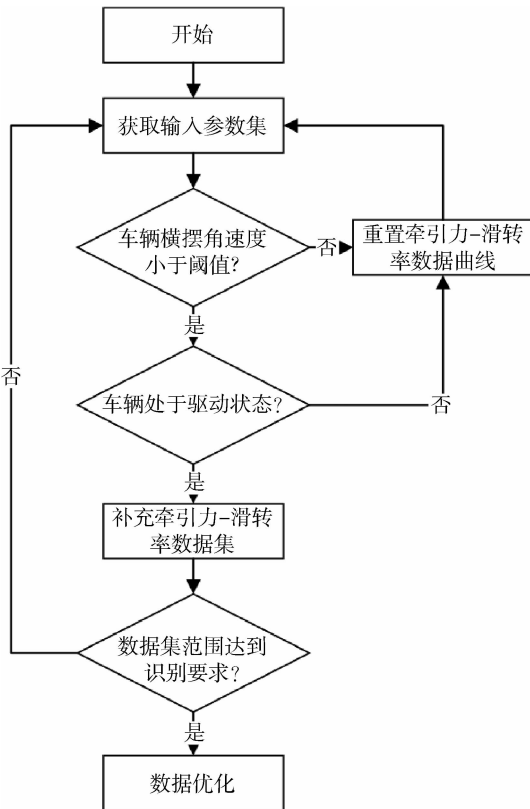


图4 数据筛选流程图

筛选后数据分布呈现出与路面类型的显著相关性,如图5.

由于神经网络的输入需要进行归一化处理,因此将筛选得到的牵引力-滑转率特性做归一化处理.由车辆动力学模型,在假设两侧履带压力等于车重时,可以将剪切力表示为归一化的摩擦因数:

$$\mu = \frac{F}{F_N} \quad (7)$$

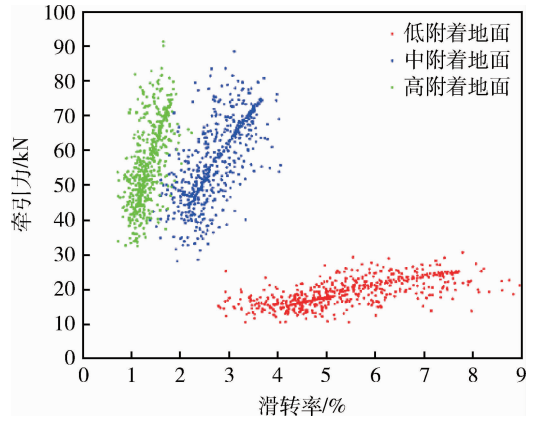


图5 三种典型路面的牵引力-滑转率仿真数据分布

构造函数:

$$p = e_0^k S \frac{d\mu}{dS} = \mu_0 K e^{(K_0 - K)S}, \quad (8)$$

式中: K_0 为对 K 值做出的预设值,用于减小实际路面 K 变化对估计结果的影响.

对函数做降阶处理:

$$p = \mu_0 K \left(1 + (K_0 - K)S + \frac{((K_0 - K)S)^2}{2} \right). \quad (9)$$

车辆行驶时,滑转率 S 的正常范围集中于1%~20%,因此对 p 的影响主要来源于 $\mu_0 K$ 的值.通过对数据的处理,得到用于神经网络识别的参数 p , p 为一个长度为 N 的一维数组. N 为根据识别需要设定的常数.

2 基于 LSTM 神经网络的路面参数辨识方法

2.1 LSTM 神经网络原理

常见的前馈型神经网络模型传播方向是单向的,即每次输入的数据之间都是相互独立,没有继承性的,例如全连接神经网络(FCNN),卷积神经网络(CNN)等^[8].而车辆行驶环境往往相对稳定,在行驶过程中可能由于经过沟壑、水坑等局部不均匀路面.如果路面识别网络不具备记忆性,则有可能出现辨识参数集的提取特征跳变,进而影响识别结果的稳定性.

因此本文采用长短期记忆网络(Long Short-Term Memory, LSTM)进行状态估计器的搭建,LSTM模型引入了记忆单元和门控制单元,保障网络能学习到数据间长期的依赖关系.

遗忘门接受上一状态的隐藏状态向量和输入向

量，并通过与上一状态的记忆元素进行对应相乘。对记忆单元的保留因数 f_t 计算公式为：

$$f_t = \text{sigmoid}(W_x^f x_t + W_h^f h_{t-1} + b^f), \quad (10)$$

式中： W_x^f 、 W_h^f 分别为遗忘门中输入向量和隐藏向量的权重矩阵， b^f 是遗忘门中的偏置。

输入门接收上一状态的隐藏状态向量 h_{t-1} 和此刻的输入向量 x_t ，并对其进行双曲正切函数 (\tanh) 变化，得到候选记忆单元 g_t 。同时利用 sigmoid 节点确定 g_t 中各元素是否保留，对信息进行筛选后，和遗忘门的输出相加得到此刻新的记忆单元 c_t 。

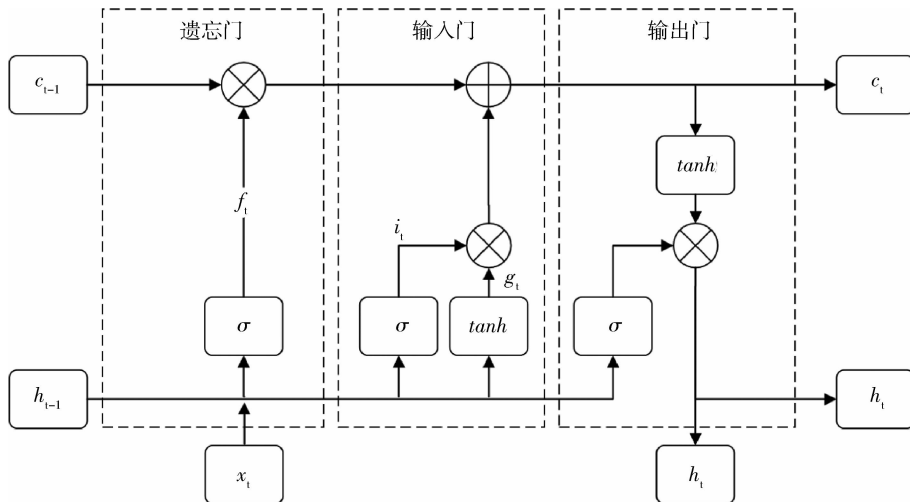


图 6 LSTM 神经网络单元结构

$$g_t = \tanh(W_x^g x_t + W_h^g h_{t-1} + b^g), \quad (11)$$

$$i_t = \text{sigmoid}(W_x^i x_t + W_h^i h_{t-1} + b^i), \quad (12)$$

式中： W_x^g 和 W_h^g 分别为输入门和记忆单元的权重， b^g 和 b^i 分别为输入门和记忆单元的偏置。

输出门获取时刻的隐藏状态向量 h_t 和此刻的输入向量 x_t 加权后得到输出内容 o_t 。

$$o_t = \text{sigmoid}(W_x^o x_t + W_h^o h_{t-1} + b^o), \quad (13)$$

式中： W_x^o 和 W_h^o 分别表示输入向量和隐藏向量的权重， b^o 为偏置。

输出门最终输出为：

$$h_t = o_t \odot \tanh(c_t). \quad (14)$$

2.2 LSTM 神经网络构建

根据神经网络的输入及输出参数对 LSTM 神经网络参数如表 2。

表 2 LSTM 神经网络参数

参数	数值
隐藏层层数	3
输入神经元数	19
输出神经元数	1
学习率	0.001

通过仿真车辆动力学模型分别设置路面特征为预设的高、中、低三种附着路面，通过预设的车辆行驶控制信号，得到车辆在不同路面下的工作循环中的牵引力-滑转率特性。并将该数据用于训练

LSTM 神经网络。

训练迭代过程中的误差变化趋势如图 7。

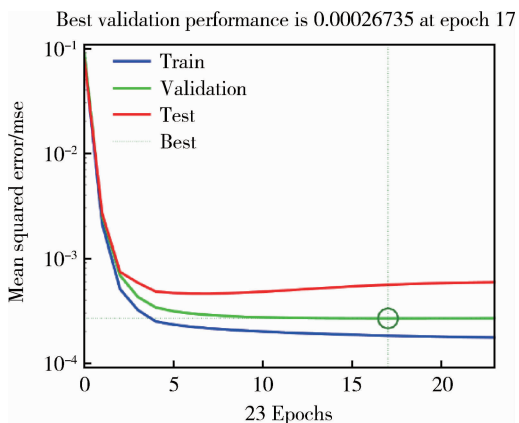


图 7 神经网络训练迭代过程

3 仿真实验验证

在履带车辆动力学模型中设置车辆参数，如表 3。

表 3 仿真车辆基本参数

参数	数值
车重/kg	30 000
履带接地长/m	4.3
履带中心距/m	3
机械传动件效率	90%
主动轮半径/m	0.263
单侧负重轮个数	6

设置车辆的模拟行驶空间及行驶路线如图 8, 依据区域将地面划分为高、中、低三种路面, 其参数值来自于三种预设的典型路面. 初始路面为高附着路面, 车辆将从高附着路面驶入低附着路面. 随后从低附着路面驶入中附着路面, 最后回到高附着路面. 通过驾驶员模型控制车辆目标车速, 得到车辆的行驶周期, 验证识别系统功能.

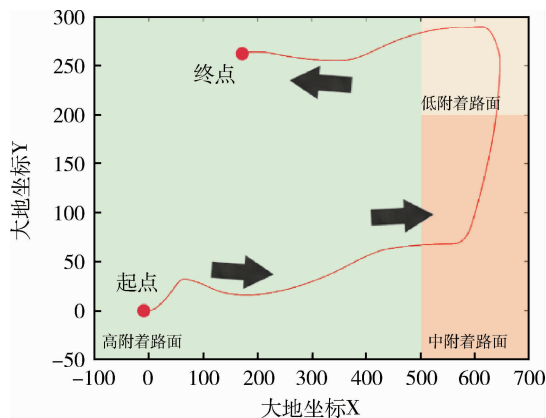


图 8 车辆模拟行驶空间及路线

行驶过程中车辆速度及转向由驾驶员模型控制, 车速及横摆角速度曲线如图 9.

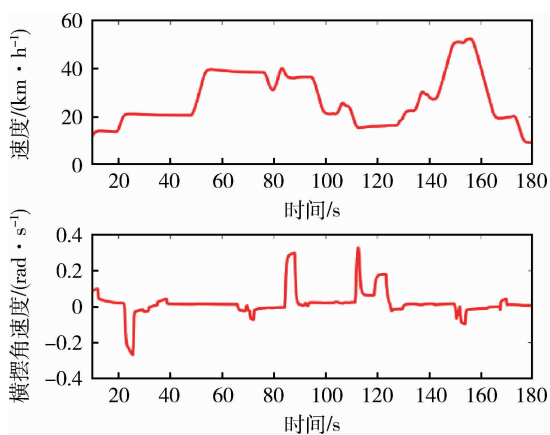


图 9 仿真过程车速曲线

此过程中两侧驱动电机转速及扭矩如图 10 和图 11. 可以观察到车辆转向过程中, 由于履带车辆转向特性, 内侧驱动电机可能处于电制动状态, 因此对车辆识别过程中的横摆角速度加以限制是十分有必要的.

在一个仿真周期中, 车辆进行了多次加速, 每次加速过程中都会产生一次滑移和驱动力的上升, 如图 12, 在 22 s、50 s 等均为车辆加速过程导致的牵引力和滑转率增大. 根据前述识别原理, 此过程中数据筛选系统将发出识别信号并将数据输入神经

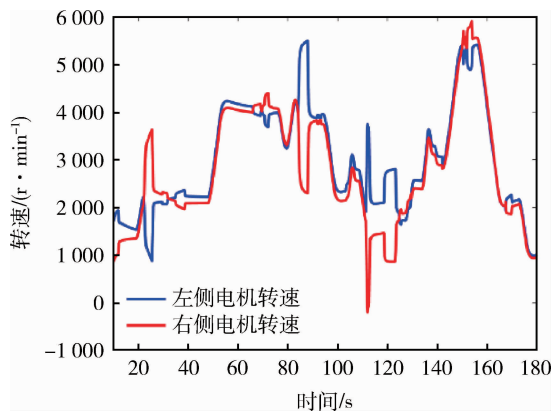


图 10 驱动电机转速

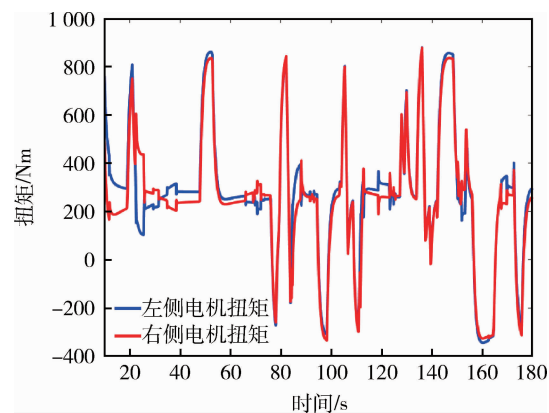


图 11 驱动电机扭矩

网络, 更新路面识别结果, 如图 13.

在约 81 s 时由于路面附着条件下降, 路面滑移显著增加, 车辆滑移增大触发识别, 更新路面识别结果为 0.3, 识别滞后时间约 3 s, 如图 13. 在 106 s 左右由于车辆进入地附着路面区域. 路面附着条件继续下降, 尽管驾驶员将车辆速度维持在较低水平, 滑转率显著上升, 数据筛选模块采集到滑转率变化过程后发出识别信号, 并将数据传入神经网络, 神经网络更新识别结果为 0.3. 在 142 s 左右车辆回到高附着路面, 驾驶员加速, 识别系统将识别结果更新为 0.7.

识别结果精度符合预设值, 从车辆行驶条件改变到识别系统更新识别结果耗时约为 3 s. 精度及速度均能满足支撑车辆行驶控制的要求.

4 结 论

本文通过分析高速履带车辆动力学模型及牵引力-滑转率特性, 通过对牵引力-滑转特性的拟合、

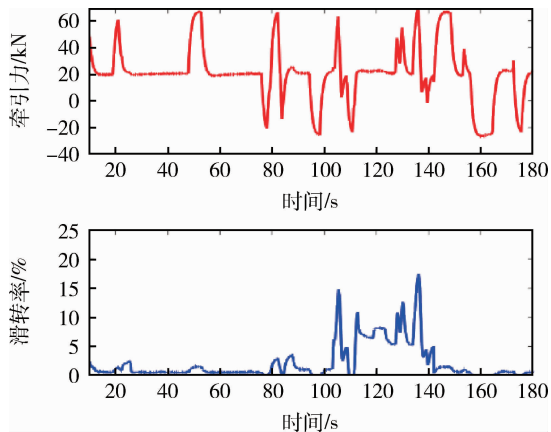


图 12 仿真过程牵引力及滑转率曲线

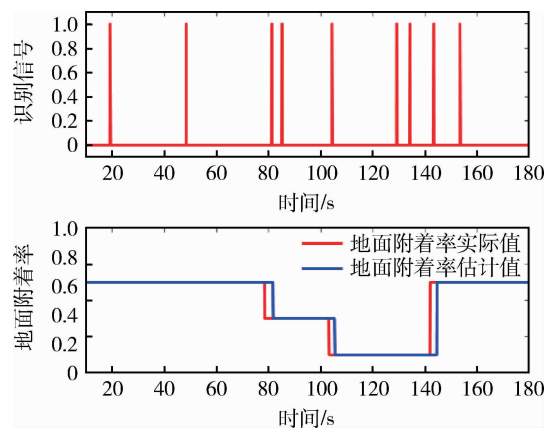


图 13 数据识别信号及识别结果

降阶，得到了路面附着特征的表征量。确定了以惯性模块及驱动电机控制器反馈参数，得到履带滑转率及牵引力的估计值，再利用长短期记忆神经网络对上述表征量进行归类。从而将车辆行驶状态归类于预设的高附着、中附着、低附着三种典型路面的方法。并通过仿真验证该方法功能。仿真结果表明该方法识别精度较高，且识别速度较快。

此外该方法不需要在每个控制器周期内处理大量数据，而是在满足筛选条件时调用神经网络识别功能。因此占用控制器算力较小。且所需信号容易获取，对车辆成本及硬件维护要求低。

根据仿真分析结果，识别反应时间约为 3 s 秒，识别结果精度较高。同时由于 LSTM 神经网络具有记忆性，可以过滤由于局部路面变化引起的识别结果的震荡。

获取的识别结果包括地面附着及剪切模量特性对高速电驱履带车辆的操纵控制具有重要参考价值。

参考文献：

- [1] 张克健. 车辆地面力学 [M]: 北京: 国防工业出版社, 2002.
- [2] 王鑫, 顾亮, 李晓雷, 等. 基于系统响应的履带车辆路面识别方法 [J]. 东北大学学报 (自然科学版), 2019, 40 (7): 968-973.
- [3] 刘佳, 刘海鸥, 陈慧岩, 等. 基于融合特征的无人履带车辆道路类型识别方法 [J]. 兵工学报, 2023, 44 (5): 1267-1276.
- [4] 袁艺, 盖江涛, 曾根, 等. 高速履带车辆横摆运动响应特性分析与试验验证 [J]. 兵工学报.
- [5] 李军, 李强, 周靖凯, 等. 软土条件下履带-地面相互作用分析 [J]. 兵工学报, 2012 (12): 1423-1429.
- [6] 杨聪彬. 高速履带与软地面附着特性与优化研究 [D]: 北京: 北京理工大学, 2015.
- [7] 姚禹. 基于履带地面耦合系统的低速履带车辆通过性研究 [D]: 长春: 吉林大学, 2016.
- [8] 董戈. 分布式驱动电动汽车状态估计及横摆稳定性控制研究 [D]: 长春: 吉林大学, 2023.

文章编号: 1009-4687(2024)01-0022-07

超重型混合动力车辆机电复合制动系统技术

范婧, 勾鹤, 徐晓曦, 王然, 杨小鹏

(中国北方车辆研究所, 北京 100072)

摘要: 制动系统是保证车辆安全的重要组成部分, 直接影响车辆的行驶安全性。传统车辆在高速、长时间、大制动力制动时, 车辆动能通过制动器转化为热能损失掉。而对于超重型混合动力车辆, 采用现有机械摩擦制动的基础上增加电气制动系统(即机电复合制动系统), 既能够保证制动安全性, 又能够实现能量回收, 对消耗的能源进行补充。

关键词: 混合动力; 机电复合制动

中图分类号: U463.5

文献标识码: A

Electro-mechanical Composite Braking System Technology for Ultra-Heavy Duty Hybrid Vehicles

FAN Jing, GOU He, XU Xiaoxi, WANG Ran, YANG Xiaopeng,
(China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

Abstract: Braking system is an important part to ensure the safety of vehicles, which directly affects the traveling safety of vehicles. When traditional vehicles are braked at high speeds, for long periods of time and with large braking forces, the kinetic energy of the vehicle is converted into heat energy and lost through the brakes. For ultra-heavy hybrid vehicles, an electric braking system is added based on the existing mechanical friction braking (i. e., electro-mechanical composite braking system), not only to ensure the braking safety, but also to realize the energy recovery, replenish the consumed energy.

Key words: hybrid; electro-mechanical compound braking

近年来, 混合动力车辆得到广泛应用, 混动车辆燃油经济性好、噪音小, 其中机电复合制动技术集成了电机制动响应快、能量回收效率高等优点^[1]。复合制动中机械制动的制动原理仍采用气制动系统工作原理, 在紧急制动时能够提供足够的制动力, 保证车辆的制动安全。电气制动的制动原理是利用电机反拖转矩进行制动, 电动机转化为发电机, 将制动时的能量转变为电能储存在蓄电池中, 从而实现制动能量回收, 电气制动包括电机制动和发动机缸内制动^[2-3]。

1 制动系统设计

1.1 机械制动系统组成及原理

制动系统设计为行车制动系统、驻车制动系

统、应急制动系统、辅助制动系统。空压机打气生成压缩空气, 压缩空气经过空气处理单元干燥后经过四回路保护阀分成四个回路, 分别用于行车制动用气、驻车制动用气、辅助制动用气^[4-5]。

行车制动系统设计为双回路气压制动系统, 当其中一个回路失效时另一个回路的制动效能仍能正常发挥, 保证了整车的安全性。由于该车辆的轴距较长, 且气压制动有一定的反应时间, 为了避免发生制动点头现象提高制动的舒适性, 设计行车制动第一回路作用于后桥, 行车制动第二回路作用于前桥。行车制动系统由脚制动阀、继动阀、ABS电磁阀、膜片制动气室、管路、接头等组成。

驻车制动设计采用弹簧储能型式, 通过手施加力作用在手制动阀上实施制动。驻车制动由手制动

阀、单向阀、继动阀、弹簧储能气室、管路及接头等组成。在驻车储气瓶的出气口安装单向阀，其作用为防止气源失效后，驻车回路还有气使车辆停

住。设计应急制动系统与驻车制动系统共用一套系统。制动系统结构图见图 1。

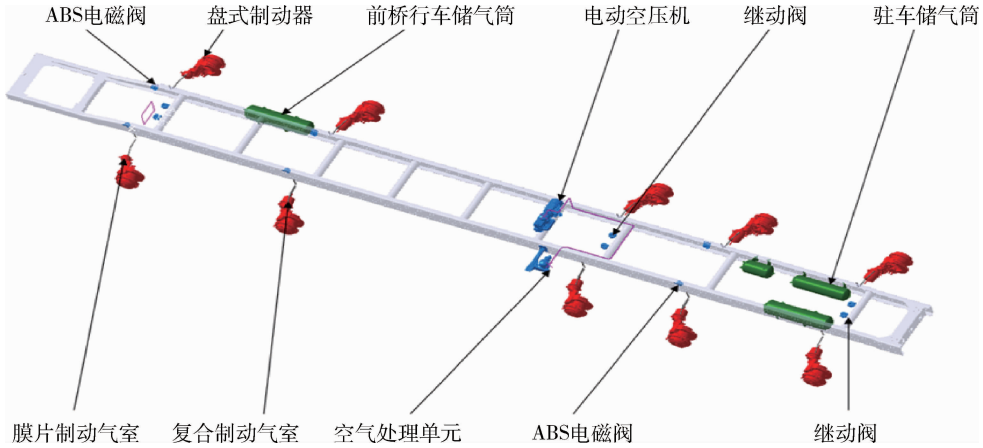


图 1 制动系统组成图

1.2 制动性计算

1.2.1 对制动系统的设计要求

- 1) 在 30 km/h 的车速下，满载制动距离不大于 13 m；
- 2) 具备电机反拖制动和机械摩擦制动；
- 3) 匹配 ABS 防抱死系统。

主要性能参数见表 1。

1.2.2 各个轴制动器制动力分配

对于多轴轮式装甲车，制动时各轴车轮同时抱死，对附着条件的利用、制动时方向稳定性均较为有利。此时的各轴车轮的制动力分配曲线，即为理想的制动力分配曲线。在任何附着系数路面上，各轴车轮同时抱死的条件是：各轴车轮制动器制动力之和等于附着力，并且各轴车轮制动器制动分别等于各自的附着力。

表 1 相关参数表

参数	数值
车辆总重/kg	58 000
1 轴负荷/kg	11 820
2 轴负荷/kg	11 700
3 轴负荷/kg	11 470
4 轴负荷/kg	11 360
5 轴负荷/kg	11 230
轴距/mm	2 300 + 4 400 + 2 200 + 2 300
重心至前轴距离/mm	7 820
重心高度距地面/mm	2 130
车轮滚动半径/mm	630
驻坡角度/°	12

附着力决定于附着系数和地面对车轮的，法向反作用力，而单个地面对车轮的法向反作用力是其轴荷的一半。车辆制动时，各轴轴荷的分布是随着制动强度变化而转移的，可以求出各轴轴荷的大小，即

$$F_{Z_i} = \frac{C_i [W_0 (\sum_{i=1}^n C_i l_i^2 - l_0 \sum_{i=1}^n C_i l_i) + P_{jA} h_A \sum_{i=1}^n C_i l_i + l_i (W_0 (l_0 \sum_{i=1}^n C_i - \sum_{i=1}^n C_i l_i) - P_{jA} h_A \sum_{i=1}^n C_i)]}{\sum_{i=1}^n C_i \sum_{i=1}^n C_i l_i^2 - (\sum_{i=1}^n C_i l_i)^2} + W_i, \quad (1)$$

式中： W_i 为第 i 轴非悬置重量； C_i 为第 i 轴刚度； l_i 为第 i 轴到第一轴的水平距离； n 为轴数； P_{jA} 为整车等效惯性力； h_A 为整车等效惯性力作用点的距地高度。

据此，可以通过数值计算方法，求出各轴车轮

制动器制动力的分配曲线如图 2 所示。在设定第二轴、第三轴、第四轴、第五轴和第一轴之间制动器制动力分配比例为 0.85、0.67、0.53、0.4 的情况下，能够获得 0.4 的同步附着系数。

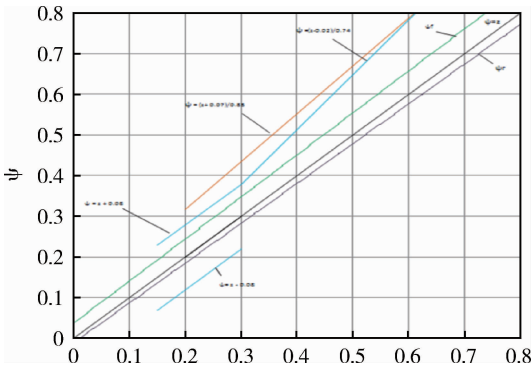


图2 理想的各轴车轮制动器制动力分配曲线

1.2.3 制动器的制动力矩计算

根据整车在 30 km/h 的车速下，满载制动距离不大于 13 m 设计要求，根据制动距离计算公式。

$$S = \frac{1}{3.6} \left(\tau' + \frac{\tau''}{2} \right) v_0 + \frac{v_0^2}{25.92 \times a_{max}}, \quad (2)$$

式中： S 为制动距离，m； τ' 为制动器滞后时间，s； τ'' 为制动力增长时间，s； v_0 为制动初速度，m/s； a_{max} 为最大的制动减速度，m/s²。

将 $S = 13 \text{ m}$ 、 $\tau' = 0.2 \text{ s}$ 、 $\tau'' = 0.4 \text{ s}$ 、 $v_0 = 30 \text{ km/h}$ 代入公式 (2) 得到对应的制动减速度 $a = 3.59 \text{ m/s}^2$ 。

各桥实际可以提供的制动力应该是此制动强度下地面附着力和制动器能力决定的制动力中的较小值。当满载达到减速度 3.59 m/s^2 时，整车制动力为 206 784 N，每个车轮提供的最小行车制动力矩为 $M_{B1} = 13 441 \text{ Nm}$ 。

制动系统参数及性能按照制动系统的设计匹配，进行制动系统的制动效能计算，制动系统性能及结构参数如表 2 所列。

表 2 制动系统性能及结构参数表

项目	内容	要求值	设计值
设计方案	行车制动；驻车制动	双回路气压盘式制动；弹簧储能驻车制动	10bar 气压；行车制动为双回路系统；二、三、四、五桥弹簧储能驻车制动；20" 盘式制动器；制动气室规格：24"
	30 km/h 制动距离/m	13	11.97
	减速度/(m·s ⁻²)	3.59	4.04
	驻车制动坡度	单车 ≥20%	24.6%
	储气瓶容量	满足 8 脚全制动	满足 8 脚全制动
	行车制动反应时间/s	≤0.6	≤0.6
制动性能	升压时间/min	≤6	≤6
	密封性	1) 在气压升至 600 kPa 且不使用制动时，停止空压机工作 3 min，气压的降低值 ≤10 kPa；2) 在气压为 600 kPa 时，停止空压机工作，将制动踏板踩到底，待气压稳定后观察 3 min，气压的降低值 ≤20 kPa	10 min 内压降 0，96 min 内压降 0.02bar
安全性	ABS 防抱死系统	防止车轮抱死，并满足车辆的使用需求	设计匹配双 6 s6 m 的 ABS 防抱死系统

1.3 电制动计算

电制动包括电机制动和发动机缸内制动，当电池状态 SOC 在充电时，电气制动能够提供的最大制动功率为电池充电功率和发动机缸内制动功率之和，当电池状态 SOC 充满电后，电气制动能够提供的最大制动功率为发动机缸内制动功率。电气制动特性参数如表 3 所列，发动机缸内制动功率如图 3 所示。

表 3 电气制动特性参数表

名称	参数	数值
电机	额定转速/最高转速/(r·min ⁻¹)	1 000/2 700
	额定转矩/最高转矩/Nm	680/1 900
	额定功率/最高功率/kW	60/100
	个数	10
轮边减速器	效率	94%
	减速比	6
电池电机	充电功率/kW	504
	额定转速/最高转速/(r·min ⁻¹)	1 000/2 700

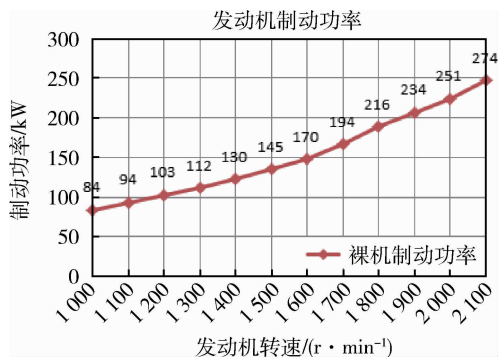


图 3 发动机缸内制动功率曲线图

电机以额定转矩进行制动时，制动力的计算公式为：

$$F_d = \frac{T_1 \times i \times n}{r \times \eta}, \quad (3)$$

式中： F_d 为电机能够提供给整车的制动力，N； T_1 为电机的转矩，Nm； i 为轮边减速器速比； n 为电机个数； η 为电机效率。

因此，电机以额定转矩进行制动时，能够提供的最大电制动力 $F = 49\ 680\ \text{N}$ ，制动减速度 $a = 0.7\ \text{m/s}^2$ 。电机以额定功率进行制动时，制动力的计算公式为：

$$F_d = \frac{P}{v}, \quad (4)$$

式中： P 为电机额定制动功率，W； v 为车辆的速度，m/s。

单个电机的制动功率为 60 kW，整车电机能够提供的总制动功率为 677 kW，当电机以额定功率以 30 km/h 的速度进行制动时，能够提供的电制动力为 86 400 N，制动减速度 $a = 1.2\ \text{m/s}^2$ 。电制动时，若电机转速高于额定转速，电机以额定功率制动，若电机转速低于额定转速，以额定转矩制动，若电机转速很低，电机制动失效，电机制动力迅速降低为 0。电机制动功率同时受到电池充电功率和发动机缸内制动功率的限制。

2 电气制动与机械制动的制动力协调控制

2.1 电制动与机械制动协调控制策略

为了保证制动时车辆的稳定性和提供足够的制动效能，同时为了实现最大制动能量回收的目标，采用以下三种制动控制策略^[6]：

2.1.1 紧急制动

紧急制动时以安全性考虑为主，采用以机械制

动为主，电制动同时作用的控制策略，以 ABS 工作启动为标志，电制动退出，采用纯机械制动模式。

2.1.2 减速制动

减速制动主要为中轻度制动，以制动能量回收最大化为目标，采用基于制动踏板深度的分段协调式控制策略，将踏板深度分为空行程段和非空行程段，在空行程段，采用纯电气制动模式，非空行程段，采用电制动和机械制动叠加制动模式，电制动强度根据电池 SOC 状态进行确定，能够提供的瞬时（30 s 内）充电功率为 1 014 kW，而机械制动强度根据输出气压大小进行确定。

具体的策略为：ECU 通过检测制动踏板信号识别出驾驶员的制动意图及所期望的制动强度，并从整车控制器接收车速、蓄电池 SOC 等信息，电气制动控制策略会根据当前的电机状态、电池状态、车辆状态、机械摩擦力，以制动能量回馈效率最大化为目标，采用最优化方法，计算出最佳的电气制动力，将分配得到的电气制动力发送给电机控制器，实现电气制动和机械制动的协调控制。控制流程图如图 4 所示，不同车速电制动力矩增长图如图 5 所示。

30 km/h 减速制动时电制动力与制动减速度如表 4 所列，电池的充电功率为 507 kW，发动机缸内制动功率为 548 kW，当电池 SOC 在充电时，电气制动能够提供的最大制动功率为 507 kW，当电池 SOC 达到 95% 时，电气制动能够提供的最大制动功率为发动机缸内制动功率。

2.1.3 下长坡时的制动

下长坡时，当制动力需求不大时，完全由电气制动提供制动力，因此利用电气制动力实现车辆在一定坡度上以一定速度的长时间匀速下坡行驶。当电制动力不能够满足制动需求时，车速会逐渐加快，此时驾驶员踩制动踏板进行制动，车辆减速。

表 4 30 km/h 减速制动时电制动力与制动减速度

充电时	制动功率/ kW	制动力/ N	制动减速度/ (m · s ⁻²)
95% - 100%	548	65 670	0.91
85% - 95%	504	60 480	0.84
	384	46 080	0.64
75% - 85%	444	53 280	0.74
65% - 75%	384	46 080	0.64
45% - 65%	384	46 080	0.64
0% - 45%	384	46 080	0.64

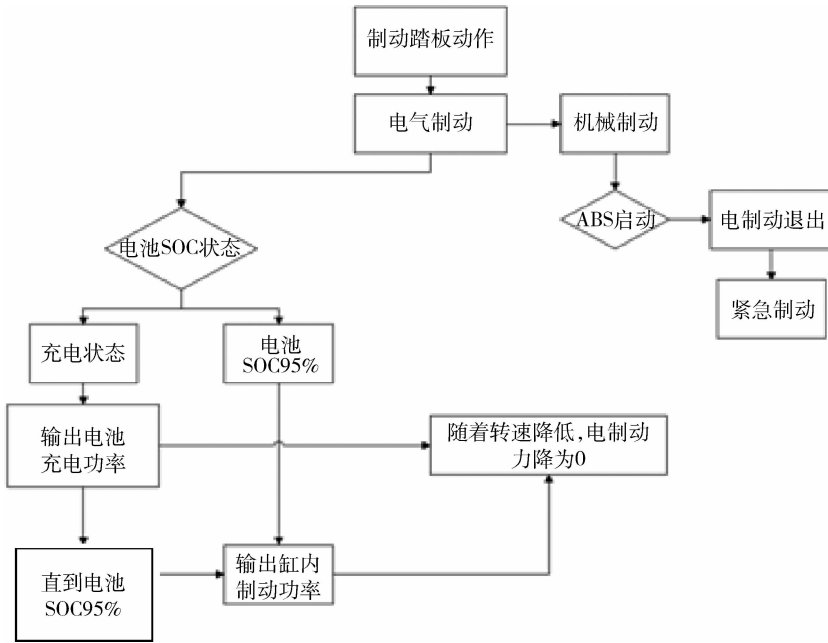


图4 机械制动与电气制动控制流程图

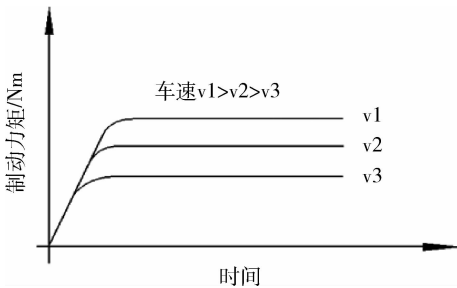


图5 不同车速电制动力矩增长图

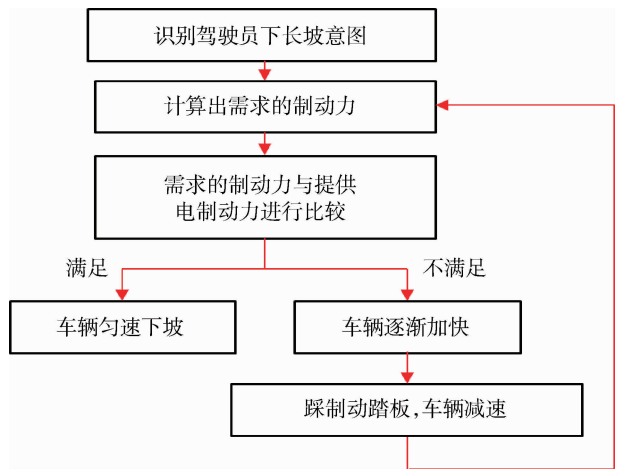


图6 下长坡制动时制动控制流程图

具体的策略为：ECU 识别到驾驶员匀速长下坡意图，从整车控制器接收到此时的车速，下坡坡度，蓄电池荷电状态 SOC 等信息，电气制动控制策略会根据此时的速度、坡度、车辆的载荷计算出此时需要的制动力，并将制动力需求发送给电机控制器，电机控制器会计算出此时提供的制动力能否满足要求，并将需要的制动力与电制动力进行比较，当电气制动力能够满足需求时，车辆匀速下坡；当电气制动力不能满足需求时，车速会逐渐加快，此时需要驾驶员踩制动踏板进行制动，直到提供的制动力满足坡度和速度的要求。下长坡制动时制动控制流程如图 6 所示。

当电池状态 SOC 在充电时，电气制动能够提供的最大制动功率 507 kW，车辆可以此时以 30 km/h 的速度在 10.6% 的坡道上匀速下坡；当电池状态 SOC 充满电后，电气制动能够提供的最大制动功率为 548 kW，此时车辆可以此时以 30 km/h 的速度在 11.3% 的坡道上匀速下坡。根据以上三种控制策略、总制动需求及电气制动和机械制动各自的制动特性和车辆特性，得出各制动力矩分配示意图如图 7 所示。

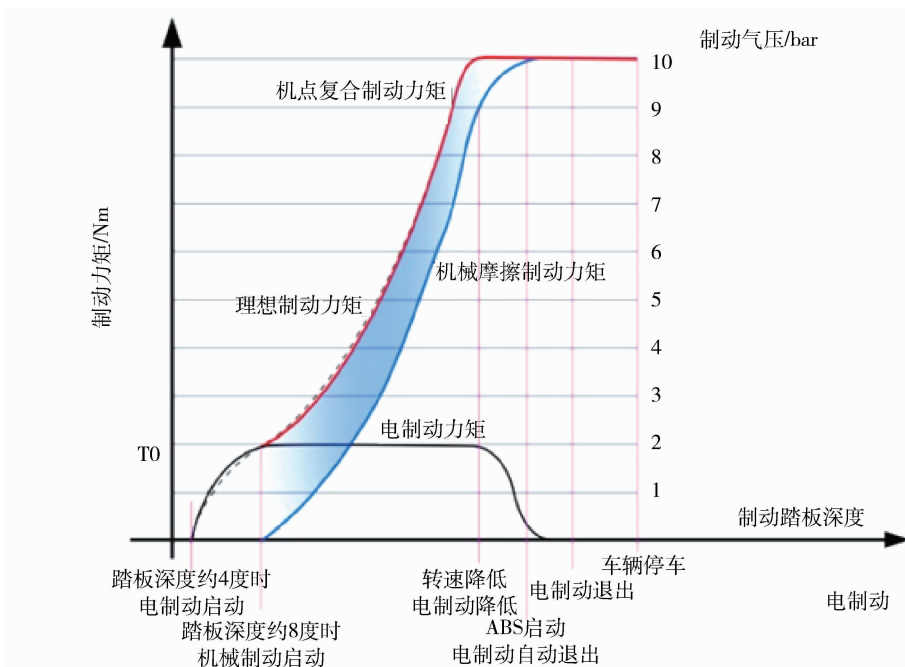


图 7 制动过程制动力矩分配

在图 7 中，当进行减速制动时，制动踏板动作，在制动踏板深度较小时，驾驶员表达了制动意图，此时制动踏板具有空行程，并没有输出机械制动力，只有电机提供电制动力矩，电制动力矩 T 的设计是为了模拟传统车上驾驶员同时松开油门踏板和制动踏板时发动机的反拖转矩，此时司机具有良好的驾驶感，因此此阶段的制动力矩分配既满足了驾驶员的制动需求，又能将制动能量全部回收，提高了整车的经济性。随着制动踏板开度的增加，机械制动力矩也逐渐开始增加，机电制动协调控制，此时为了保证车辆的制动效能及安全性，机械制动力矩与传统制动方式时制动力矩增长方式一致加速增大；制动踏板开度继续加大，随着车速降低，电机转速降低，电气制动力矩也逐渐下降。

2.2 电制动力与机械制动力的分配

为了保证制动时最大的制动能量回收和提供足够的制动效能，前后制动力要合理分配，且要满足 GB12676 对前后制动力分配的要求，在匹配的机械制动力基础上增加最大电气制动力后的前后制动力分配曲线如图 8 所示，可见前后制动力分配合理，满足要求。

减速制动和紧急制动是通过脚制动阀来执行，按照制动力矩分配示意图，在触动脚踏板时，制动踏板行程要与制动能量回收系统保持协调关系，而且从制动能量回收中机械制动所起的作用考虑，起

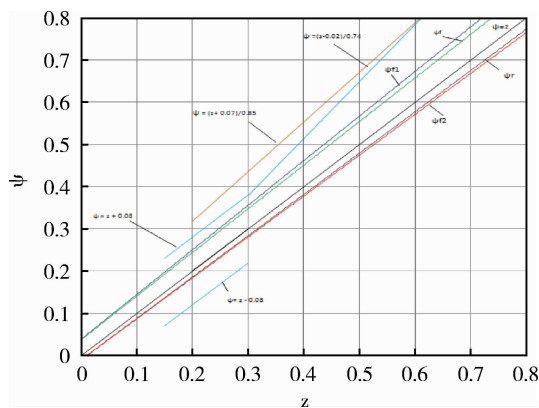


图 8 前、后复合制动力分配曲线

到制动能量回收作用的电制动部分，会引起减少脚制动的作用力^[7]。所以必须从减少脚制动的制动力方面进行考虑，因此设计匹配适应于机电复合制动力系统的脚制动阀，脚制动阀的理论特性曲线如图 9 所示：

- 1) 当减速制动轻踩刹车时，脚制动阀输出为 0，但是为了保证司机具有良好的驾驶感，有制动踏板力输出；
- 2) 当加大制动踏板行程时，机械制动开始输出，为了保证制动的安全性，气压增长趋势与传统机械制动增长趋势一致；
- 3) 当急踩踏板进行紧急制动时，为了保证行驶安全，机械制动力急速加大，ABS 启动，电制动退出。

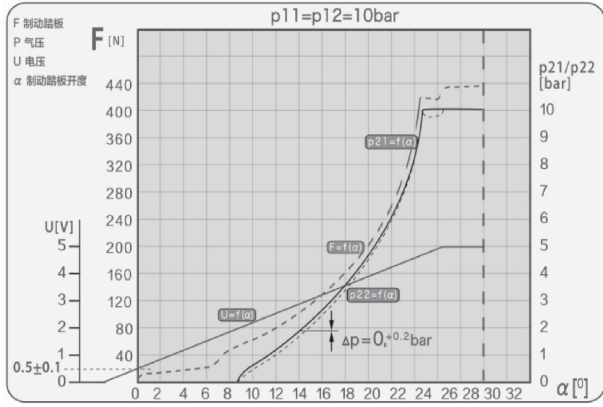


图9 脚制动阀理论特性曲线

2.3 制动能量回收

制动能量回收会受到电机的发电功率和电池的充电功率的共同限制. 一次制动时可回收的能量为:

$$E = K_1 K_2 K_3 (\Delta W - F_f S - F_g S), \quad (5)$$

式中: K_1 为机械传动效率; K_2 为发电效率; K_3 为充电效率; ΔW 为动能的减少量; F_f 为滚动摩擦阻力; S 为制动距离; F_g 为风阻.

制动时回收的能量为:

$$E_1 = P_d t, \quad (6)$$

式中: P_d 为制动功率; t 为制动时间.

经计算得到:

1) 当车辆以 60 km/h 的速度进行一次减速制动到速度 30 km/h 时, 可被回收的能量为 7 018 652 J, 此时电池的充电能量为 1 504 588 J, 能量回收率能达到 21.4%;

2) 当电池状态 SOC 在充电时, 电气制动能够提供的最大制动功率 507 kW, 车辆能够以 30 km/h 的速度在 10.6% 的坡道上匀速下坡. 当下坡长度为 200 m 时, 经计算制动能量回收率为 9.9%;

3) 当电池状态 SOC 充满电后, 电气制动能够提供的最大制动功率为 548 kW, 此时车辆可以此时以 30 km/h 的速度在 11.3% 的坡道上匀速下坡. 当下坡长度为 200 m 时, 经计算制动能量回收率为 19.5%.

汇总制动系统设计要求达到情况如表 5 所列.

表 5 制动系统设计结果

项目	设计达到情况
30 km/h 的初速度下 行车制动距离/m	11.97
制动减速度/ (m · s ⁻²)	4.04
机电复合制动系统	机械摩擦制动, 电气制动, 功率缸内制动功率.
匹配 ABS 防抱死系统	双 6 s6 m ABS 防抱死系统, 对每个车轮进行直接控制

3 结 论

通过设计匹配机电复合制动系统, 在保证车辆制动安全和稳定的基础上, 协调分配电气制动与机械制动各制动力, 实现制动能量回收最大化, 通过设计匹配三种控制策略, 满足不同的制动需求, 实现了在一定坡度上的匀速下坡行驶, 通过将电机制动与缸内制动联合使用, 进一步提高了制动功率.

参考文献:

- [1] 张纯, 曾庆玺, 朱浩. 混合动力汽车发展综述 [J]. 机械工程与自动化, 2016 (02): 222-227.
- [2] 熊璐, 钱超, 余卓平. 电动汽车复合制动系统研究现状综述 [J]. 汽车技术, 2015 (01): 1-10.
- [3] 王奎洋, 何仁. 汽车机电复合制动系统协调控制技术现状分析 [J]. 重庆理工大学学报, 2014, 28 (12): 10-17.
- [4] 方泳龙. 制动理论与设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2005: 16-20.
- [5] 毛明. 轮式装甲车设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2018: 381-382.
- [6] 张建龙, 殷承良, 张建武, 等. 混合动力汽车机电复合制动控制系统研究 [J]. 系统仿真学报, 2009, 21 (16): 5169-5178.
- [7] 张建龙. 混合动力汽车机电复合制动制动力分配与稳定性控制策略研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2013.

文章编号: 1009-4687(2024)01-0029-08

某型特种车辆综合传动左右支撑垂直振动研究

黄国良, 张小强, 庞煜, 于超婕, 董超

(北京北方车辆集团有限公司, 北京 100072)

摘要: 通过以某特种车辆为试验平台, 开展典型路面、典型车速下综合传动左右支撑垂直振动试验研究, 获取了比利时路、起伏土路、搓板路、碎石路、铺面路几种路况下的典型车速下的综合传动左右支撑垂直振动数据, 为综合传动输出端左右弹性元件的设计提供基础数据。

关键词: 综合传动; 垂直振动; 加速度

中图分类号: U463.2

文献标识码: A

Research on the Vertical Vibration of the Left and Right Braces of the Integrated Transmission of a Special Vehicle

HUANG Guoliang, ZHANG Xiaoqiang, PANG Yu, YU Chaojie, DONG Chao

(Beijing North Vehicle Group Corporation, Beijing 100072, China)

Abstract: By using a certain type of vehicle as an experimental platform, comprehensive transmission left and right support vertical vibration tests were carried out under typical road surfaces and typical vehicle speeds. Typical speed vertical vibration data of the comprehensive transmission left and right supports were obtained under several road conditions including Belgian road, undulating soil road, washboard road, gravel road and paved road. The data provides a basis for the design of left and right elastic elements at the output end of the comprehensive transmission.

Key words: comprehensive transmission; vertical vibration; acceleration

特种车辆综合传动装置与发动机一体连接后, 通常采用弹性支撑方式安装在车体上, 其中, 综合传动输出端两端采用弹性元件支撑, 因此, 综合传动输出端弹性元件的设计对动力传动一体机的减振尤为重要。为了取得较为准确的振动数据, 以某特种车辆为试验平台, 开展了典型路面、典型车速下综合传动左右支撑垂直振动试验研究。

1 概述

在综合传动左右支撑上安装单向测点 (垂

直方向), 通过比利时路、起伏土路、搓板路、碎石路、铺面路几种路况下的典型车速下的陆上行驶试验, 获取综合传动左右支撑垂直振动数据。

2 比利时路振动加速度曲线图

比利时路为砖头路面, 特种车辆在比利时路行驶速度大约为 10~25 km/h, 测试该工况下低速 10 km/h 和高速 25 km/h 两种状态下左右支撑垂直振动情况。

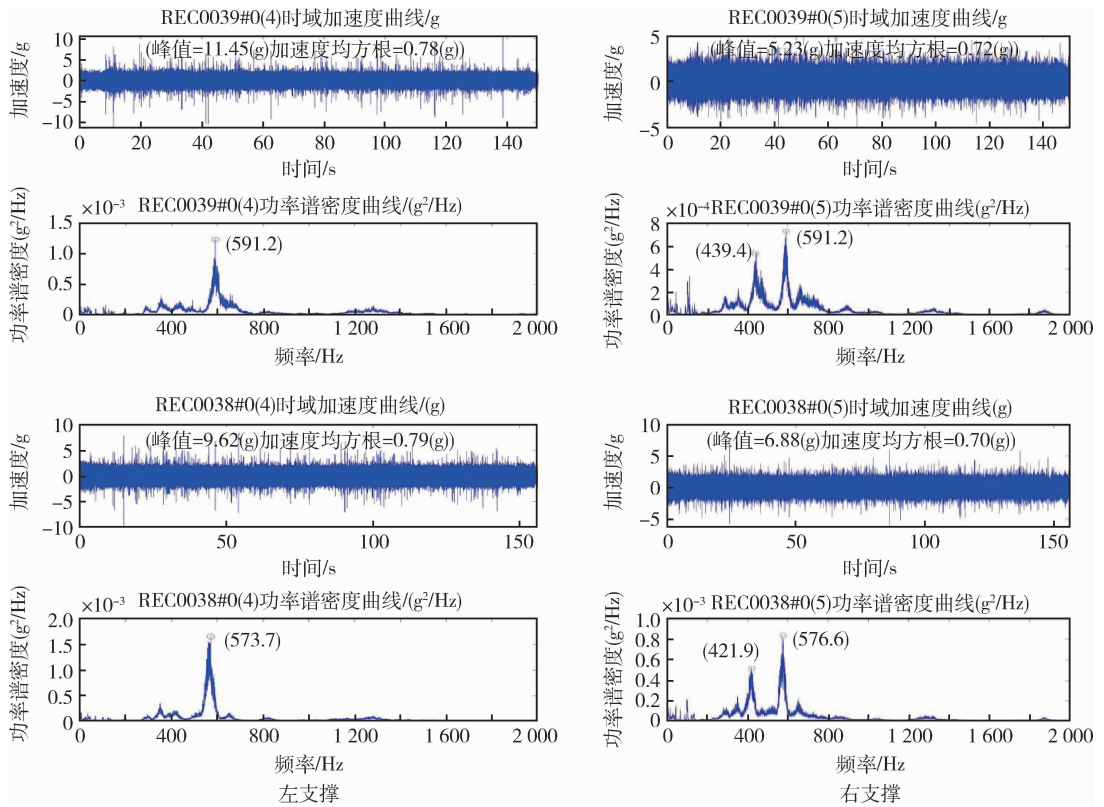


图1 比利时路 10km/h 加速度曲线图

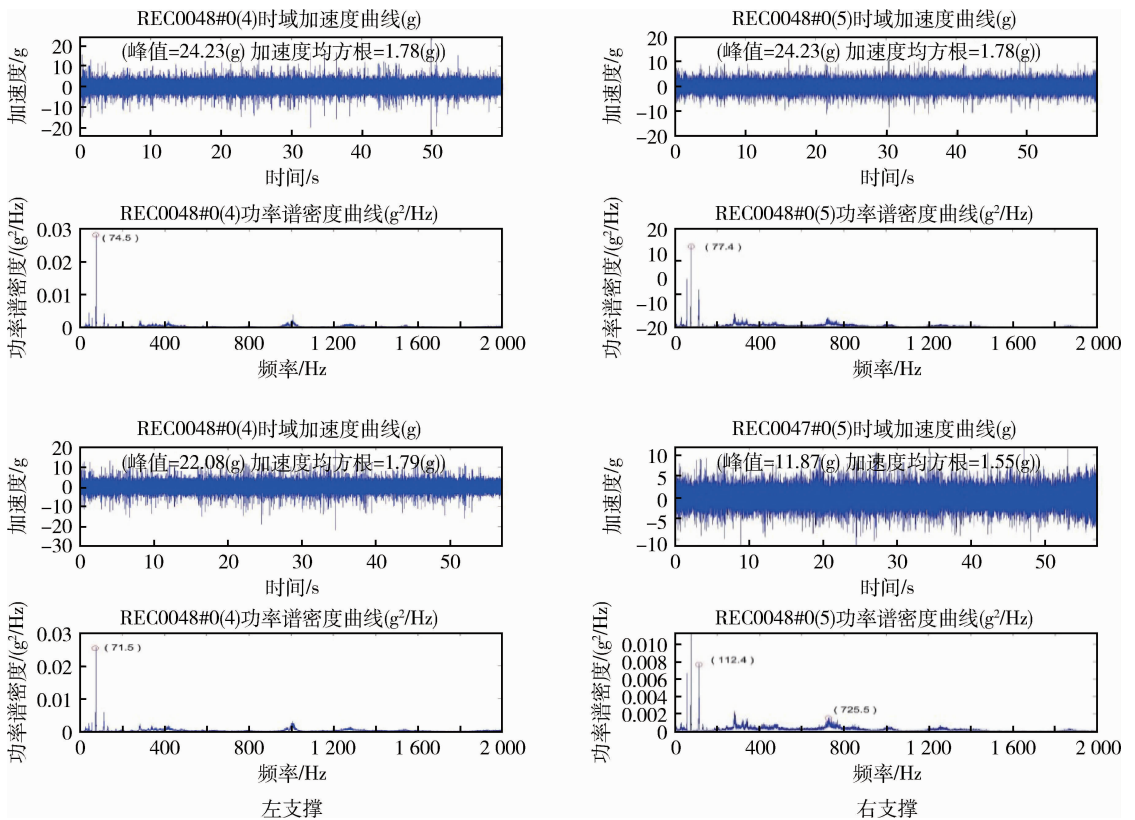


图2 比利时路 25km/h 加速度曲线图

分析比利时路左右支撑的振动数据，如表 1，车速 25km/h 比车速 10km/h 的振动加速度要大，

左侧支撑比右侧支撑振动加速度大。

表 1 比利时路行驶振动有效值 (g)

速度 km/h	试验号	左支撑		右支撑	
		Z		Z	
		峰值	有效值	峰值	有效值
10	ht81	11.48	0.78	5.23	0.72
	ht80	9.62	0.79	6.88	0.70
	均值	10.55	0.785	6.055	0.71
25	ht90	24.25	1.78	16.42	1.49
	ht89	22.08	1.79	11.87	1.55
	均值	23.165	1.785	14.145	1.52

3 起伏土路振动加速度曲线图

特种车辆起伏土路行驶速度大约为 20 ~ 45 km/h，测试该工况下低速 20 km/h 和高速 45 km/h 两种状态下左右支撑垂直振动情况。

分析起伏土路左右支撑的振动数据，如表 2，车速 45km/h 比车速 20km/h 的振动加速度要大，左侧支撑比右侧支撑振动加速度大。

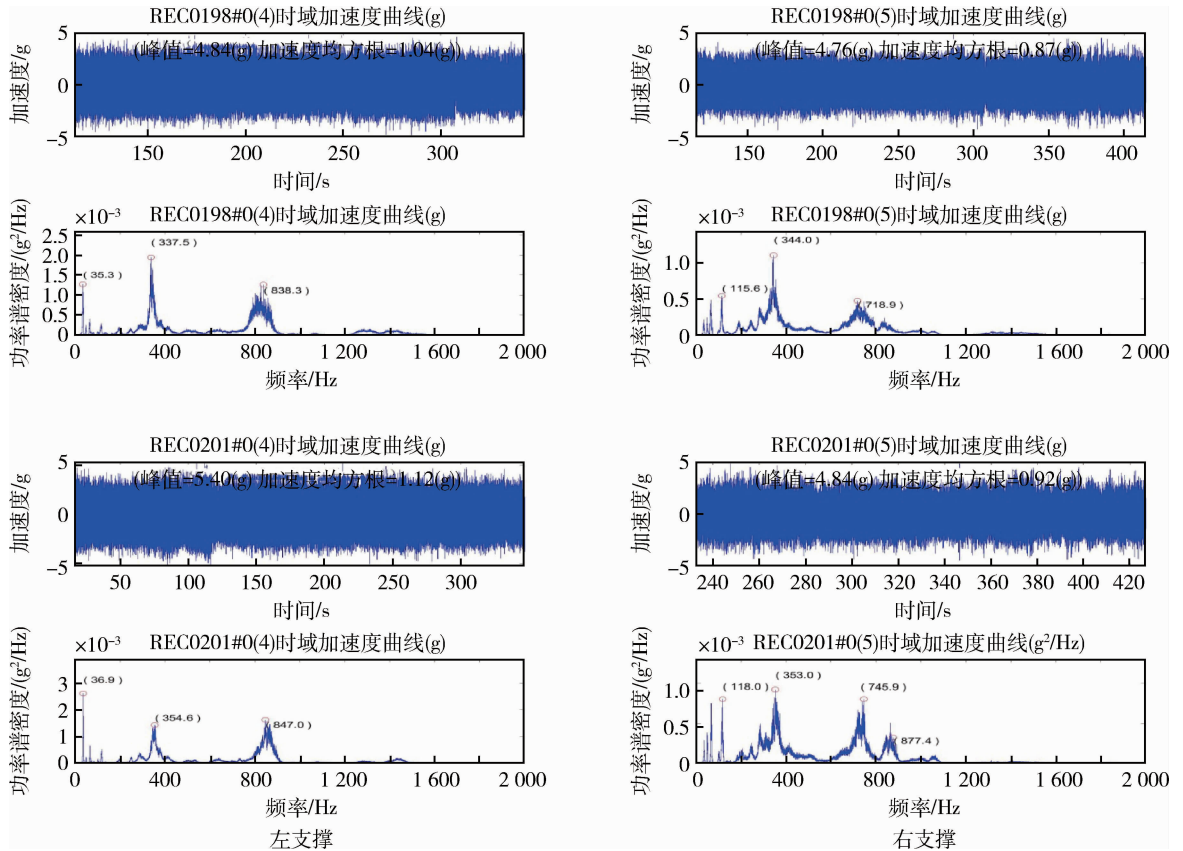
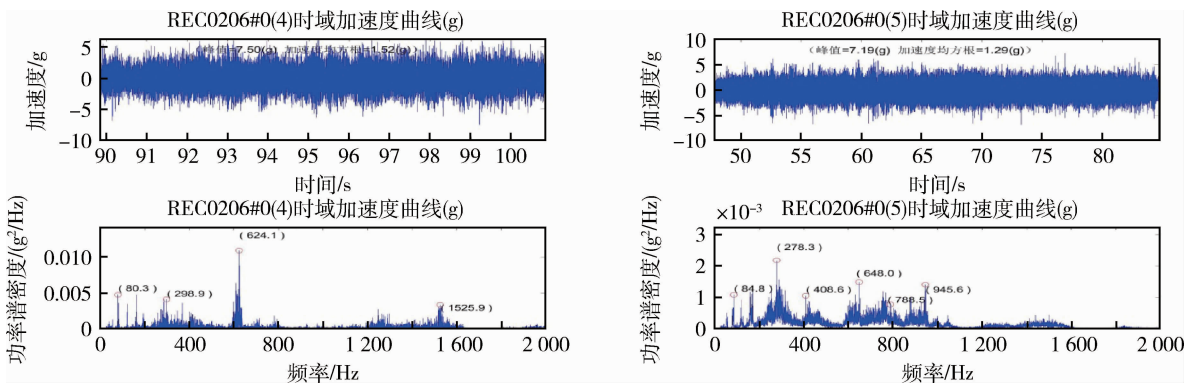


图 3 起伏路 20km/h 加速度曲线图



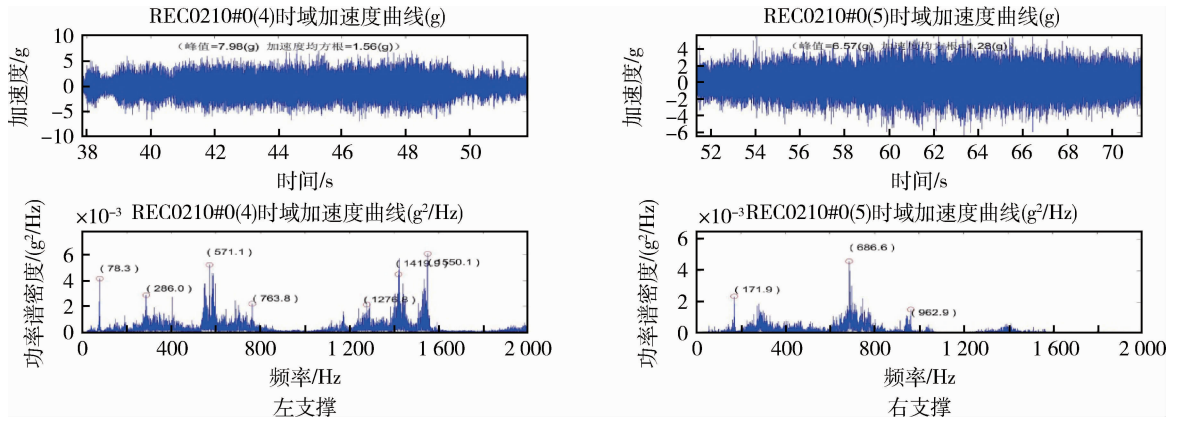


图4 起伏路45km/h加速度曲线图

表2 起伏土路行驶振动有效值 (g)

速度 km/h	试验号	左支撑		右支撑	
		峰值	有效值	峰值	有效值
20	ht176	4.84	1.04	4.76	0.87
	ht115	5.40	1.12	4.84	0.92
	均值	5.12	1.08	4.8	0.895
	ht120	7.50	1.52	7.19	1.29
45	ht124	7.98	1.56	6.57	1.28
	均值	7.74	1.54	6.88	1.285

4 搓板路振动加速度曲线图

特种车辆搓板路行驶均为低速行驶，行驶速度大约为 10 ~ 15 km/h，测试该工况下 10 km/h 和 15 km/h 两种状态下左右支撑垂直振动情况。

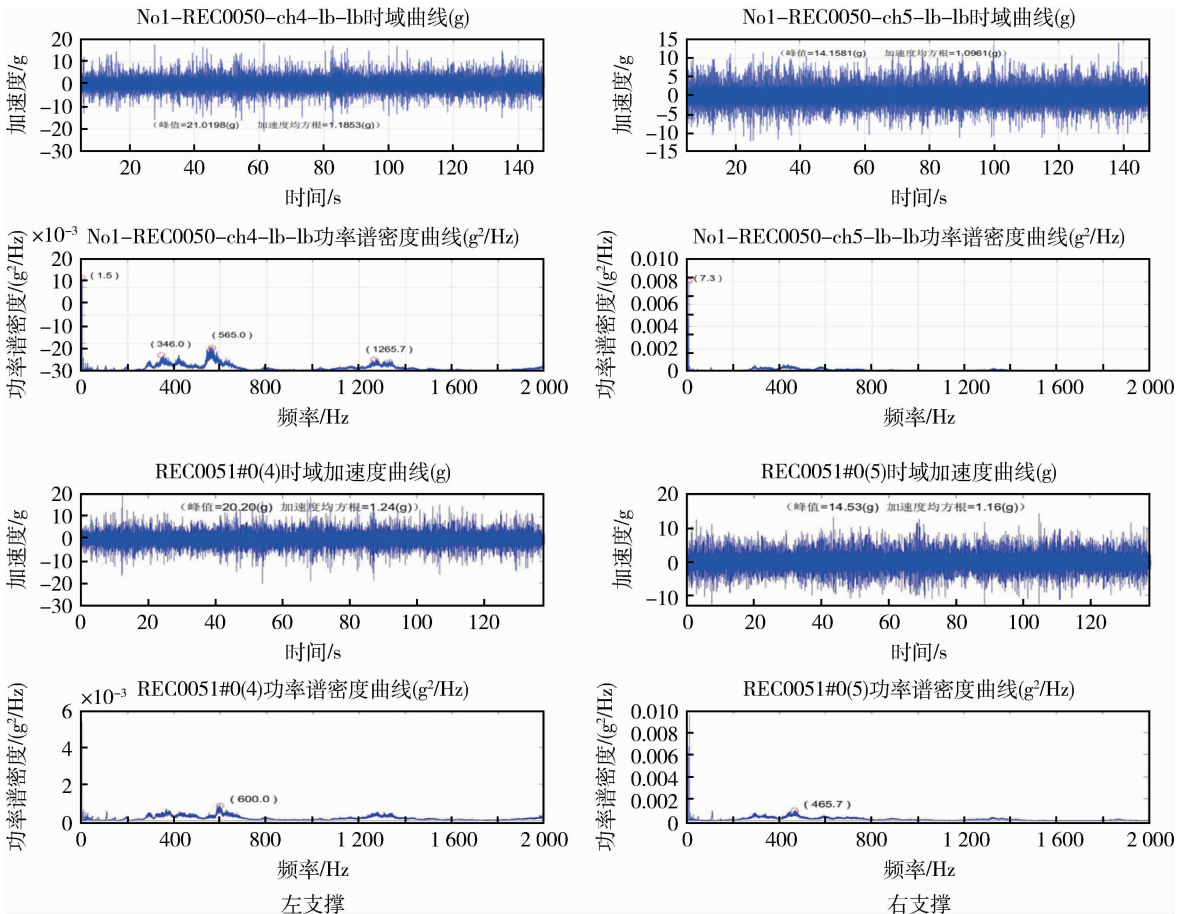


图5 搓板路10km/h加速度曲线图

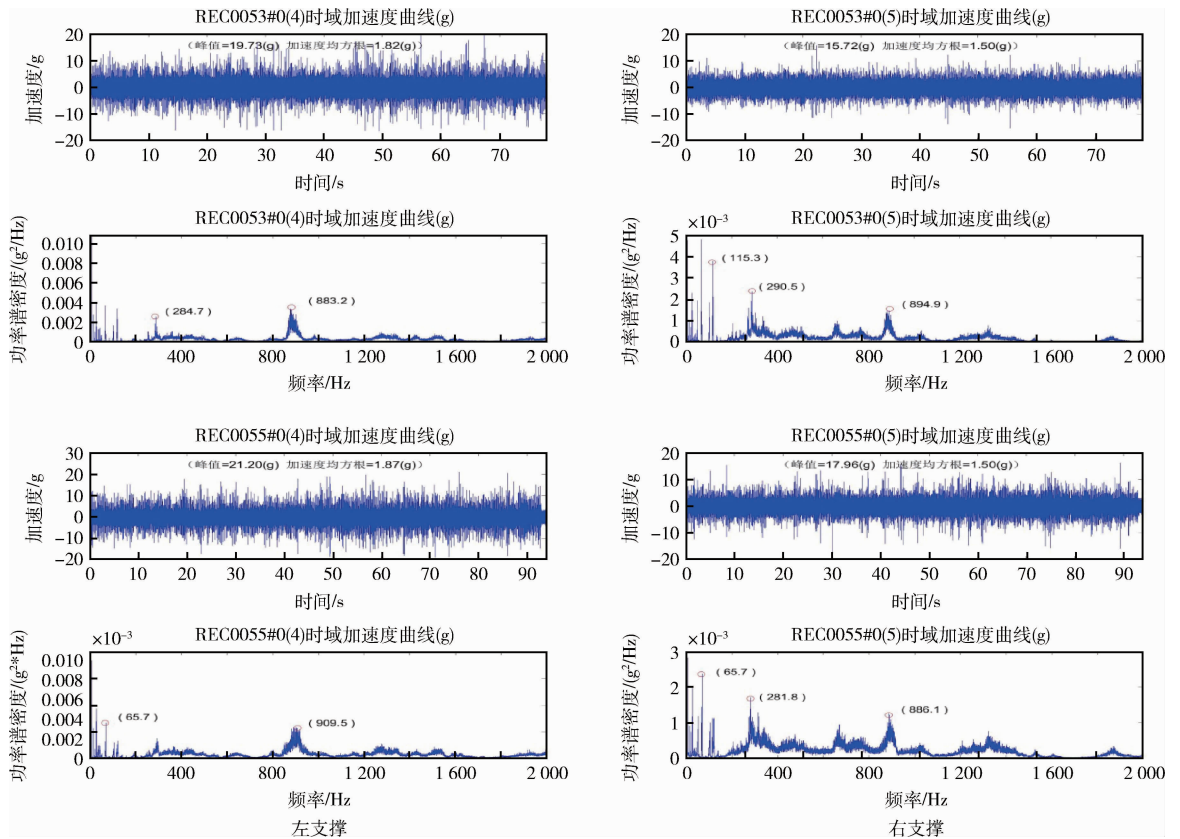


图 6 搓板路 15 km/h 加速度曲线图

分析搓板路左右支撑的振动数据，如表 3，车速 15 km/h 比车速 10 km/h 的振动加速度要大，左侧支撑比右侧支撑振动加速度大。

表 3 搓板路行驶振动有效值 (g)

速度 km/h	试验号	左支撑		右支撑	
		峰值	有效值	峰值	有效值
10	ht92	20.20	1.24	14.53	1.16
	ht95	21.02	1.19	14.16	1.10
	均值	20.61	1.215	14.345	1.13
15	ht96	19.73	1.82	15.72	1.50
	ht97	21.20	1.87	17.96	1.50
	均值	20.465	1.845	16.84	1.5

分析碎石路左右支撑的振动数据，如表 4，车速 30 km/h 比车速 20 km/h 的振动加速度要大，左侧支撑比右侧支撑振动加速度大。

表 4 碎石路行驶振动有效值 (g)

速度 km/h	试验号	左支撑		右支撑	
		峰值	有效值	峰值	有效值
20	ht138	7.07	1.07	7.09	0.91
	ht139	6.47	1.21	5.87	1.06
	均值	6.77	1.14	6.48	0.985
30	ht144	8.22	1.40	6.79	1.25
	ht145	6.78	1.35	6.93	1.16
	均值	7.5	1.375	6.86	1.205

5 碎石路振动加速度曲线图

特种车辆碎石路行驶速度大约为 20 ~ 30 km/h，测试该工况下 20 km/h 和 30 km/h 两种状态下左右支撑垂直振动情况。

6 铺面路测试振动加速度曲线图

特种车辆铺面路行驶速度大约为 20 ~ 50 km/h，测试该工况下低速 20 km/h 和高速 50 km/h 两种状态下左右支撑垂直振动情况。

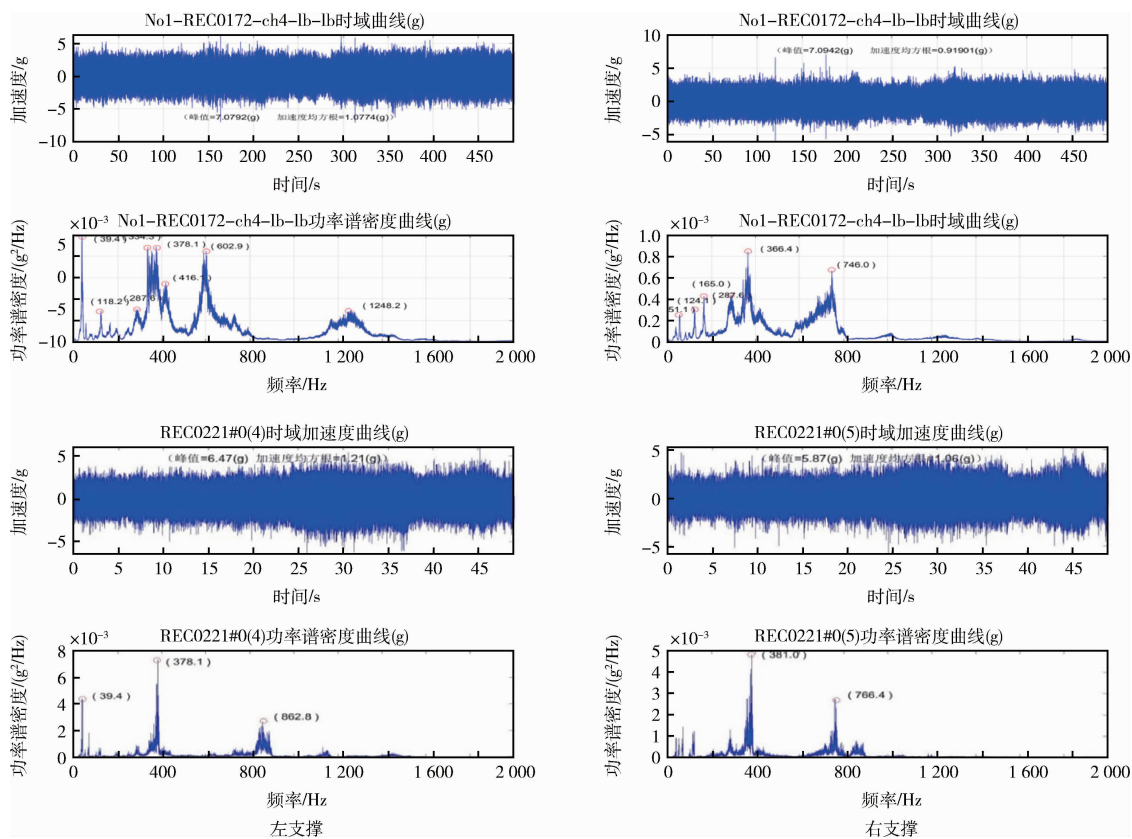


图7 碎石路 20km/h 加速度曲线图

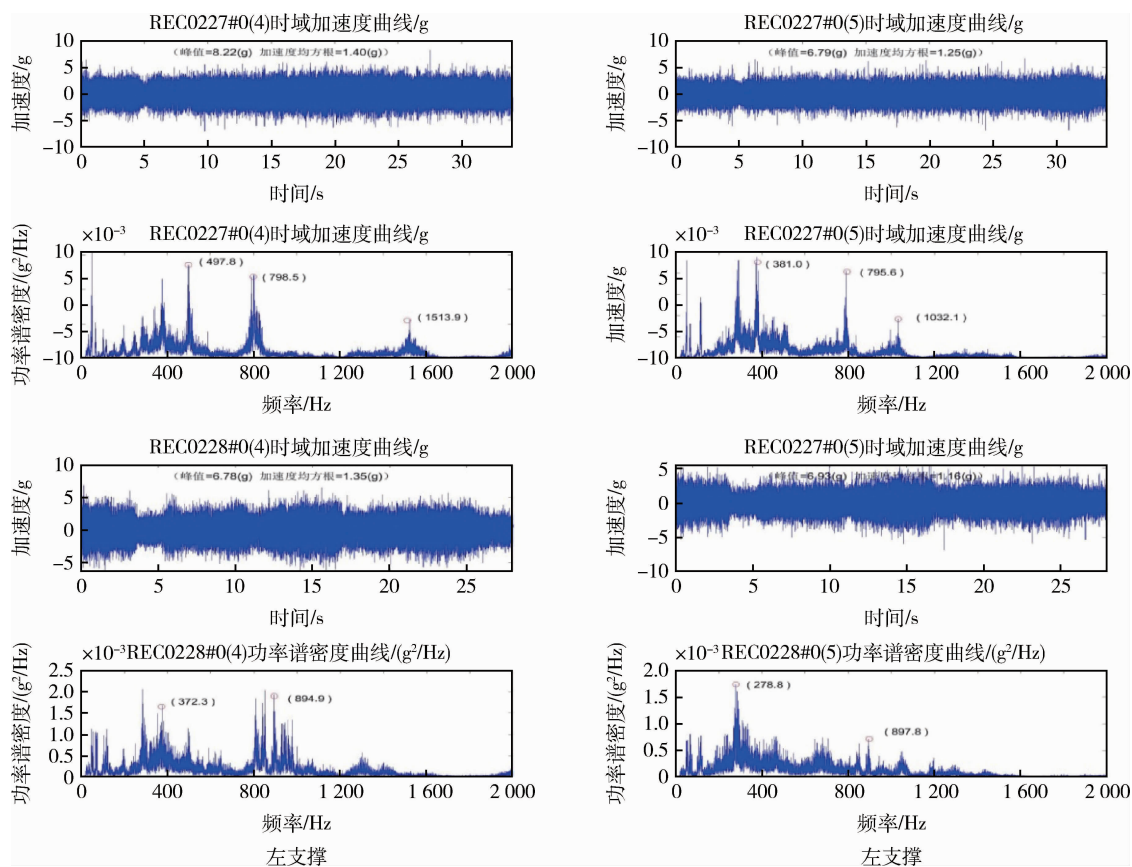


图8 碎石路 30km/h 加速度曲线图

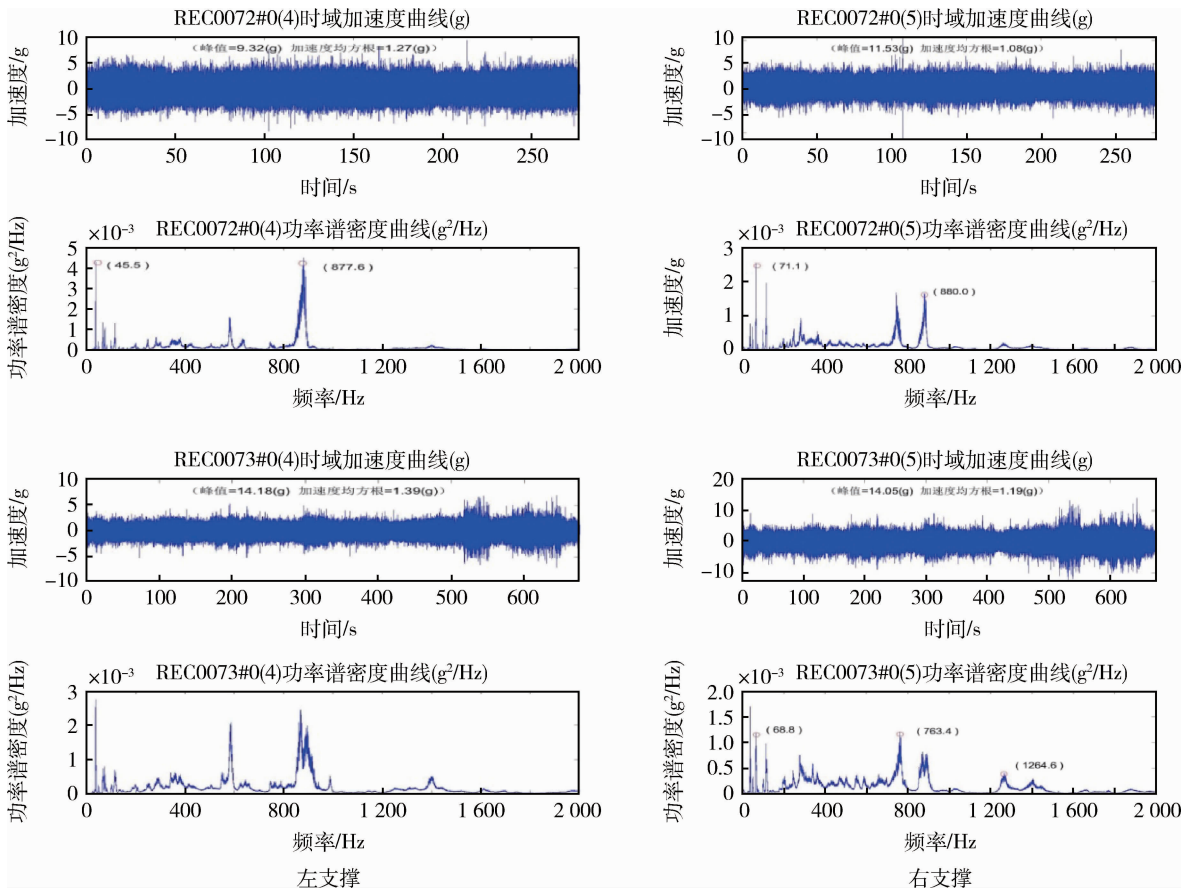


图 9 铺面路 20km/h 加速度曲线图

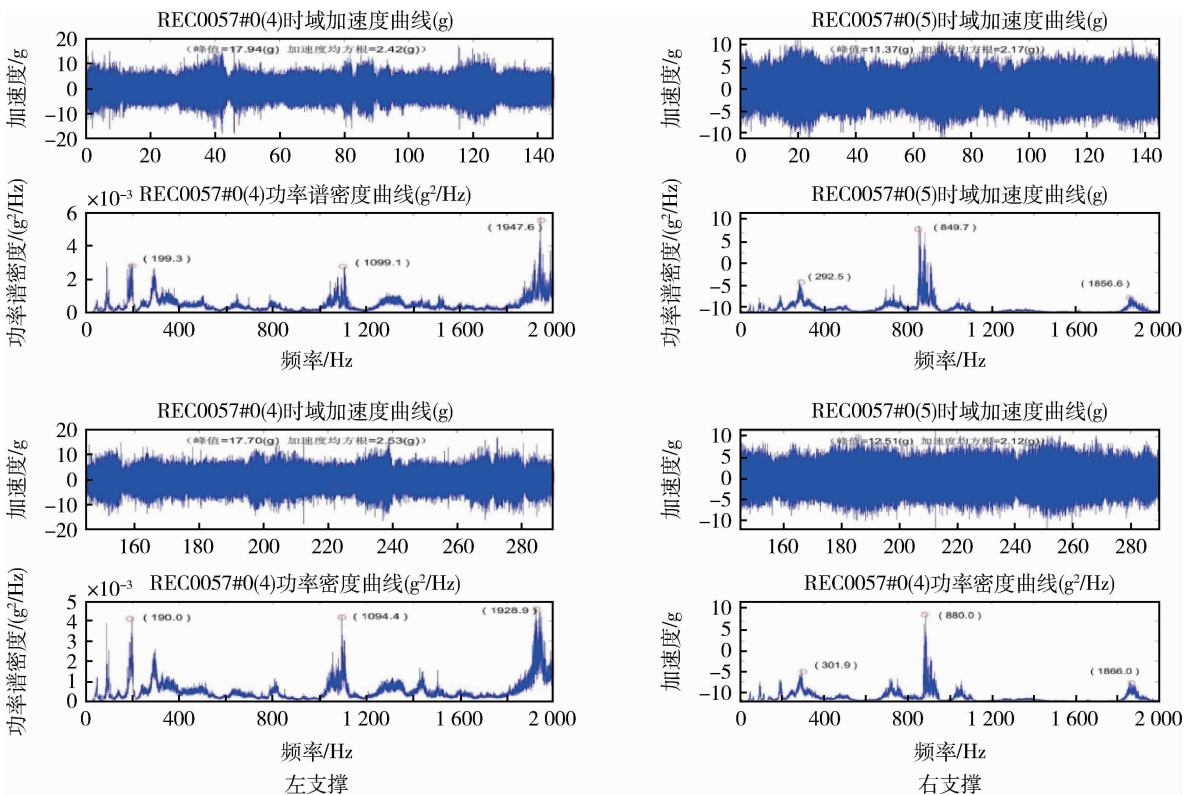


图 10 铺面路 50km/h 加速度曲线图

分析铺面路左右支撑的振动数据，如表 5，车速 50 km/h 比车速 20 km/h 的振动加速度要大，左侧支撑比右侧支撑振动加速度大。

表 5 铺面路行驶振动有效值 (g)

速度/ (km · h ⁻¹)	试验号	左支撑		右支撑	
		峰值	有效值	峰值	有效值
20	t124	9.32	1.27	11.53	1.08
	ht125	14.18	1.39	14.05	1.19
	均值	11.75	1.33	12.79	1.135
50	ht99	17.94	2.42	11.37	2.17
	ht99	17.70	2.53	12.51	2.12
	均值	17.82	2.475	11.94	2.145

速为 25 km/h 时左支撑的振动值最大。

表 6 几种路面典型车速的行驶振动有效值 (g)

路况	速度/ (km · h ⁻¹)		左支撑		右支撑	
			Z		Z	
			峰值	有效值	峰值	有效值
比利时路	10	均值	10.55	0.785	6.055	0.71
	25	均值	23.165	1.785	14.145	1.52
起伏土路	20	均值	5.12	1.08	4.8	0.895
	45	均值	7.74	1.54	6.88	1.285
搓板路	10	均值	20.61	1.215	14.345	1.13
	15	均值	20.465	1.845	16.84	1.5
碎石路	20	均值	6.77	1.14	6.48	0.985
	30	均值	7.5	1.375	6.86	1.205
铺面路	20	均值	11.75	1.33	12.79	1.135
	50	均值	17.82	2.475	11.94	2.145

7 结 论

从比利时路、起伏土路、搓板路、碎石路、铺面路几种路况下的典型车速下的陆上行驶试验所获取的综合传动左右支撑垂直振动数据，如表 6，可以看出：各路面车速高的振动值越大，比利时路行驶振动值最大，其次是搓板路，其中以比利时路车

通过开展典型路面、典型车速下综合传动左右支撑垂直振动试验研究，为综合传动输出端左右弹性元件的设计提供基础数据，对进一步开展综合传动输出端左右弹性元件的研究具有很大的意义。

文章编号: 1009-4687(2024)01-0037-04

装甲车辆悬挂系统刚度阻尼快速匹配研究

唐志勇, 杨旭, 雷旭东, 冯洁, 陈留

(重庆铁马工业集团有限公司, 重庆 400050)

摘要: 目前国内对于轮式装甲车悬挂系统刚度和阻尼的匹配研究主要通过经验法和试验法, 该方法费时费力, 拉长了装甲车辆的研制周期。为了提高车辆平顺性, 缩减研发时间, 本文基于单轮二自由度行驶振动模型, 分析了悬挂刚度和阻尼对车身加速度响应影响, 推导了加速度、悬挂动挠度和车轮动载荷均方根值的一般计算公式, 建立了基于行驶安全性和舒适性的悬挂系统最佳阻尼比数学模型, 完成了某型装甲车悬挂系统阻尼比设计。结果表明该方法可以快速准确的完成悬挂系统刚度阻尼匹配设计, 缩短了车辆设计研发时间。

关键词: 悬挂系统; 幅频特性; 刚度阻尼; 舒适性; 安全性

中图分类号: U463.3

文献标识码: A

Research on Fast Matching of Rigidity and Damping of Armored Vehicle Suspension System

TANG Zhiyong, YANG Xu, LEI Xudong, FENG Jie, CHEN Liu
(Chongqing Tiema Industrial Group Co., Ltd., Chongqing 400050, China)

Abstract: Currently, research on the matching of stiffness and damping in the suspension system of wheeled armored vehicles in China mainly relies on empirical and experimental methods. This method is time-consuming and labor-intensive, which prolongs the development cycle of armored vehicles. In order to improve vehicle smoothness and reduce development time, this paper analyzes the influence of suspension stiffness and damping on vehicle acceleration response based on a single wheel two degree of freedom driving vibration model. The general calculation formulas for acceleration, suspension dynamic deflection, and root mean square value of wheel dynamic load are derived. A mathematical model for the optimal damping ratio of the suspension system based on driving safety and comfort is established, and the damping ratio design of a certain type of armored vehicle suspension system is completed. The results indicate that this method can quickly and accurately complete the matching design of suspension system stiffness and damping, reducing the time for vehicle design and development.

Key words: suspension system; amplitude frequency characteristics; stiffness damping; comfort; security

悬挂系统是装甲车辆极为重要的一部分, 通过弹簧与阻尼器来缓解路面不平对车身造成的冲击、衰减车身振动^[1-2]。悬挂系统的减振性能会直接影响到车辆的行驶平顺性及乘坐舒适性, 其设计的是否合理直接影响装甲车辆性能的好坏^[3-5]。目前国内对于装甲车平顺性的研究主要通过试验方法, 即

在一辆新车型进行试制完成时, 对样车进行各种工况、路况的路试, 通过专业人士对其进行主观评价, 再进行刚度阻尼的匹配调教, 该方法费时费力, 拉长了装甲车辆的研制周期^[6-7]。

本文基于单轮二自由度模型, 推导了加速度、悬挂动挠度和车轮动载荷均方根值的一般计算公

式，依据平顺性评价指标进行了悬挂系统刚度和阻尼的优化匹配，得出相应的匹配设计方法，提高了车辆平顺性，缩减了研发时间。

1 行驶振动模型及频响函数

建立了装甲车辆单轮二自由度模型，如图 1 所示。其中， m_1 为簧下质量， m_2 为簧上质量， K 为弹簧刚度， C 为减振器阻尼系数， K_t 为轮胎刚度， q 为路面不平度输入， Z_1 、 Z_2 分别是车轮与车身垂直位移。

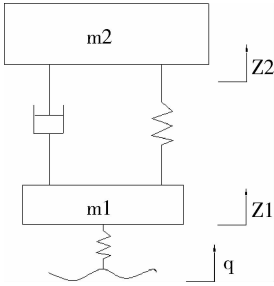


图 1 单轮二自由度模型

系统的微分方程可以表示为

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z}_2 + C(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + K(z_2 - z_1) = 0 \\ m_1 \ddot{z}_1 + C(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + K(z_1 - z_2) + K_t(z_1 - q) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

对式 (1) 进行拉普拉斯变换，得

$$\begin{cases} m_2 z_2 s^2 + C(z_2 - z_1)s + K(z_2 - z_1) = 0 \\ m_1 z_1 s^2 + C(z_1 - z_2)s + K(z_1 - z_2) + K_t(z_1 - q) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

对式 (2) 整理变形可得

$$\frac{z_1}{q} = \frac{K_t(m_2 s^2 + Cs + K)}{(m_1 s^2 + Cs + K + K_t)(m_2 s^2 + Cs + K) - (Cs + K)^2} \quad (3)$$

$$\frac{z_2}{q} = \frac{K_t(m_2 s^2 + Cs + K)^2}{(m_1 s^2 + Cs + K + K_t)(m_2 s^2 + Cs + K)(Cs + K) - (Cs + K)^3} \quad (4)$$

为了使讨论的物理意义更加明确，引入下面辅助变量：

刚度比 $r = \frac{K_t}{K}$ ；质量比 $u = \frac{m_2}{m_1}$ ；固有圆频率

$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{m_2}}$ ；频率比 $\lambda = \frac{\omega}{\omega_0}$ ；阻尼比 $\zeta =$

$\frac{C}{2\sqrt{K m_2}}$ ；令 $s = j\omega$ ，代入式 (3) 和 (4)，可得到 z_1 、 z_2 分别对路面激励 q 的频响函数为

$$H(j\omega)_{z_1 \sim q} = \frac{r(1 - \lambda^2 + 2\zeta\lambda j)}{(1 - \lambda^2)(1 + r - \frac{\lambda^2}{u}) - 1 + [r - \frac{(1 + u)\lambda^2}{u}]2\zeta\lambda j} \quad (5)$$

$$H(j\omega)_{z_2 \sim q} = \frac{r(1 + 2\zeta\lambda j)}{(1 - \lambda^2)(1 + r - \frac{\lambda^2}{u}) - 1 + [r - \frac{(1 + u)\lambda^2}{u}]2\zeta\lambda j} \quad (6)$$

车身加速度 \ddot{z}_2 对路面位移激励 q 的幅频特性为

$$|H(j\omega)_{\ddot{z}_2 \sim q}| = \omega \left| \frac{z_2}{q} \right| \quad (7)$$

图 2 为同一刚度情况下，不同阻尼系数时车身加速度对路面位移激励 q 的幅频特性曲线，从图中可以看出随着阻尼的增大，幅频特性曲线的共振峰急剧减小，增大阻尼可以有效衰减共振，而在高频区减小阻尼才会减小振动。

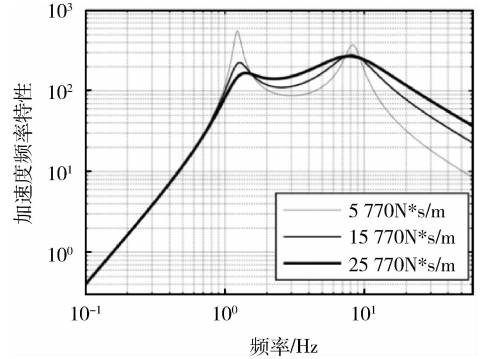


图 2 不同阻尼时加速度响应对位移输入幅频特性曲线

图 3 为同一刚度情况下，不同阻尼系数时车身加速度对路面位移激励 q 的幅频特性曲线，在低频共振区，刚度越小，加速度响应越小，在高频区，增大刚度可以衰减振动。

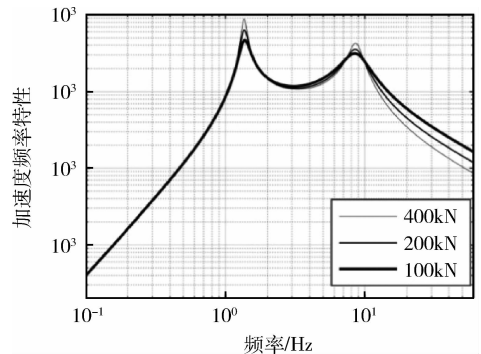


图 3 不同刚度时加速度响应对位移输入幅频特性曲线

2 刚度和阻尼优化匹配

当装甲车辆在不同等级路面行驶时, 把路面谱输入视为白噪声输入, 路面位移功率谱密度为

$$G_q(\omega) = 4\pi^2 G_q(n_0) n_0^2 v. \quad (8)$$

根据随机振动理论^[8], 响应均方根值为

$$H(j\omega)_{z_2} = \frac{-\omega^2 \omega_0^3 2\zeta + \omega j r u \omega_0^4}{\omega^4 - \omega^3 \omega_0 (1+u) 2\zeta j - \omega^2 \omega_0^2 (1+u+ru) + \omega \omega_0^3 2ru\zeta j + \omega_0^4 ru}. \quad (11)$$

根据参考文献可知, 当频响函数具有以下形式时

$$H(j\omega) = \frac{-j\omega^3 B_3 - \omega^2 B_2 + j\omega B_1 + B_0}{\omega^4 A_4 - j\omega^3 A_3 - \omega^2 A_2 + j\omega A_1 + A_0}. \quad (12)$$

下述积分公式可以写为

$$\int_{-\infty}^{+\infty} |H(j\omega)|^2 d\omega = \pi \left[\frac{A_0 B_3^2 (A_0 A_3 - A_1 A_2) + A_0 A_1 A_4 (2 B_1 B_3 - B_2^2)}{A_0 A_4 (A_0 A_3^2 + A_1^2 A_4 - A_1 A_2 A_3)} + \frac{A_0 A_3 A_4 (B_1^2 - 2 B_0 B_2) - A_4 B_0^2 (A_1 A_4 - A_2 A_3)}{A_0 A_4 (A_0 A_3^2 + A_1^2 A_4 - A_1 A_2 A_3)} \right]. \quad (13)$$

由式(10)~(13)可得车身垂直加速度均方根值为

$$\sigma_{z_2} = \sqrt{\pi^2 G_q(n_0) n_0^2 v \frac{\omega_0^3 (1+u+4ur\zeta^2)}{2\zeta u}}. \quad (14)$$

根据式(6)~(9), 车身加速度 \ddot{z}_2 对路面位移激励 q 响应均方根值为

$$\sigma_{z_2} = \sqrt{\pi G_q(n_0) n_0^2 v \int_{-\infty}^{+\infty} |H(j\omega)|_{z_2}^2 d\omega}, \quad (10)$$

其中,

根据式(6)~(9), 车身动挠度 f_d 对路面位移激励 q 响应均方根值为

$$\sigma_{f_d} = \sqrt{\pi G_q(n_0) n_0^2 v \int_{-\infty}^{+\infty} |H(j\omega)|_{f_d}^2 d\omega}, \quad (15)$$

其中,

$$H(j\omega)_{f_d} = \frac{ru \omega_0^2 \omega^2 j}{\omega^4 - \omega^3 \omega_0 (1+u) 2\zeta j - \omega^2 \omega_0^2 (1+u+ru) + \omega \omega_0^3 2ru\zeta j + \omega_0^4 ru}. \quad (16)$$

由式(12)、(13)、(15)和(16)可得悬挂动挠度均方根值为

$$\sigma_{f_d} = \sqrt{\pi^2 G_q(n_0) n_0^2 v \frac{1+u}{2\zeta \omega_0 u}}. \quad (17)$$

车轮动载荷 F_d 对路面位移激励 q 响应均方根

$$H(j\omega)_{F_d} = K_r \frac{\omega^3 j + \omega^2 \omega_0 (1+u) 2\zeta - \omega j \omega_0^2 (1+u)}{\omega^4 - \omega^3 \omega_0 (1+u) 2\zeta j - \omega^2 \omega_0^2 (1+u+ru) + \omega \omega_0^3 2ru\zeta j + \omega_0^4 ru}. \quad (19)$$

由式(12)、(13)、(17)和(18)可得车轮动载荷均方根值为

$$\sigma_{F_d} = \sqrt{\pi^2 G_q(n_0) n_0^2 v \frac{ur(ur-2-2u)+4ur\zeta^2(1+u)^2}{2u^3 r^2 \omega_0 \zeta}}.$$

3 仿真验证

以车身加速度均方根值作为舒适性指标, 相对动载荷均方根值作为安全性指标、悬架动行程作为空间约束条件来对整车悬架系统进行优化和分析, 得出相应的匹配设计方法。

例如: 某轮式装甲车单轮簧下质量 $m_1 = 300$ kg, 簧上质量 $m_2 = 2\ 200$ kg, 悬挂刚度为 $k_2 = 300$ kN/m, 悬挂阻尼为 $c_2 = 256$ kN·s/m, 轮胎刚度为 $k_1 = 1\ 040$ kN/m。取 E 级路面, 车速为 40km, 根据式(14)可得车身加速度随阻尼比变化曲线, 如图 4 所示。

由上图 4 可知, 在 $\zeta_1 = 0.29$ 时车身加速度达到最小值。当 $\zeta < \zeta_1$, 随着阻尼比 ζ 的减小, 车身加速度迅速增加; 当阻尼比 $\zeta > \zeta_1$, 随着阻尼比 ζ 的增加, 车身加速度逐渐增加。

同理, 根据式(19)可得车轮动载荷随阻尼比变化曲线, 如图 5 所示

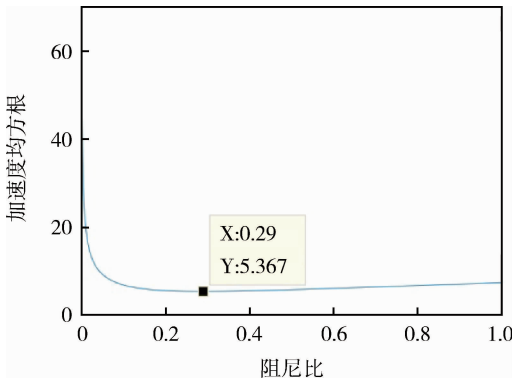


图4 加速度随阻尼比变化曲线

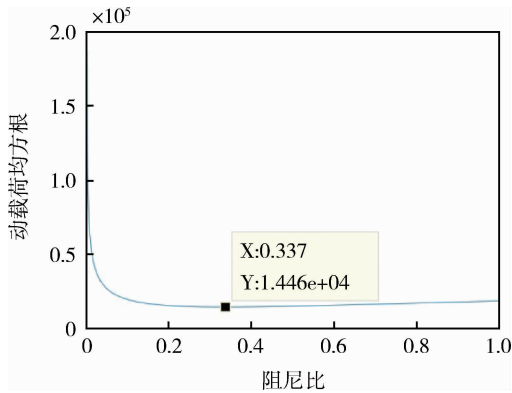


图5 车轮动载荷随阻尼比变化曲线

由上图5可知，在 $\zeta_2 = 0.337$ 时车轮动载荷达到最小值。当 $\zeta < \zeta_2$ ，随着阻尼比 ζ 的减小，车轮动载荷迅速增加；当阻尼比 $\zeta > \zeta_2$ ，随着阻尼比 ζ 的增加，车轮动载荷逐渐增加。

轮式装甲车确定阻尼比时，应更侧重于行驶安全性，基于优化理论中的黄金分割法，可得轮式装甲车阻尼比为

$$\zeta = \zeta_{min} + (\zeta_{max} - \zeta_{min})0.618 = 0.319$$

此时阻尼力为 $164 \text{ kN} \cdot \text{s}/\text{m}$ ，优化前后加速度和动载荷如图6和7所示，优化后加速度均方根由 $2.13 \text{ m}/\text{s}^2$ 变为 $1.82 \text{ m}/\text{s}^2$ ，降低了14.55%；动载荷均方根由 24.34 kN 变为 21.54 kN ，降低了11.5%，优化后悬挂综合性能得到提高。

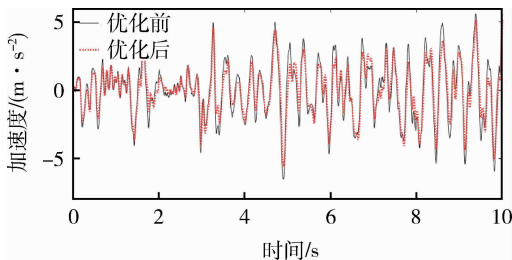


图6 优化前后加速度变化曲线

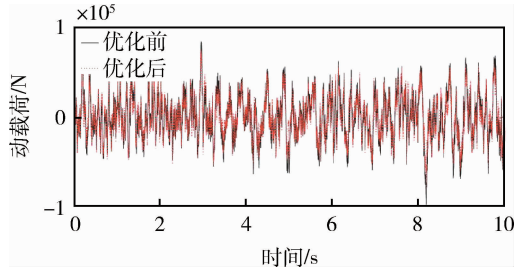


图7 优化前后动载荷变化曲线

4 结论

基于由单轮二自由度模型得到的悬挂评价指标一般计算公式，通过黄金分割法，可以根据设计需求得到轮式装甲车侧重行驶安全性或平顺性的最佳阻尼比。通过最佳阻尼比计算结果可以为轮式装甲车辆悬挂系统刚度与阻尼的匹配提供参考。

参考文献：

- [1] 周长城. 车辆悬架设计及理论 [M]. 北京：北京大学出版社，2011.
- [2] 余志生. 汽车理论 [M]. 北京：机械工业出版社，2009.
- [3] 周长城，周金宝，任传波，等. 汽车振动分析与测试 [M]. 北京：北京大学出版社，2010.
- [4] 吴志成，陈思忠，杨林，等. 越野车辆平顺性评价方法研究 [J]. 兵工学报，2007，28（11）：1393-1396.
- [5] 张振华，董明明. 2自由度车辆悬架线性模型最佳阻尼比的解析分析 [J]. 北京理工大学学报，2008，28（12）：1057-1059.
- [6] 杜翔，袁明，管西强，等. 轿车乘坐舒适性及悬架系统匹配与优化 [J]. 机械设计与制造，2007（11）：43-46.
- [7] 叶东. 车辆悬架系统及整车平顺性研究 [D]. 陕西：陕西科技大学，2017.
- [8] 靳晓雄，张立军，江浩. 汽车振动分析 [M]. 上海：同济大学出版社，2002.

文章编号: 1009-4687(2024)01-0041-08

轮式车辆的路谱疲劳寿命研究和应用

袁金平, 潘婷, 杨玉海

(北奔重型汽车集团有限公司, 包头 014030)

摘要: 轮式车辆面对复杂的自然环境时, 整车会受到不同载荷的作用, 这通常会引起部分零件疲劳强度失效, 影响轮式车辆的性能发挥, 这对现代轮式车辆的疲劳强度测试及分析提出了许多新的挑战。本文针对轮式车辆在行驶过程中道路载荷对悬架系统的影响进行分析, 研究建立一套从载荷谱采集、结构疲劳预测的零部件疲劳寿命测试分析方法, 为轮式车辆面对不同的应用场景提供切实可行疲劳分析思路和方法。

关键词: 道路谱; 悬架系统; 疲劳; 仿真

中图分类号: U463.3

文献标识码: A

Research and Application of Road Spectrum Fatigue Life for Wheeled Vehicles

YUAN Jinping, PAN Ting, YANG Yuhai

(Beiben Trucks Group Co., Ltd., Baotou 014030, China)

Abstract: When wheeled vehicles face complex natural environments, the entire vehicle is subjected to different loads, which usually causes fatigue strength failure of some parts and affects the performance of wheeled vehicles. This poses many new challenges for the fatigue strength testing and analysis of modern wheeled vehicles. This article analyzes the impact of road loads on the suspension system of wheeled vehicles during driving, and establishes a fatigue life testing and analysis method for components based on load spectrum collection and structural fatigue prediction, providing practical and feasible fatigue analysis ideas and methods for wheeled vehicles in different application scenarios.

Key words: road spectrum; suspension system; fatigue; simulation

在复杂多变的自然环境条件下, 如何保证轮式车辆在长途行驶或纵深穿插后的可靠性是一项重要课题。试验测试技术和有限元技术的发展为解决产品疲劳可靠性提供了一些思路。悬架系统在轮式车辆运行中起着重要的承载作用, 其可靠性影响车辆的生命周期和驾驶操纵性能。

本文针对某款轮式车辆悬架系统可靠性试验过程中发生的故障进行分析^[1]。通过道路谱采集、疲劳分析对问题进行疲劳分析, 并与试验结果进行对比。

1 道路谱载荷处理

1.1 道路与采集点选择

本文研究的轮式车辆可靠性试验地点为国内某试验场, 测试路面见表1, 部分测试路面照片见图1。针对悬架系统, 采集点一般集中在悬架、车轮及转向, 主要采集信号包括车轮六分力、车轮位移、减振器应变、转向拉杆应变、车桥轴头加速度等。

表 1 车辆测试路面

序号	典型路面	长度/m
1	颠簸路	160
2	跳动路	160
3	长波路	75
4	短波路	75
5	卵石路	305
6	扭曲路	60
7	鱼鳞坑	60
8	方坑	60
9	异型坑	125
10	搓板路	150
11	比利时路 (甲)	435
12	比利时路 (乙)	435
13	块石路	1600
14	越野路	700

1.2 道路载荷谱数据分析

1.2.1 数据预处理

对采集数据完整性、尖峰、错误等进行检查和处理,通过剪辑和编排消除趋势项、剔除奇异点.如图 1 所示为某次道路信号处理前(左侧)和处理后(右侧)对比.



图 1 部分测试路面照片

1.2.2 时域分析

进行道路谱载荷分析前,一般先对时域信号进行特征值统计计算,看看数据是否合理,特征值包括均值、最大值、最小值、均方根值和伪损伤值^[2],具体以某段典型路面车轮六分力的数据(见表 2)进行说明.

受轮式车辆自重影响,六分力信号中的垂向力 F_z 的均值一般为轮式车辆车轮载荷值,根据试验前车辆称重数据可对六分力采集信号进行简单的校核.基于上述分析,对表 2 中的数据进行合理性判断^[3].分析表 2 中第一次扭曲路数据,所有信号计算的均值与车轮载荷大致一致,这段数据是合理的;分析表 2 中第二次扭曲路数据,除第二前桥右侧垂向力外其余信号计算的均值与车轮载荷大致一致,第二前桥右侧垂向力计算均值为负数,这与实际不符,这段数据不合理.同时,通过分析两次扭曲路上的数据我们也发现,处于同一轴上的左右车轮如果均值的绝对值相差较大,那么他们的伪损伤值也会有量级上的差别.如表 2 中第二次扭曲路数据,第二前桥左侧垂向力均值的绝对值是右侧垂向力均值的绝对值的两倍,其左侧的伪损伤值是右侧伪损伤值的 10 倍以上.所以通常我们在查看通道数据的合理性时,也可以用伪损伤值进行合理性判断.

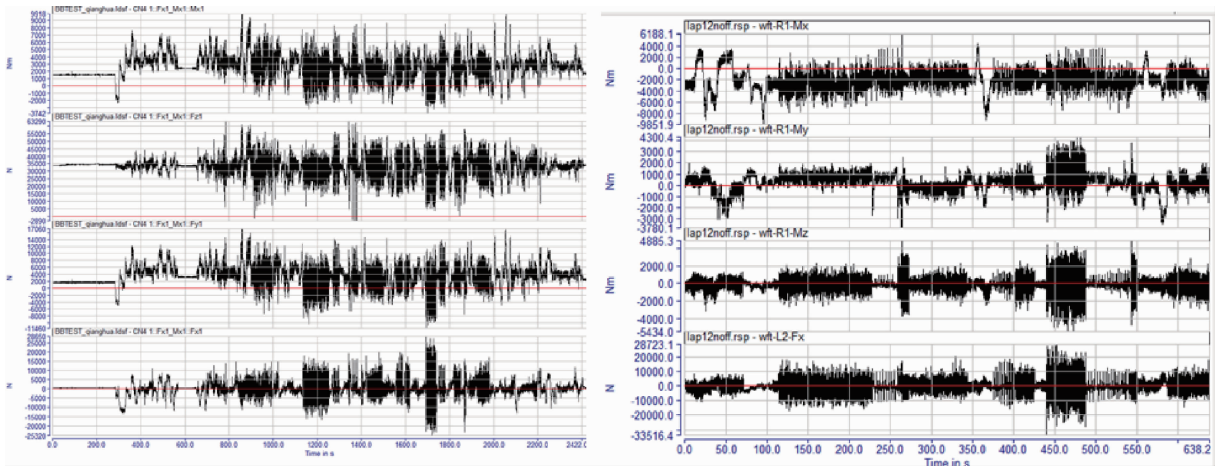


图 1 数据对比（左侧为处理前，右侧为处理后）

表 2 某典型路面六分力数据

序号	典型路面	通道名称	均值/N	伪损伤值
1	扭曲路（第一次）	wft-L1 - Fz	33 209.27	2.605E+00
2		wft-R1 - Fz	33 626.31	2.620E+00
3		wft-L2 - Fz	34 625.75	2.772E+01
4		wft-R2 - Fz	34 308.12	1.991E+01
5	扭曲路（第二次）	wft-L1 - Fz	32 364.67	4.237E+00
6		wft-R1 - Fz	33 355.29	4.236E+00
7		wft-L2 - Fz	35 103.74	4.423E+01
8		wft-R2 - Fz	-16 904	1.702E+00

对时域信号的分析有很多种方法，本文选用疲劳分析中常用的雨流法进行分析^[4]。为了较全面的了解道路载荷谱，研究复杂载荷中某些均值、幅值的分布和离散情况，以车轮六分力信号为例，图 2 给出了六分力 F_x 、 F_z 、 M_z 的雨流计数结果。

经过雨流计数后，我们得到了载荷的循环次数，通过对雨流图的分析 and 编辑，我们可以保留幅值较大的载荷，删除某些均值的载荷，以便提供疲

劳寿命估计。

1.2.3 频域分析

在频域分析中，常用的分析方法是功率谱密度 (PSD) 分析，它能从频域内提供信号的相关信息，是研究平稳随机过程的重要方法。以车轮六分力信号为例，图 3 为某车轮某路面六分力 F_z 信号的功率谱密度函数，发现除正常峰值外还有 8 Hz 和 25 Hz 两个峰值，需进一步分析。

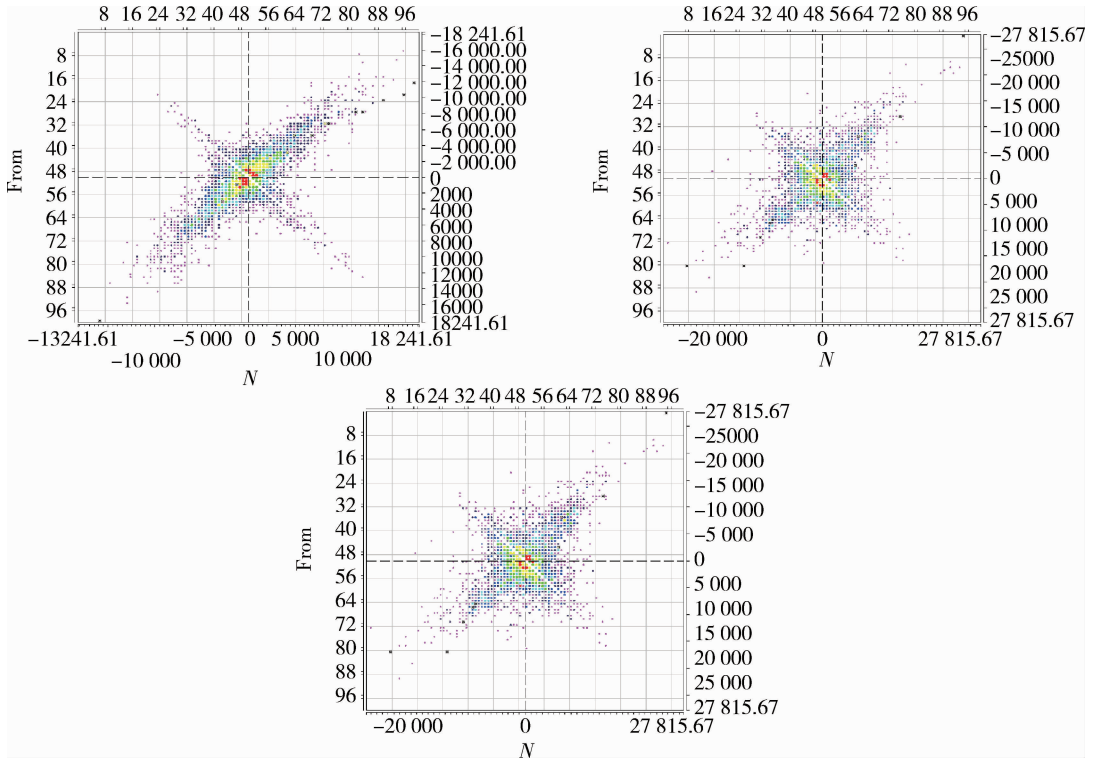


图2 雨流计数结果 (左 F_x 、中 F_z 、右 M_z)

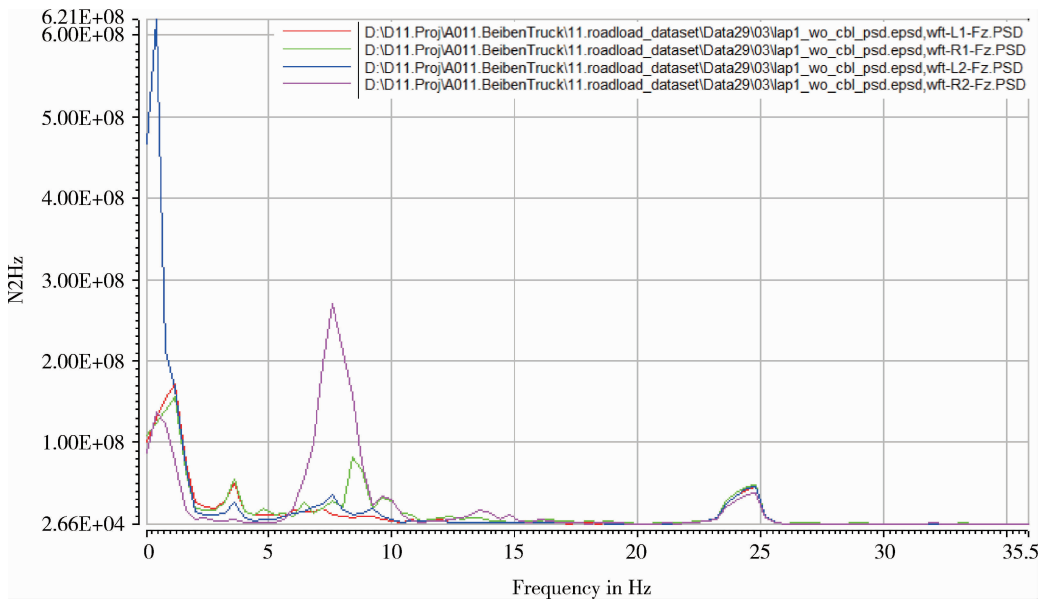


图3 六分力 F_z 的功率谱密度函数

25 Hz 处的峰值所有通道均存在，图 3 中的功率谱密度函数包含所有道路，由表 1 中的路面信息可知搓板路相对于其他路面而言，其路面激励频率较高，我们单独对搓板路的功率谱密度函数进行分

析如图 4 所示。通过对搓板路六分力 F_z 的功率谱密度函数分析，25 Hz 的峰值来自搓板路，且每个轮均存在，判断为正常情况。

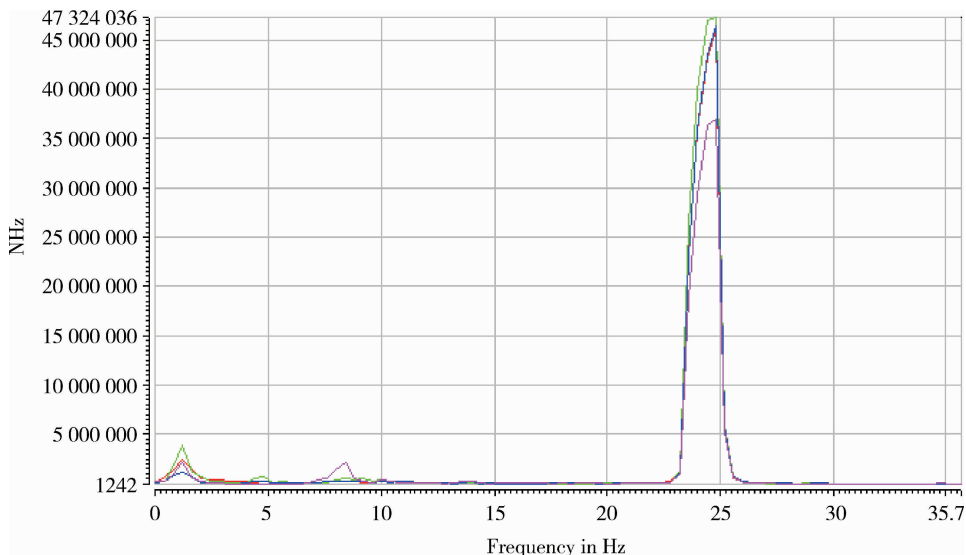
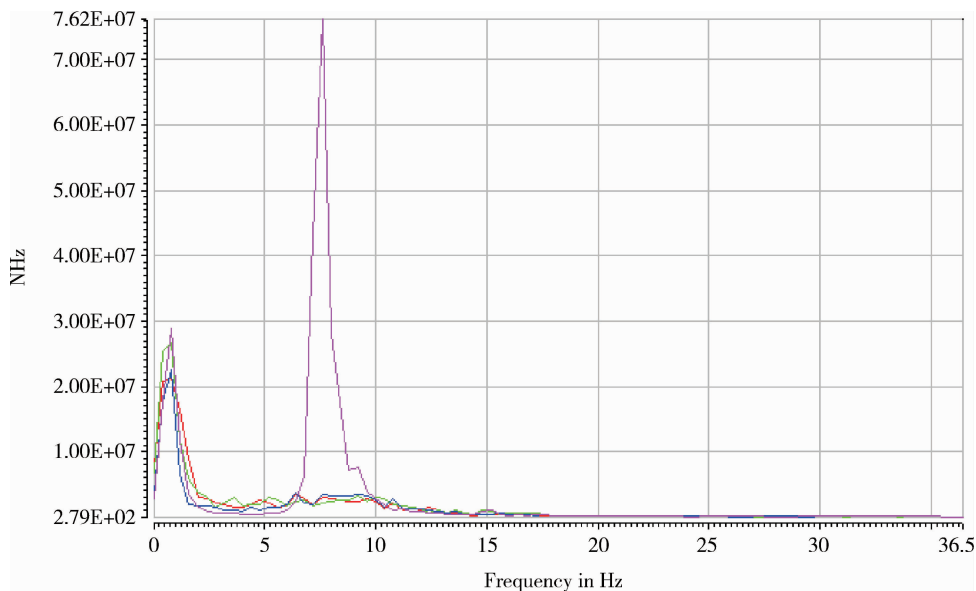
图 4 搓板路六分力 F_z 功率谱密度函数

图 3 中 8 Hz 处的峰值只有第二前桥右侧车轮存在，我们对第二前桥右侧车轮 F_z 进行单独分析，发现该 8 Hz 峰值在部分路段均有出现且只有该车

轮出现如图 5 所示，故第二前桥右侧车轮数据不能直接用于疲劳分析。

图 5 石块路车轮六分力信号 F_z 功率谱密度函数

通过上述频率分析，所有信号的 PSD 峰值均在 25 Hz 以内，所有载荷谱信号在所有路面下主要集中在 30 Hz 以内，所以在载荷谱滤波处理时可视具体情况选择 35 Hz 低通滤波。

1.2.4 路谱组合

根据各路段损伤值贡献量，选取石块路、颠簸路、卵石路等 10 种路面组合为 3.7 km 强化路，选取 0.7 km 越野路，作为单次试验路段，进行悬架疲劳损伤计算。

1.3 载荷分解

在 ADAMS/Car 中建立多体动力学模型，车架、驾驶室、炮塔、弹药箱等结构一质点代替，赋予其相应的质心位置、质量和绕 X、Y、Z 三轴的转动惯量。前后悬架建模中，关键的是各部件之间的连接关系以及油气弹簧刚度阻尼如图 6 所示。

为验证多体动力学建模的合理性，对 MBD 模型静平衡计算各桥的轴荷见表 3，样车与 MBD 模型的轴荷相差最大为一桥，差为 0.3t，误差可能来

源于所提供的油气弹簧预载荷，各个部件及载物的接受范围内。质量参数存在误差有关，最大误差率为 2.6%，可

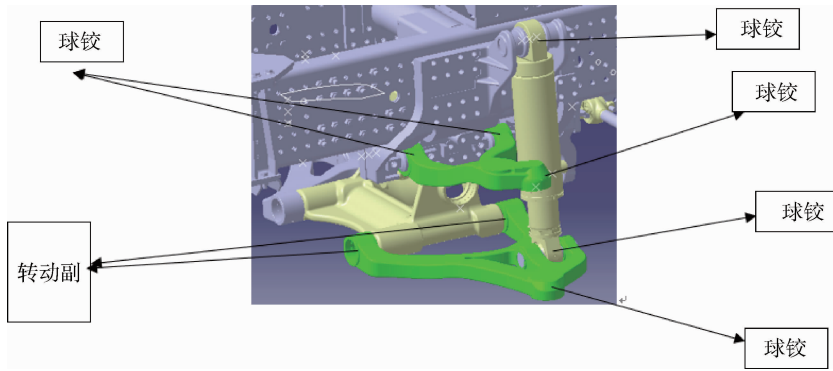


图 6 ASAMS 模型

表 3 样车与 MBD 模型轴荷对比

车型	一桥轴荷/t	二桥轴荷/t	三桥轴荷/t
样车 6 × 6	11.5	8.25	8.25
MBD 模型	11.8	8.17	8.14

将经过处理的轮心处六分力载荷导入到多体模型中，通过载荷分解，提取关键连接点处六分力载荷。

2 建立有限元模型

本文的研究对象是独立悬架系统，选取控制臂支架及关键传力的部件在 ANSA 软件中建立有限元模型，控制臂支架、油气簧支座、桥壳等铸件采用实体单元划分网格，辅助横梁等钣金件采用壳单元划分网格，单元尺寸分别为 6 ~ 8 mm、8 ~ 10 mm。为提高模型的精度，需要采用合理的单元来模拟特殊的位置。螺栓连接典型设置为被连接件之间建立接触组，螺栓端面与螺栓螺纹面分别与被连接件通过 RBE2 连接，如图 7 所示。

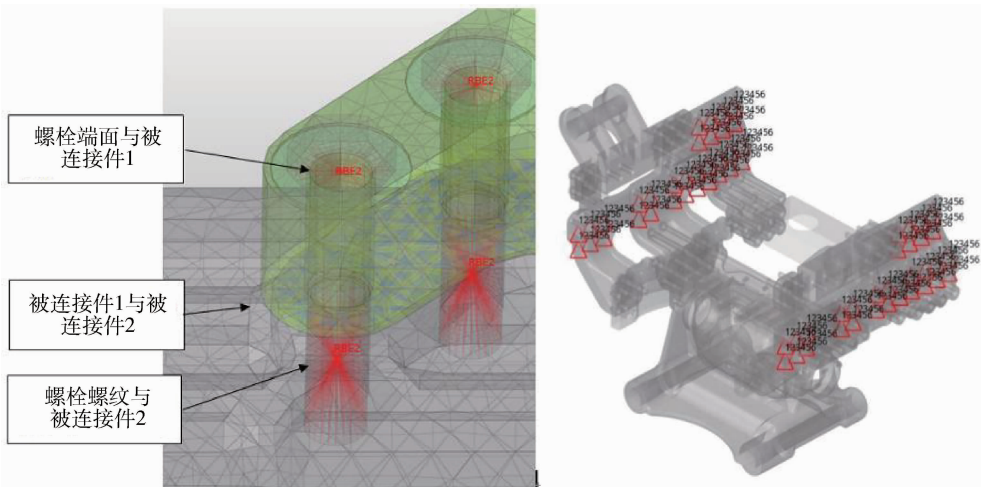


图 7 螺栓连接与控制臂支架示意图

进行悬架的疲劳分析时，需要单位载荷下的应力分析结果，将悬架与车架连接的螺栓孔位置施加固定约束。将轮心处的六分力载荷，传递至悬架系

统中的控制臂支架，需要通过关键连接点进行载荷传递，见表 4 和图 8。在这些位置施加单位力载荷，计算应力分析结果。

表 4 加载点说明

加载点序号	加载点位置
1	螺旋弹簧系统上端点
2	上控制臂支架前接点
3	上控制臂支架后接点
4	下控制臂支架前接点
5	下控制臂支架后接点

3 疲劳损伤计算

零部件加载道路载荷谱之后，支架的应力幅值分布云图和寿命云图如图 8 和图 9 所示。

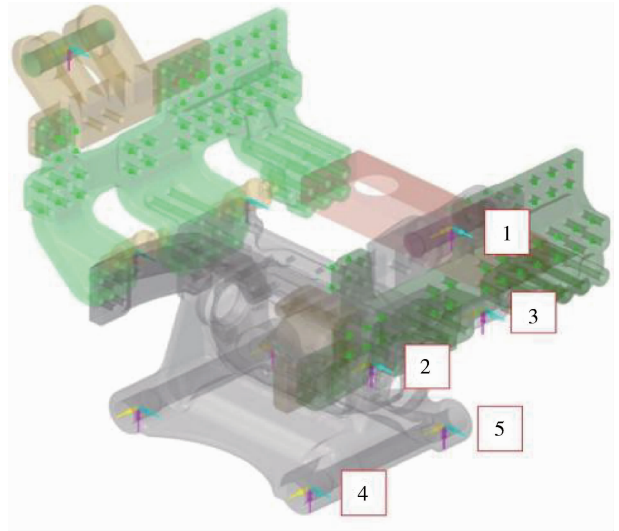


图 8 加载点示意图

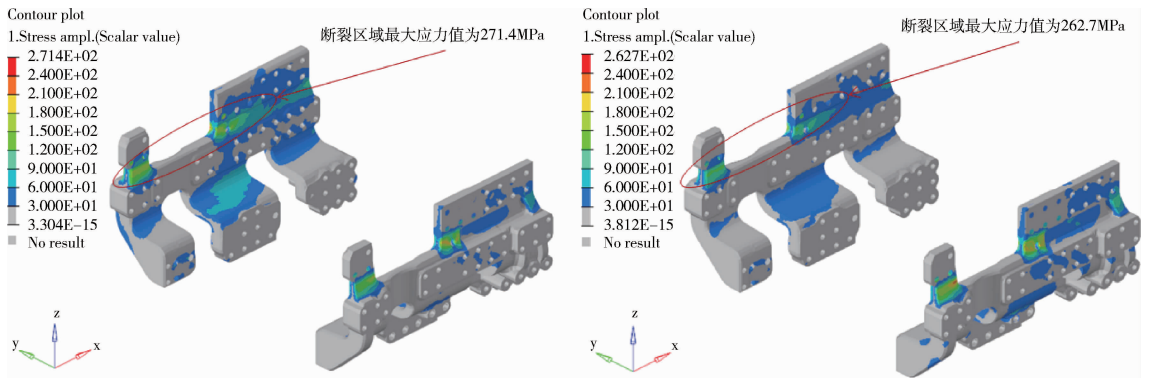


图 9 应力幅值分布云图（左侧为强化路，右侧为越野路）

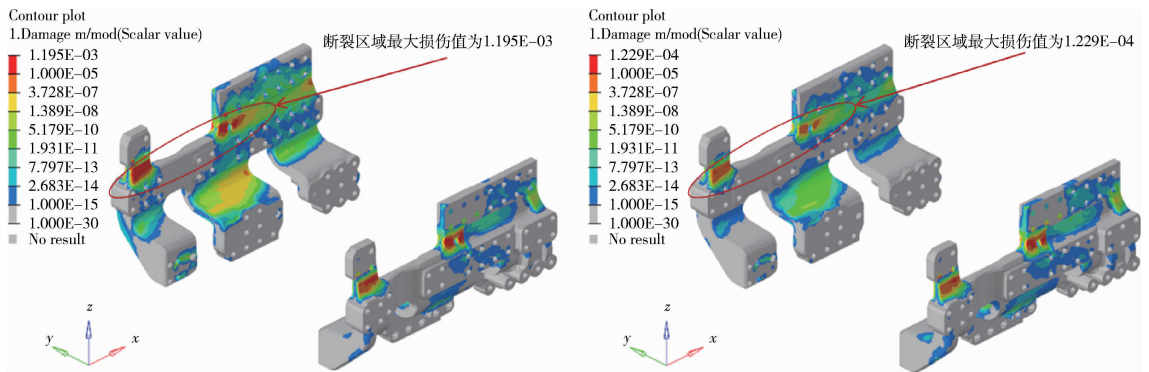


图 10 疲劳寿命分布云图（左侧为强化路，右侧为越野路）

从控制臂支架的应力幅值图和疲劳寿命图可以看到，在拐角位置和油缸上支座安装位置为薄弱点，强化路单次循环损伤值 d_0 为 1.19×10^{-3} ，越野路单次循环损伤值 d_0 为 1.23×10^{-4} ，试验中该位置发生故障时的可靠性里程为强化路 3 432 km，

越野路 1 934 km。按照疲劳损伤累计理论^[5]进行计算：

强化路累计损伤：

$$D_{qt} = d_0 \times 3\ 432 / 3.7 = 1.1.$$

越野路累计损伤：

$$D_{yy} = d_0 \times 1934/0.7 = 0.33.$$

在强化道路工况和越野路工况累计损伤超过 1, 与可靠性试验结果一致, 试验结果故障见图 10.

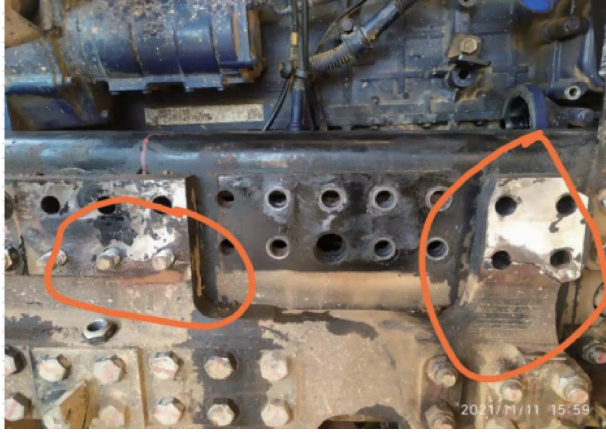


图 11 可靠性故障照片

4 结 论

疲劳仿真危险点与试验基本相符, 悬架系统的

路谱采集、载荷处理、建模及分析方法可有效反应结构的受力情况, 但载荷处理与建模毕竟与实际情况存在一定的误差, 故疲劳寿命仿真结果与实际差距一般在 0.5 ~ 2 倍的范围之内.

参考文献:

- [1] 王新伟, 周德泉, 李开标, 等. 基于损伤等效的汽车悬架系统耐久试验方法探讨 [J]. 汽车实用技术, 2019 (7): 70-72 + 120.
- [2] 姚波, 冯赞, 叶磊, 等. 试验场强化路面载荷谱特征研究 [J]. 重型汽车, 2022 (1): 35-36.
- [3] COLIN J D. Structural testing of complete vehicles [M]. aggregates and components in the laboratory. 2007.
- [4] 赵晓鹏, 姜丁, 张强, 等. 雨流计数法在整车载荷谱分析中的应用 [J]. 科技导报, 2009, 27 (3): 67-73.
- [5] 杨晓华, 姚卫星, 段成美. 确定性疲劳累积损伤理论进展 [J]. 中国工程科学, 2003 (4): 81-87.

文章编号: 1009-4687(2024)01-0049-06

基于 bayes 成功型试验模型的整车试验可靠度分析

董炳健¹, 王久乐², 姜柯¹, 朱伟东¹, 蒋文杰¹

(1. 宁德时代(上海)智能科技有限公司, 上海 200020; 2. 浙江运达风电股份有限公司, 杭州 310022)

摘要: 为解决整车道路及耐久试验存在的试验成本高、样本量不统一、试验周期长、实验数据不够精确等实际问题, 依据 bayes 成功型试验公式及 Lipson 变换公式, 从置信度和可靠度方面分析试验样本量与可靠度、强化系数之间的关系, 给出制定最优样本量、强度系数的理论方法. 提出在某个置信区间内的可靠度及样本量的确定方案, 实现了在设定置信区间及可靠度范围内的样本量最优解. 对试验场耐久测试亦或公共道路试验的可靠性指标度量及样本量确定具有实际指导意义.

关键词: 道路试验; 可靠度; 置信区间; 成功型试验; 强化

中图分类号: U463.83

文献标识码: A

Reliability Analysis of Vehicle Testing Based on Bayes Successful Test Model

DONG Bingjian¹, WANG Jiule², JIANG Ke¹, ZHU Weidong¹, JIANG Wenjie¹

(1. CATL (Shanghai) Intelligent Technology Co., Ltd., Shanghai 200020, China;

2. Yunda Wind Power Co., Ltd, Hangzhou 310022, China)

Abstract: To solve the practical problems of high test costs, inconsistent sample sizes, long test cycles, and inaccurate experimental data in vehicle road and durability testing, based on the Bayes successful test formula and Lipson exchanged method, to analysis the difference from test sample, reliability test, and reinforcement coefficient. to formulated the optimal sample size and strength coefficient is proposed. A scheme for determining the reliability and sample size within a certain confidence interval was proposed, achieving the optimal sample size solution within the set confidence interval and reliability range. The measurement and sample size determination of reliability indicators for durability testing on test sites or public road testing have practical guiding significance.

Key words: road test; reliability; confidence interval; successful testing; strengthen

在汽车研发过程中, 道路试验验证是至关重要的一项工作. 它不仅能够为汽车开发人员提供关键的信息和数据, 而且也能够验证汽车在现实世界中的性能和可靠性^[1]. 相比于实验室测试, 道路试验能够更好地模拟真实的驾驶条件, 包括各种路面状况和气候条件. 通过道路试验, 开发人员可以更加准确地评估汽车的燃油经济性、悬挂系统、刹车系统、驾驶性能等各个方面.

不仅如此, 道路试验还能够提供对新技术和创新测试平台. 例如, 无人驾驶技术正在逐步发展, 通过道路试验能够对无人驾驶汽车进行测试和验证, 以确保它们的安全性和可靠性. 另外, 随着全球气候变化和环保意识的提高, 电动汽车正在逐渐成为主流, 通过道路试验也能够评估电动汽车的续航能力、充电效率、电池寿命等关键指标.

然而, 道路试验也存在一定的风险和挑战. 一

些不可预测的事件，例如突然的交通拥堵、天气突变等可能会对测试结果产生影响。此外，道路试验需要在不同的国家和地区进行，每个地区的路况、气候、道路标准等都有所不同，这也给测试过程带来了一定的复杂性。因此，各 OEM 也将道路试验分为公共道路试验及试验场综合耐久试验两大类进行综合考量。

1 公共道路试验

公共道路试验是指在实际的公共道路上进行的试验和评估工作，其目的是测试汽车在真实的道路条件下的性能。具体来说，公共道路试验可以分为以下两种^[1]

1) 高温、高寒、高海拔等公共道路试验验证：测试汽车在不同的环境和气候条件下的性能表现。

2) 城市道路耐久试验验证：测试汽车在城市道路等真实路况下的耐久性能和舒适性表现。

公共道路试验是汽车开发过程中非常重要的一部分，可以为汽车研发人员提供更真实和客观的数据和信息。通过公共道路试验，汽车研发人员可以更好地了解汽车在不同的路面条件下的性能表现，并进行相应的改进和优化。

道路试验验证的意义在于可以为汽车研发人员提供非常重要的信息和数据。通过试验验证，汽车研发人员可以了解汽车在不同的环境和条件下的性能表现，可以发现和解决潜在问题，并进行相应的改进和优化，从而提高汽车的性能和质量，满足消费者的需求和期望。

2 乘用车整车综合耐久损伤模型确定

道路试验也存在一定的风险和挑战。一些不可预测的事件，例如突然的交通拥堵、天气突变等可能会对测试结果产生影响。此外，道路试验需要在不同的国家和地区进行，每个地区的路况、气候、道路标准等都有所不同，这也给测试过程带来了一定的复杂性。因此，各 OEM 也将试验场耐久验证纳入整车开发的重要环节进行考量。试验场试验是在专业的试验场地进行的试验和评估工作，其目的是测试汽车在不同的环境和条件下的性能。具体来说，试验场试验可以分为以下四种：1) 结构耐久

试验验证：测试汽车结构的强度和耐久性能，包括车身、底盘、悬挂系统等。

2) 综合耐久试验验证：测试汽车在不同的路面条件下的耐久性能，包括路面不平整、高速行驶、急刹车等情况。

3) 高功率耐久试验验证：测试汽车在高速行驶和急加速等高功率工况下的耐久性能。

4) 强度工况等性能试验验证：测试汽车在不同工况下的性能表现，包括冷启动、空调使用、行李箱容量等。

试验场试验是汽车开发过程中非常重要的一部分，可以为汽车研发人员提供丰富的数据和信息。通过试验场试验，汽车研发人员可以更好地了解汽车的性能表现，并进行相应的改进和优化。

目前各大乘用车主机厂及试验机构，已摸索出一套完整且相对准确的乘用车整车综合耐久试验规范，其损伤等效模型见图一。

根据此模型，可准确推算出试验范围内的损伤等效，即相同损伤下试验场耐久需要的耐久时间（循环），亦即等效的强化系数。

2.1 整车耐久试验规范制定

主机厂或其他使用整车模拟用户在公共道路行驶 24 万公里的驾驶操作，覆盖 90% 最严苛用户使用习惯，验证结构件及下车体耐久性；并评价综合工况下整车和各系统的耐久性^[4]。

已知某乘用车品牌的耐久试验规范为盐城试验场耐久，参考 GB/T28382-2012 可靠性耐久试车要求，在试验场特定道路上，整车行驶 4 万公里（800 循环）耐久里程，模拟用户在公共道路行驶 24 万公里经历的疲劳路、高速路、城市路、山路及高速变工况等过程的驾驶操作，验证在综合工况下整车及各系统的耐久性，并在《XXX 乘用车整车综合耐久试验规范》中明确规定每个试验循环的里程、试验工况、整備质量等试验要求^[5]。

2.2 整车耐久试验判定条件

1) 符合判定范围的零部件或系统，在整个试验过程中未出现故障，则可判定其通过综合耐久试验验证；

2) 符合判定范围的零部件或系统，同时搭载在多台样车进行试验的，只要有一台样车出现判定不合格的故障，则判定该系统或零部件耐久验证不合格。

3) 符合判定范围的零部件或系统，在试验过

程中有更换的，只有在追加完成未完成的试验循环判定。否则只作为试验结果参考^[6]。后，才能根据最终的试验结果对零部件及系统做出

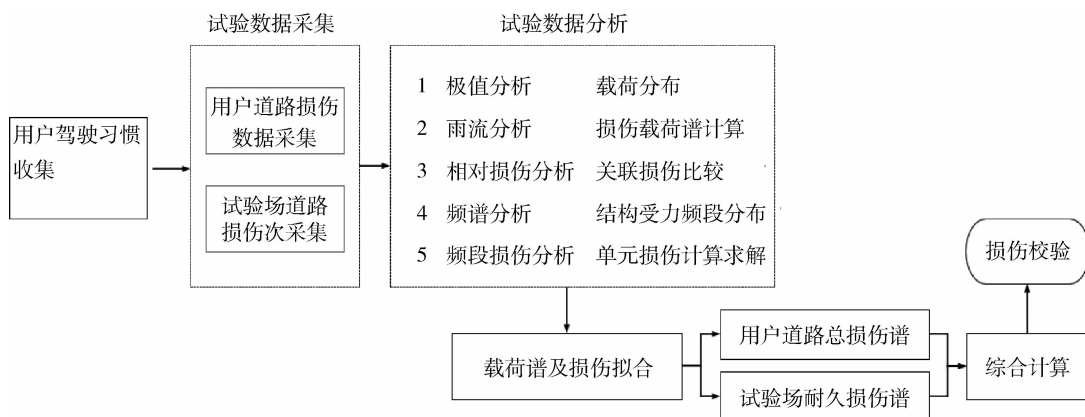


图 1 乘用车综合耐久损伤等效模型

表 1 整车系统可靠性指标分配系统复杂度技术成熟度重要度环境严酷度系统总得分

系统	复杂度	技术成熟度	重要度	环境严酷度	系统总得分 $S = \sum Si$	系统得分比 $Ki = Si/S$	故障率指标 $Mis = \sum Mi$	手动调整值
车身系统	4	8	6	1	192	0.016 492	0.989 521	0.99
底盘系统	6	7	7	3	882	0.075 76	4.545 611	4.25
电驱动系统	7	7	8	3	1 176	0.101 014	6.060 814	5.98
电池系统	7	6	9	2	756	0.064 937	3.896 238	3.75
电力电子系统	6	7	6	7	1 764	0.151 52	9.091 221	9.15
热管理系统	5	8	6	6	1 440	0.123 69	7.421 405	7.50
智能座舱系统	6	6	7	8	2 016	0.173 166	10.389 97	10.40
智能软件系统	5	5	8	7	1 400	0.120 254	7.215 255	7.65
智能驾驶系统	6	4	8	7	1 344	0.115 444	6.926 645	6.13
其他	2	7	6	8	672	0.057 722	3.463 322	4.20
合计					11 642	1	60	60

通过分析该试验规范可知，经过前期损伤模型搭建-试验规范制定-耐久等效执行，已充分实现试验乘用车耐久试验与用户真实道路行驶工况的拟合，实现试验场耐久与公共道路长里程测试需求的完全解耦。

3 道路试验的挑战及问题点

尽管道路试验验证及试验场耐久验证在汽车研发和制造中具有重要的意义和应用，但其存在一些问题和挑战。其中，主要包括以下几个方面：

1) 试验成本高昂

试验成本是整车试验验证面临的最大问题之一。由于需要在实际的公共道路或试验场中进行试验和评估工作，试验成本涉及到车辆、设备、人力

和时间等多个方面的开销，导致试验成本非常高昂，甚至可能超出企业的财务预算。

解决方法：为了降低试验成本，企业可以采用一些先进的试验技术和设备，例如仿真试验、虚拟试验等，通过计算机模拟等方式进行试验验证，从而降低试验成本。

2) 试验时间长

道路试验验证的另一个问题是试验时间长。由于需要在实际的公共道路或试验场中进行试验和评估工作，试验时间往往较长，可能需要数周甚至数月才能完成。

解决方法：为了缩短试验时间，企业可以采用一些快速试验技术和设备，例如加速试验、模拟试验等，通过加速试验节省试验时间，从而提高效率。

3) 试验数据不够准确

道路试验验证的第三个问题是试验数据不够准确。由于试验场和公共道路的环境和条件都可能受到外部因素的干扰,例如天气、路况、车辆和行人等,试验数据可能受到一定的影响,从而不够准确。

解决方法:为了提高试验数据的准确性,企业可以采用一些先进的试验技术和设备。例如传感器、监测设备等,通过对试验环境和条件进行精确监测和控制,从而提高试验数据的准确性。

基于以上分析,可以看出无论是试验场耐久测试或公共道路试验,均无法回答此次测试的可靠度(或在某个置信区间内的可靠度);或需要几个样本量(测试车辆)才能达到设定置信区间的可靠度。及同时解决试验成本高昂(样本量居高)、试验周期长、实验数据不够精确等实际问题。本文基于可靠性理论,依据 bayes 成功型试验公式及 Lipson 变换公式,从置信度和可靠度方面,分析试验样本量与可靠度、强化系数之间的关系,给出制定最优样本量、强度系数最优解的解决方案^[7]。

4 整车试验模型建立与评估

4.1 可靠度与置信度

4.1.1 可靠度

可靠度是衡量产品在一定条件和一定时间内具备一定功能的能力。数学上记为 $R(t)$, 假设产品数量 N_0 , 连续工作 t 时刻后故障数为 $r(t)$, 则该产品在 t 时刻的可靠度可表示为

$$R(t) = [N_0 - r(t)] / N_0. \quad (1)$$

4.1.2 置信区间与置信度

设总体分布中某设计参数 θ , 若由样本确定两个统计量 θ_L 和 θ_u , 对于给定的 α ($0 \leq \alpha \leq 1$)。满足

$$P(\theta_L < \theta < \theta_u) = 1 - \alpha, \quad (2)$$

则称区间 (θ_L, θ_u) 是 θ 的 $100(1 - \alpha)\%$ 置信区间。 θ_L 和 θ_u 称为 θ 的 $100(1 - \alpha)\%$ 置信限, 并称 θ_L 和 θ_u 为置信上限和置信下限。

百分数 $100(1 - \alpha)\%$ 称为置信度, 也称为置信水平, 而 α 称为显著性水平。

总之, 置信区间表示该样本计算估计的精确程度, 置信度表示估计结果的可信性^[8]。

4.2 基于成功型试验方法的可靠度计算

4.2.1 Weibull 分布及可靠性指标

已知汽车整车及零部件的故障分布符合 Weibull 分布, 见图 2。

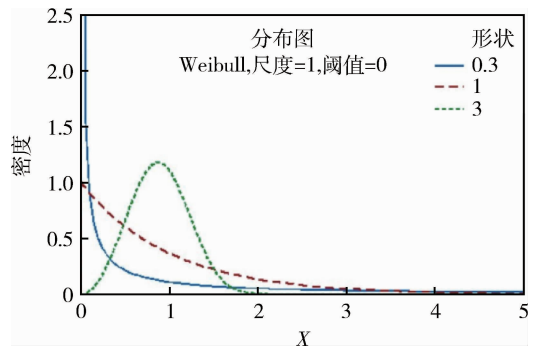


图2 Weibull 分布图

Weibull 分布的形状取决于两个参数, 即尺度参数和形状参数。经过 Weibull 软件拟合或从售后市场直接获取数据进行分布参数调整, 可以更为准确的实现参数化建模及纠正。Weibull 分布的累积分布(故障概率)函数为^[9]

$$F(x) = 1 - e^{-\left(\frac{x}{m}\right)^\beta}, \quad (3)$$

式中: β 为形状参数, m 为尺度参数; Weibull 的形状参数 β 与失效机理相关联, 在工作寿命分布中, $\beta < 1$ 为早期失效期, $\beta = 1$ 为偶然失效期, $\beta > 1$ 为损耗失效期^[10]。

由威布尔分布和产品(或对标及相近产品)的实际售后表现, 可制定本产品的 MIS 指标; 假设某整车 A 由 300 个具有售后指标的零部件组成, 那么

$$MIS(A) = \sum_{n=1}^{300} a^n, \quad (4)$$

式中: a 为第 n 个零件的售后 MIS 指标; MIS = Months in Service 在用服务月。

$$MIS(N) =$$

$\frac{(\text{评价月} - N) \text{ 月生产的车辆在 } N \text{ 月内发生的故障数}}{\text{当月生产并销售的车辆数} \times 1000}$

(5)

4.2.2 整车系统可靠性分配原则

可靠性分配是将总体目标通过可靠性方法, 科学的分配到分系统/零部件甚至工作单元。并在售后市场的实际数据中逐级进行检验校准, 达到系统指标的合理再分配。并参考系统开发 V 模型思路, 从全局到部件分解, 再从部件到全局的逆向验证的过程^[11]。

可靠性目标的分配原则和方法在各行业均有差异,大体上可总结为以下几种如经验评分分配法、按系统数量比例分配法、综合考量重要度和复杂度分配法(AGREE)等^[12]。

本文采用结合系统复杂程度、技术成熟度、重要性以及环境耐用性进行计算,按照系统总分与得分比进行量化计算,得到系统故障率指标^[13],并经手动调整后的取值,即可作为系统可靠度进行应用。见表1所示。

4.3 试验样本量的确定

证明复杂系统的可靠性所需资金成本及时间成本往往十分巨大(本文论述的乘用车整车即一个复杂系统),且直到有故障发生才能得以评估系统的可靠性。在实际试验中,需要考虑以下因素:

- 1) 当试验样本数量较少时,试验结果有多大的置信度;
- 2) 通过多少试验样本(项目)才能证明产品是可靠的;
- 3) 有什么办法可以确定试验样本量的需求。

大部分试验产品的可靠性是通过成功型试验来进行验证的,准确的试验要求在设计,规划,报告中规定。同样,样本量,试验条件,验收标准和必须的试验项目需要在设计、规划、试验报告中仔细标注出来。为减少试验资源和试验时间,工程中用过度损害(强化系数 AF)试验来计算试验寿命和剩余寿命^[14]。

4.4 基于二项分布的成功型试验模型

试验要求样机都要成功的通过试验,以确保满足规定的 $R(C)$ 条件;二项式模型用于试验结果建模:

定义 $R(t)$ 表示试验样本在使用时间 t 内的可靠度。 R 为 $R(t)$ 的置信下线,给定置信度 C ,则根据 Bayes 公式

$$P [R(t) \geq R_L] = C, \quad (6)$$

成功型试验的设计公式

$$[R_L]^n = 1 - C. \quad (7)$$

对上述(6)(7)项进行对数变换,即得到样本量确定公式

$$n = \frac{\ln(1 - C)}{\ln(R_L)}, \quad (8)$$

式中: P 为置信区间 C 的置信度; C 为置信区间; $R(t)$ 为在 t 时刻产品的可靠度; R 为在置信下线 L

时产品的可靠度;为样本量。

假设某乘用车 A 的售后指标 MIS 为 10 年(24 万公里)的维修数 ≤ 100 ; $MIS(10) = 100$, 带入公式(4)(5)即 $R(10\text{年}) = 100/1000 = 0.1$ 。

带入公式(1)可靠度 = $100(1 - 0.1)\%$; 变换为 $R_{90} = 10$ 年(24 万公里)取 $C = 50$ (汽车行业置信区间经验值), 变换为 $R_{90}C_{50} = 10$ 年(24 万公里); 即乘用车 A 在置信区间 50% 内能达到 10 年 24 万公里无故障的可靠度为 90%^[15]。

将 $R = 90$, $C = 50$ 带入公式(7)(8)得 $n = 6$ 即要得到 $R_{90}C_{50}$ 的试验结论,且不做试验加速(完成一倍寿命周期试验)至少需要 6 台试验车辆(样本量);如需缩短试验时间(或耐久循环),需引入 Lipson 交换公式

$$\frac{N_N}{N_A} = \left(\frac{T_A}{T_N}\right)^{ws}, \quad (9)$$

式中: N_N 为由 Bayes 公式计算出的样本数; N_A 为增加试件(系统)的试验强度后的实际所需样本数量; T_A 为加速后实际试验所用时间(循环次数) T_N 为无加速(强化)所需试验时间(循环次数); ws 为 Weibull 斜率。

$$\text{其中 } ws = 1/\beta, \quad (10)$$

式中: β 为威布尔分布的形状参数,此参数基于大数据的失效数据统计计算得出(Weibull 分布参数),或采用行业推荐值,整车级别 β 一般取 1.5,新能源车企由于三电系统/智能化系统早期失效率的统计分析,一般 β 取值在 1.8 ~ 20 之间;系统/零部件级别 β 一般取 2.5 ~ 3;引入 Weibull 分布及的意义在于能够定义失效类型,有助于将问题快速定义并针对性地解决^[16]。将参数带入 Lipson 公式(9)(10)计算可得 Weibull 斜率参数与样本量的关系,如表2,表3所示。

表2 $\beta = 1.5$ 时样本量模型

强化系数 T_A/T_N	Weibull 斜率 β	强化后样本量 N_A
8	1.5	1.5
6	1.5	1.82
4	1.5	2.23
3	1.5	2.88
2	1.5	3.78
1.5	1.5	4.47
1.3	1.5	5.03
1	1.5	6

表 3 $\beta=2$ 时样本量模型

强化系数 T_A/T_N	Weibull 斜率 β	强化后样本量 N_A
8	2	2.12
6	2	2.45
4	2	3
3	2	3.46
2	2	4.24
1.5	2	4.89
1.3	2	5.26
1	2	6

从以上计算结果可得出, 1) 当试验进行加速强化时, 样本量与强化系数成负相关 (与经验一致); 同时样本量与威布尔斜率成正相关, 而威布尔斜率代表了达到某一故障率的时间; 即样本量越大, 所能验证的故障率所代表的 $R(t)$ 越大; 即样本量与可靠度成正相关; 2) 当试验不做强化时, 试验样本量与威布尔斜率无关; 即当试验按 1:1 寿命模型进行验证时, 样本量的可靠度 $R(t) = 1$, 即判定的样本量可以明确指出当前试验的试验结果的可靠度。

5 结 论

整车道路试验验证在汽车研发和制造中具有非常重要的现实意义。通过不同工况类型试验验证, 研发人员可以了解汽车在不同环境和条件下的性能表现, 发现和解决潜在问题, 在设计阶段做到提前预测、风险预防, 并进行相应的改进和优化, 从而提高汽车的性能和质量, 满足消费者的需求和期望。尽管道路试验验证存在一些问题和挑战, 但可以采用一些先进的试验技术和设备, 及可靠性和统计学方法, 探索试验成本最优、试验时间最优、试验数据准确性等方面提升验证效率与效益, 最终达到预期的验证目标。

参考文献:

[1] 黄大伟, 陈斌. 汽车试验验证技术综述 [J]. 汽车

- 工程, 2018(5): 7-9.
- [2] 刘凯. 道路试验验证技术在汽车研发中的应用分析 [J]. 科技创新与应用, 2019(17): 72-75.
- [3] 曾东. 基于加速老化试验 IGBT 性能退化特征参量的可靠性评估 [D]. 重庆: 重庆大学, 2019.
- [4] 熊飞. 基于实车道路谱的车身疲劳寿命预测 [J]. 华南理工大学学报, 2018(5): 6-8.
- [5] 李晨阳. 道路相关及加速耐久性行驶试验规范开发 [J]. 上海汽车, 2016(6): 34-36.
- [6] 张桂明, 姚烈, 李嘉, 等. 探索疲劳损伤理论在车辆疲劳试验中的应用 [J]. 上海汽车, 2002(1): 26-27.
- [7] 王铁, 陈伟波, 李晨阳. 乘用车道路耐久性试验规范开发方法浅析 [J]. 汽车工程学报, 2014, 4(2): 151-156.
- [8] 李良巧. 可靠性工程师手册(第二版) [M]. 北京: 中国人民大学出版社, 2022(11): 20-24.
- [9] 何明, 裘杭萍, 姜志平, 等. 基于贝叶斯网络的系统可靠性评估方法研究 [J]. 系统仿真学报, 2009, 21(16): 4934-4937.
- [10] 李添翼, 武志斐, 王铁. 三参数威布尔分布的齿轮接触疲劳寿命分析 [J]. 机械设计与制造, 2017(9): 27-29.
- [11] 张新峰. 基于威布尔分布的汽车底盘件 B 值寿命评估与应用实例 [J]. 制造业自动化, 2015(17): 67-69.
- [12] 严婷婷, 侯卫国, 李明峻, 等. 电动汽车驱动电机可靠性模型的建立 [J]. 电子产品可靠性与环境试验, 2020(5): 55-57.
- [13] 林成涛, 仇斌, 陈全世. 电动汽车电池非线性等效电路模型的研究 [J]. 汽车工程. 2006(1): 38-42+47.
- [14] 徐贵宝, 王震坡, 张承宁. 电动汽车续驶里程能量计算和影响因素分析 [J]. 车辆与动力技术. 2005(2): 53-56.
- [15] 陈勇, 孙逢春. 电动汽车续驶里程及其影响因素的研究 [J]. 北京理工大学学报. 2001(5): 578-582.
- [16] 叶奇, 赵京, 党丽君, 等. 基于高加速极限试验与加速寿命试验的可靠性增长试验方案研究 [J]. 科技视界, 2020(17): 223-226.

文章编号: 1009-4687(2024)01-0055-06

某两驱纯电乘用车差速器异响故障机理分析和解决

陈辉, 鲁方俊, 程翔, 吴桂义

(无锡中车浩夫尔动力总成有限公司, 无锡 214174)

摘要: 在国家“碳达峰、碳中和”大背景下, 纯电动汽车是未来汽车发展趋势, 差速器是汽车转向系统的重要零件, 其 NVH 性能好坏直接影响整车驾驶品质。文中基于解决工程上遇到的整车双扭线呜呜异响问题, 通过对整车左、右半轴支架和电驱动差速器轴承壳体附件位置布置传感器, 测量其振动和噪音信号并分析时域特征和音频数据, 结合主观驾评结果, 电驱动的差速器振动加速度出现瞬时冲击特征明显, 差速器轴承壳体振动冲击幅值最大, 同时结合电驱动总成台架故障复现测试, 最终锁定电驱动差速器总成是造成整车双扭线呜呜异响的主要原因, 制定优化策略并完成台架及整车验证, 成功解决了问题。

关键词: 差速器异响; 行星齿轮; 半轴齿轮; 行星齿轮轴; 垫片; 金属摩擦声

中图分类号: U467

文献标识码: A

Analysis and Optimization of Abnormal Steering Noise of a Two-wheel-drive Electric Passenger car

CHEN Hui, LU Fangjun, CHENG Xiang, WU Guiyi
(Wuxi CRRC-Hofer Powertrain Co., LTD, Wuxi 214174, China)

Abstract: In the context of national “carbon peaking and carbon neutrality”, electric vehicles are the future of automobiles. Differential is an important part of the automotive steering system, and its NVH performance directly affects the driving quality of the whole vehicle. When doing a lemniscate steering, noise was encountered in the test. To address the problem, sensors were arranged on the brackets of half-shafts on both sides and the accessories of the bearing housing of the electric drive. Vibration and noise signals were collected, then characteristics of those data were analyzed in the time domain as well as some audio data. Combined with evaluation during subjective driving, the instantaneous shock of the vibration acceleration of the electric drive differential are obvious, and the amplitude of vibration of the differential bearing housing is the largest. Tests were carried out to reproduce some failure in the electric driving assembly. Finally, locking the electric differential was found to be the main cause of the noise during lemniscate steering. Optimization strategy was formulated and bench test and vehicle verification were completed, which successfully solved this engineering problem.

Key words: steering differential whine; planetary gears; half-shaft gears; one slotted axis; gasket; metal friction sound

差速器总成是整车实现改变动力方向和左右轮转速差等功能的重要零件, 差速器总成 NVH 好坏对整车低速噪音影响很大, 所以对差速器各零件配合尺寸及零件表面处理方式有很高的要求。电驱动

总成搭载某两驱纯电动整车上市后, 2022 年 11 月整车在低速双扭线工况行驶时, 车内有“呜呜”异响声。人耳最敏感频率是 200 ~ 800 Hz 之间的声音^[1], 此异响频率正在其中, 易被人耳识别, 使

人极不舒服。文中对整车低速双扭线工况进行主观驾评、振动及噪音测试，通过人员驾评、故障车测试数据分析，并识别到异响发生在传动系统上，随后对激励源和传递路径逐级进行分析排查，最后，通过行星齿轮表面磷化的优化改进，快速有效地解决困扰该车型的差速器呜呜异响问题。

1 故障现象描述

某搭载电驱动总成的两驱纯电动汽车，在低速双扭线工况加速行驶过程中，在整车左或右转弯加油门时，车内人员都能听到明显的“呜呜”异响声，但在此过程整车并未出现窜动，整车在直行加速或滑行都无此异响声。整车低速双扭线工况行驶时，这种金属摩擦声易被车内人员听到，并产生极大抱怨。为了快速识别产生“呜呜”异响的故障源，把故障车上举升机，模拟整车双扭线工况，异响未复现。通过对整车底盘结构分析^[2]，初步确定故障与转向差速时关联件有关，须对左右半轴、差速器等关联件进行振动响应噪音测试。

2 故障现象确认

2.1 对故障车进行测试

1) 在整车半轴支架、中间轴轴承及差速器轴承壳体处布置传感器测试，如图 1，整车双扭线行驶轨迹，如图 2。

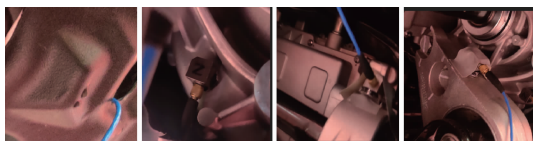


图 1 整车测试传感器布置位置

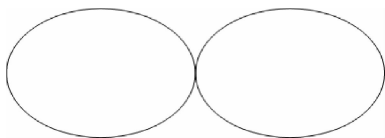


图 2 整车双扭线行驶轨迹

2) 整车测试数据分析结果，如图 3 和图 4。

通过对整车左右半轴支架、差速器轴承处壳体和中间轴轴承处壳体位置布点测量其振动和噪音^[3]信号并分析时域特征和音频数据，差速器壳体振动加速度出现 5 次的瞬时冲击特征，其振动冲

击最大，超过半轴底盘件的 3 倍，

差速器轴承处壳体附近的振动是传动旋转件非线性规律的信号，同时“呜呜”异响噪声主要频率在 500 ~ 1 000 Hz 之间，而非在半轴频率的 200 ~ 300 Hz 之间，结合主观驾评可以初步锁定此“呜呜”异响来源电驱动差速器总成异响^[4]。

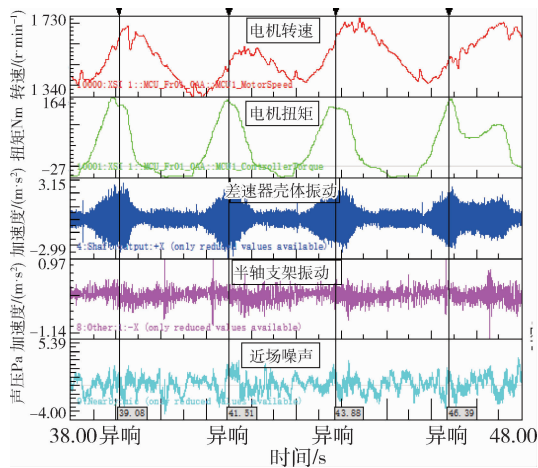


图 3 双扭线异响振动测试时域特征和噪音分析

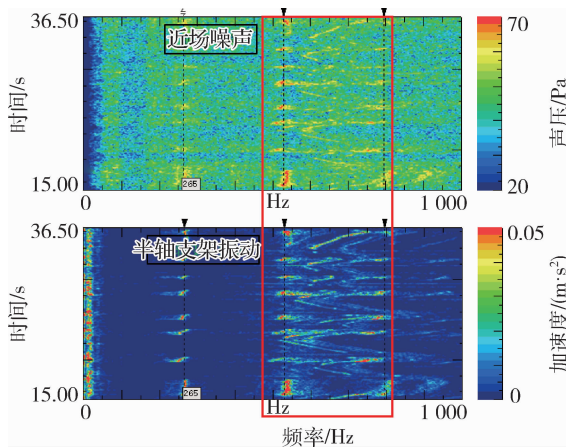


图 4 测试双扭线故障机频率范围

3 故障原因分析排查

3.1 整车低速双扭线差速器异响影响因子识别

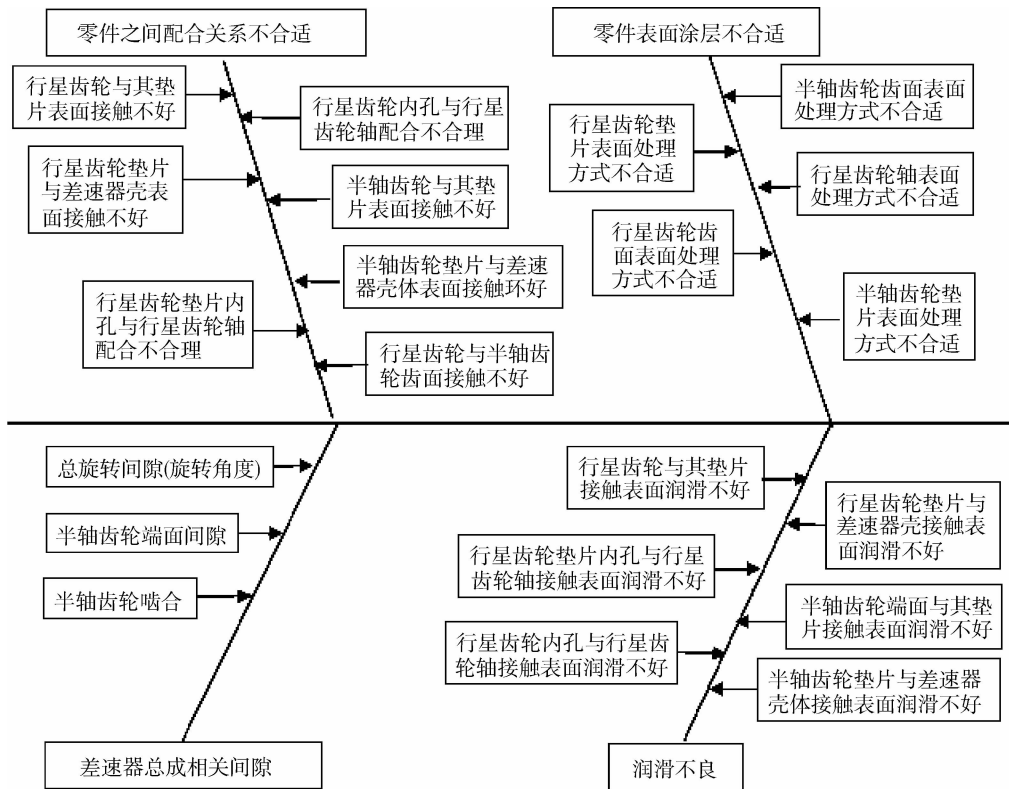
通过对差速器呜呜异响故障产生的机理分析，识别出差速器异响因子^[5]，如图 5。

3.2 差速器内部结构设计简述

差速器总成结构爆炸图如图 6，其零部件有差速器壳体空腔内分布左右半轴齿轮垫片及半轴齿轮，上下分布行星齿轮垫片及行星齿轮，装配时，把左右半轴齿轮垫片及半轴齿轮、上下分布行星齿

轮垫片及行星齿轮，放在差速器壳体内，行星齿轮轴穿过差速器差壳、行星齿轮及行星齿轮垫片的内孔，再通过卷销固定到差速器壳体上，把主减齿轮

压装到差速器壳体上并焊接，再对主减齿轮进行磨齿，通过两端轴承分别位于差速器壳体左右两端轴颈，装配到壳体轴承孔内，起到支撑作用。



双扭线差速器呜呜异响

图 5 “呜呜”异响差速器因子分析

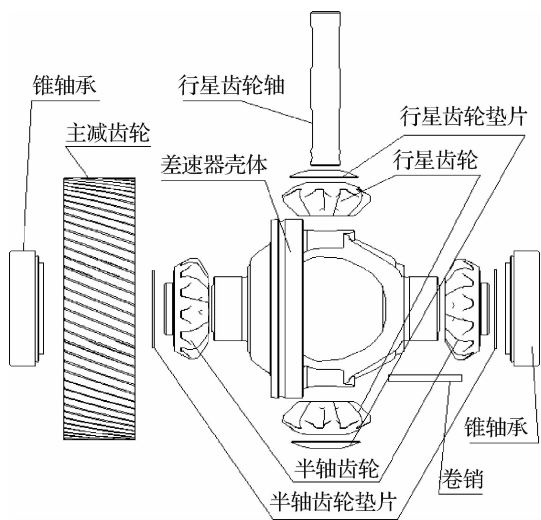


图 6 差速器总成爆炸图

齿轮方向相反的自转运动，以抵消车轮之间的转弯附加阻力矩，如图 7 所示。行星齿轮驱动半轴之间的转速差 $\Delta\omega$ ^[6-7] 为

$$\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2 = 2\omega_3(z_1/z_2), \quad (1)$$

式中： ω_1 为外侧半轴转速； ω_2 为内侧半轴转速； ω_3 为行星齿轮自转转速； z_1 为行星齿轮齿数，齿数为 9； z_2 为半轴齿轮齿数，齿数为 13。

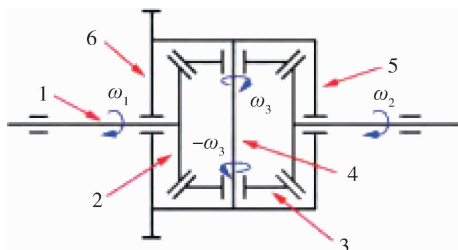


图 7 差速器运动原理示意图

3.3 整车差速工况及行星齿轮自转关联计算

整车低速双扭线工况行驶时，由于两侧车轮转弯半径的差异，差速器的内摩擦力矩引起两个行星

根据采集整车双扭线异响工况测试数据，通过式 (1) 计算出行星齿轮的自转速度，如表 1。

表 1 双扭线异响工况数据及行星齿轮的自转速度

电机转速/(r · min ⁻¹)	电机扭矩/(Nm)	左半轴转速/(r · min ⁻¹)	右半轴转速/(r · min ⁻¹)	行星齿轮的自转速度/(r · min ⁻¹)
1 595.5	23.65	111.1	160.9	-36
1 743.5	26.75	123.8	177.8	-39
1 680	26.4	120.1	171.8	-37.3
1 733.5	147.25	170.1	122.4	34.5
1 868	2	191.2	136.3	39.7
1 793	5.85	186.1	131.9	39.1

3.4 客退件总成台架故障复现测试

把客退有“呜呜”异响的电驱动总成，按照整车异响工况上台架进行复测，发现近场噪音和差速器附件壳体振动明显异常，进一步锁定异响来源为差速器总成内部零件，故障复现测试结果如图 8。

3.5 故障件尺寸检查及关联分析

对故障件差速总成及零部件尺寸检测，差速器总成相关间隙检测合格如表 2，再进行差速器总成拆解并进行零部件尺寸检测，尺寸合格如表 2，检测结果可排除故障不是零件制造加工问题。

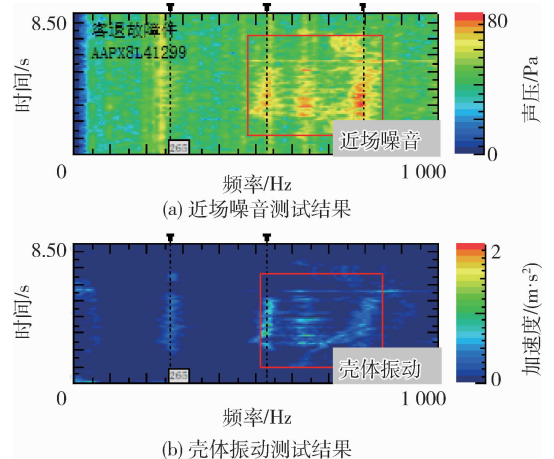


图 8 双扭线“呜呜”异响客退总成台架测试结果

表 2 EP40 故障样机差速器总成及其零部件尺寸排查数据信息

零件名称	检测项目	检测标准	样箱编号 AAPX8L41299		判定结果
			大端	小端	
差速器总成	半轴齿轮啮合端面跳动/mm	≤0.1	0.065 8	0.032 4	合格
	半轴齿轮端面间隙/mm	0.025 ~ 0.150	0.113 8	0.101 8	合格
	总成旋转间隙/°	0.2 ~ 0.7	0.368		合格
行星齿轮	球面跳动/mm	0.035	0.017 5	0.016	合格
	球面粗糙度	Ra0.8	0.134 4	0.060 2	合格
	内花键跨棒距/mm	26.98 ~ 27.046	27.016	27.012	合格
差速器壳体	球径/mm	Sφ94.6 ± 0.035	94.617 5		合格
	行星轴至内腔端面距离/mm	35.5 ± 0.025	35.519 9		合格
	轴颈圆柱度/mm	0.012	0.007		合格
	轴颈安装面跳动/mm	0.03	0.013 4		合格
垫片	行星垫片涂层厚度/μm	3 ~ 8	6	4	合格
	半轴垫片涂层厚度/μm	3 ~ 8	5	7	合格
	平行度/mm	0.02	0.015 6		合格
	行星垫片粗糙度	Ra2.0	0.28	0.67	合格
	半轴垫片粗糙度	Ra2.0	0.45	0.41	合格
行星齿轮轴	轴直径/mm	19.97 ~ 19.99	19.983 7		合格
	粗糙度	Ra0.4	0.34		合格

4 对策制定及验证

通过对整车、电驱动总成台架测试以及差速器内部零件结构及工作原理分析，整车在双扭线工况行驶时，行星齿轮与行星齿轮轴之间配合间隙较小，在差速器实现差速时，它们受载出现轴向和自转运动，导致行星齿轮轴与行星齿轮内孔发生不连续的金属摩擦声；另外行星齿轮内孔表面未采用涂层处理和行星齿轮轴表面采用镀镍处理，零件表面油膜吸附能力较低，形成地动态油膜较少，同时在整车差速时，它们之间润滑油膜稳定性的动态压力遭到破坏，造成它们发生干摩擦，最终造成金属摩擦声，故通过上面异响产生的机理分析，制定以下验证优化方案。

4.1 双扭线呜呜异响制定对策

1) 增加润滑油量，同时适当增加行星齿轮轴和行星齿轮内孔配合间隙，整车差速时，它们之间润滑油膜增加，减弱它们之间的金属摩擦声；

2) 增加垫片耐磨性，如垫片表面进行 MoS₂ 涂层^[8]；

3) 行星齿轮采用磷化处理，增加其内孔表面油膜吸附能力，改善其与行星齿轮轴摩擦声音，摩擦部位如图 9。

通过以上优化策略，制定组合验证。

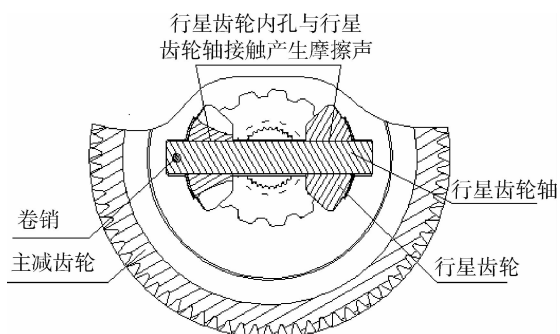


图 9 行星齿轮与行星齿轮轴摩擦产生噪音的部位

4.2 异响对策方案验证

针对以上优化改善对策进行组合装配样机，对不同方案总成分别进行台架测试，测试验证分析结果如图 10 ~ 13。

针对以上优化改善对策，呜呜异响验证结果汇总，下表为“呜呜”异响验证效果如表 4。

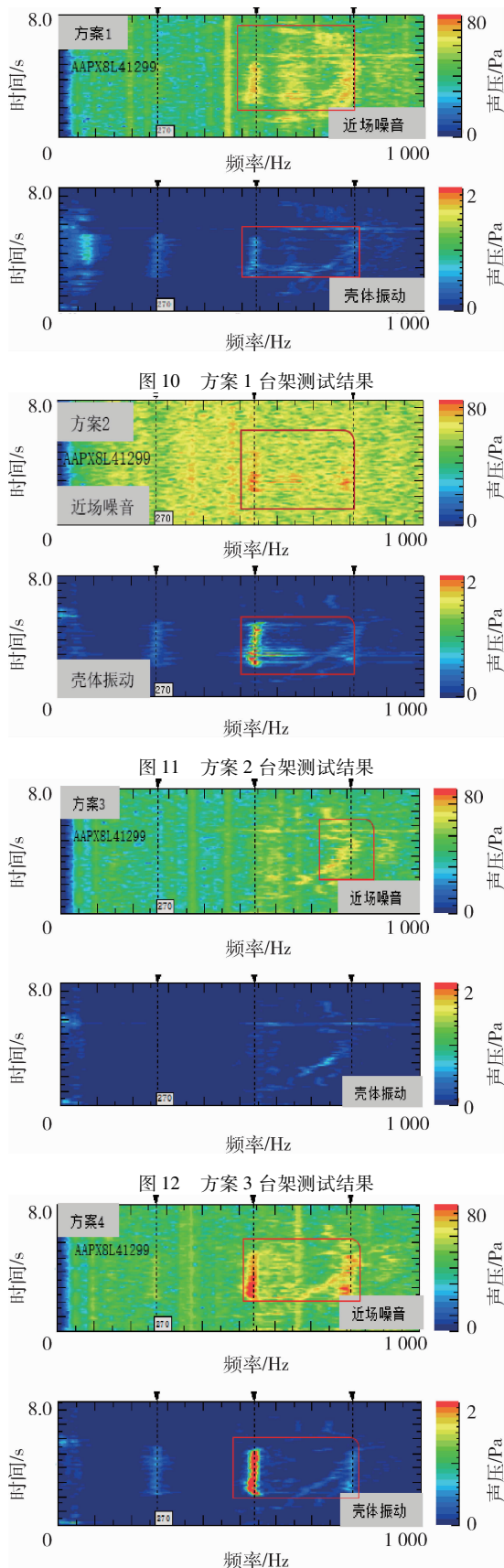


图 13 方案 4 台架测试结果

表 3 双扭线呜呜异响方案验证

方案	行星齿轮	半轴齿轮	行星齿轮轴	垫片	试验结果	备注
原方案	无表面处理	无表面处理	镀镍	磷化	★	
方案 1	原方案	原方案	原方案	原方案	★	增加 100 ml 油量
方案 2	原方案	原方案	原方案	MoS2	无效果	
方案 3	磷化	原方案	原方案	原方案	★★★	
方案 4	扩大内孔	原方案	原方案	原方案	无效果	

综上所述,通过异响产生机理分析、台架及整车验证结果,在差速器总成、零部件结构变动涉及物料成本及不影响差速器可靠性前提下,从 BOM 成本、加工、装配工艺、零件变动库存等经济角度考虑,文中最终通过对行星齿轮表面磷化处理,来优化解决整车双扭线差速器异响问题,进行优化件差速器可靠性台架试验验证结果,如图 14、15 所示。

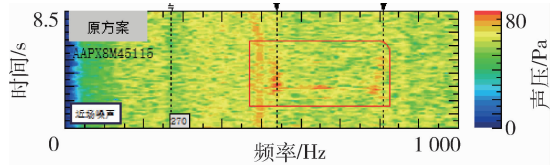


图 14 原方案台架测试结果

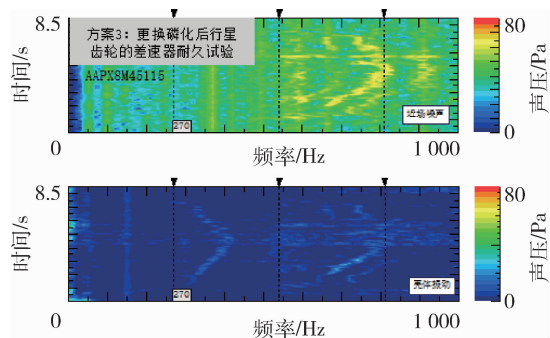


图 15 方案 3 台架耐久测试结果

通过对客退件行星齿轮磷化处理,进行电驱动总成差速可靠性台架测试验证,差速可靠性^[9]试验验证,验证时间相当于整车进行 30 万公里行驶里程,虽然试验后仍然有轻微特征,但远比故障件特征轻,最总通过客户整车评估,目前已按照这种优化措施推进市场工程化 3 个多月,整车投入市场已经近万辆,无一例此问题反馈,最终成功攻克此技术质量难题。

5 结 论

纯电动汽车噪声远比传统燃油车低,整车双扭线异响问题的影响因素很多,产生异响原因可能各不相同,排查验证周期长,解决问题慢的问题。差速器总成是整车行驶中实现改变动力方向和实现左右轮的转速差等功能的重要部件。文中以搭载某两驱纯电动整车双扭线异响解决思路为例,通过采集整车异响工况,电驱动总成在台架实现故障复现。通过对激励、传递路径和响应的分析,逐条排除了底盘相关激励和驱动系统相关激励,最终锁定激励源为差速器总成内部零件金属摩擦产生,较全面阐述了该异响问题故障因子的分析排查过程,识别其异响的主要因子,并通过优化行星齿轮表面磷化涂层处理的方式,成功解决问题。随着纯电动汽车市场占有率越来越高,客户对汽车 NVH 性能的要求越来越高,电驱动 NVH 性能水平要求也越来越高,文中成功解决整车在低速双扭线行驶过程中的呜呜异响问题,为后期纯电动电驱产品开发过程出现类似的问题提供了一种较全面、系统、快速经济地解决思路,无论为差速器总成自研开发,还是选型开发,对后期产品工程产业化都有很好的借鉴作用。

参考文献:

- [1] 朱宇. 纯电动汽车车内声品质分析评价研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2013.
- [2] 辛雨, 赵春艳, 李玉军. 某纯电动汽车悬架减振性能优化研究 [J]. 道路与安全, 2015, 15 (1): 35-40.
- [3] 梁杰, 王登峰, 姜永顺, 等. 汽车变速箱噪声源识别及噪声控制 [J]. 噪声与振动控制, 2006, 26 (3): 67-69.
- [4] 陈煜, 张军, 滕晓雷, 等. 电驱总成转向引起的差速器异响诊断与分析 [C]. 北京: 机械工业出版社: 2020 中国汽车工程学会年会论文集, 2020: 1179-1182.

(下转第 64 页)

文章编号: 1009-4687(2024)01-0061-04

特种装备车辆智能供配电技术研究

朱蕊蘋¹, 杨春峰²

(1. 空装驻北京地区第一军代室, 北京 100854; 2. 中国电子科技集团公司第十五研究所, 北京 100083)

摘要: 随着信息技术的发展, 武器装备对自动化和智能化程度要求越来越高, 供配电系统作为特种装备车辆的动力源, 其自动化和智能化水平对武器装备起着重要影响。本文对特种装备车辆供配技术的现状和发展趋势进行了介绍, 并提出了一种基于 CAN 总线的智能供配电实现方式, 提高了特种装备车辆智能化和自动化水平。

关键词: 特种装备车辆; 智能化; 供配电

中图分类号: U469.6

文献标识码: A

Research on Intelligent Power Supply and Distribution Technology for Special Equipment Vehicles

ZHU Ruiping¹, YANG Chunfeng²(1. The First Military Representative Office of the Air Force stationed in Beijing, Beijing 100854, China;
2. The 15th Research Institute of China Electronics Technology Group Corporation, Beijing 100083, China)

Abstract: With the development of information technology, weapons and equipment have increasingly high requirements for automation and intelligence. As the power source of special equipment vehicles, the power supply and distribution system plays an important role in the automation and intelligence level of weapons and equipment. This article introduces the current situation and development trends of special equipment vehicle supply and distribution technology, and proposes an intelligent power supply and distribution implementation method based on CAN bus, which improves the intelligence and automation level of special equipment vehicles.

Key words: special equipment vehicles; intelligence; power supply and distribution

1 引言

在军事装备领域, 特种装备车辆作为武器装备的载体, 其内部集成的电子设备越来越多, 电子设备的功能性能越来越强大, 同时自动化程度也越来越高。供配电作为车内电子设备的基础环节, 起着举足轻重的作用, 其可靠性和自动化程度是实现装备核心技术指标的前提。智能化供配电技术已经成为必然趋势。

2 设计思路

传统的装备车辆供配电系统主要功能是交流配电、交直流转换、直流配电、UPS 等, 功能相对单一, 智能化程度不高, 可扩充性不强; 而且不同车辆的供配电需求有一定的差异, 传统的解决方案是针对不同的系统定制性进行设计, 造成产品种类繁多, 通用化、标准化程度较低。

针对目前装备车辆供配电系统存在的问题, 本文提出了一种智能化、通用化、模块化供配电系统, 支持市电 380VAC、市电 220VAC、取力、油

机和应急电池供电，支持任意一种供电输入或多种供电输入，多种供电同时输入时，按预先设定的优先顺序选择供电。应急电池供电时，按照用户预先设置，为应急设备供电；同时支持 UPS 功率扩展，交直流用电设备扩展等。

3 总体方案

智能供配电系统采用模块化设计，共分为四个部分，分别为：电源切换组合、控制终端、UPS 组合、加电控制组合（数量根据需求配置）。总体方案框图如图 1 所示。

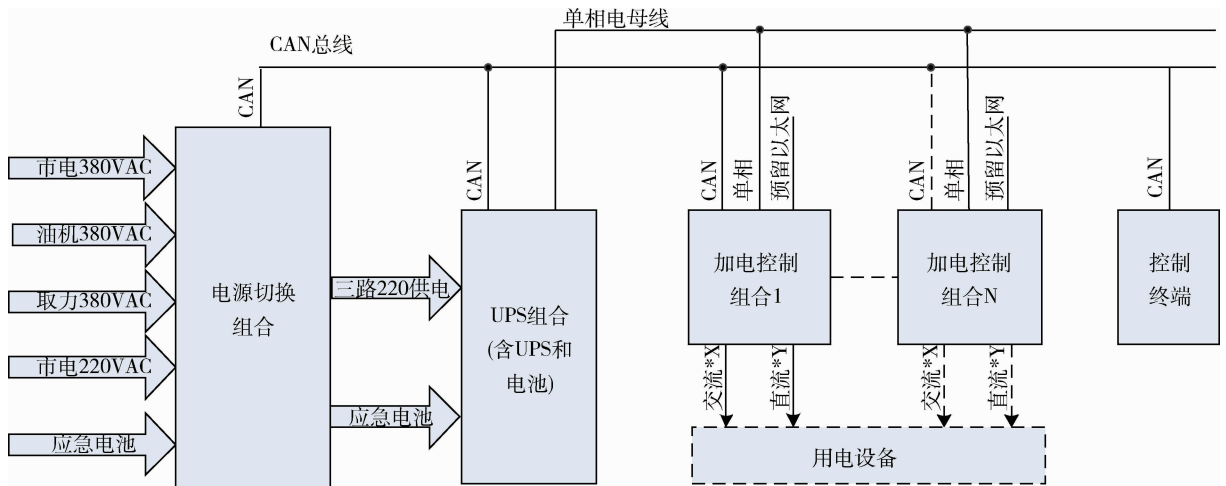


图 1 总体方案框图

电源切换组合主要实现市电 380VAC、油机 380VAC、取力 380VAC、市电 220VAC 和应急电池等输入供电切换、滤波、电参数检测。

UPS 组合主要实现输入三路 220VAC 时，输出一路 220VAC 的稳定电压。该组合具有正常运行、供电异常、供电恢复、电池供电、旁路工作等模式，满足重要设备不间断供电的功能。

加电控制组合为装备车辆的用电设备直接提供交直流供电，采用分布式供电方式，为用电设备提供多路交流供电和多路直流供电。该组合可根据用电设备数量调整，扩展灵活。通过 CAN 总线与控制终端交互，实现数据上报、控制指令接收等。

控制终端作为供配电系统核心控制设备，通过总线方式与其他组合通讯，实现整个供配电系统的通信、控制、人机交互功能。通过智能控制实现系统的工作模式切换、状态监测、总线通信、智能充电管理、保护告警功能、故障检测。通过总线通信管理，智能配电控制单元完成对多种类电源输入参数采集、同时对不同负载的状态进行监控，利用内部控制处理算法实现工作模式自动切换以及智能充电管理。对于产生故障的状态产生保护及告警。同时实现了开机自检及故障自诊断功能。通过 CAN

总线接收电源切换组合、UPS 组合、加电控制组合的供电状态和工作温度等健康信息。通过 CAN 总线远程操作加电控制组合的供电输出。通过 CAN 总线或网络向上位机上报供配电系统的健康信息等。

4 特种装备车辆智能供配电技术的实现

智能供配电系统总体方案中涉及的 UPS 组合技术相对成熟，主要是基于现有成熟技术。控制终端应用比较灵活，根据车辆配置情况，可以应用已有计算机、嵌入式设备实现，也可基于 MCU 或 MPU 嵌入式硬件单独开发。本文重点介绍特种装备车辆智能供配电方案中的电源切换组合和加电控制组合实现。

电源切换组合原理如图 2 所示。电源切换组合由电压采样、输入滤波、绝缘电阻测试、三相电参数测量和 MCU 控制等组成。输入供电分为交流输入和应急电池输入，交流输入分为市电 380V 供电、市电 220V 供电、油机供电和取力供电。根据具体特装车辆的使用环境，市电 220V 供电作为市电输入的备用供电，不会与市电 380V 同时输入。

市电 380V 供电、油机供电和取力供电正常的用电环境下为三选一, 并按照市电→油机供电→取力供电的顺序自动进行优先选择. 为实现该要求, 分别在市电 380V 供电、油机供电和取力供电的输入端

设计了电压采样电路, 根据采样到的电压信号由 MCU 控制单元控制接触器闭合, 实现交流供电输入选择, 供电输送给 UPS 组合, 由 UPS 组合转换为 220VAC.

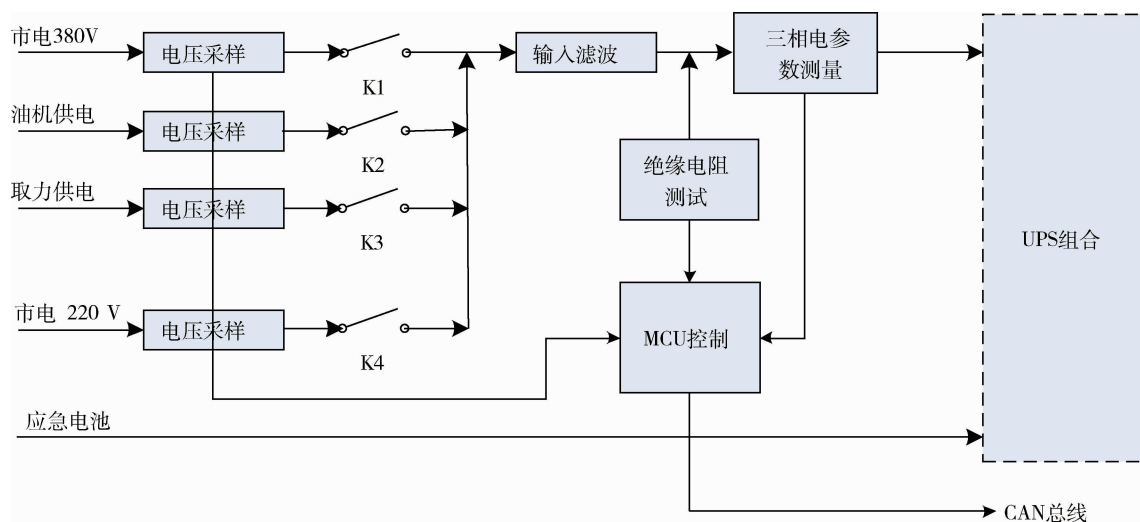


图 2 电源切换组合原理图

供电切换组合中, MCU 通过绝缘电阻检测电路对供电通路的绝缘电阻进行检测, 以保证用电安全, 当绝缘电阻低于设定值时, 断开输出. 三相电参数测量对输出的三路 220VAC 供电情况进行监

测, 包括电压、电流、功率因数等, 根据监测数据实时跟踪供电状态, 实现故障诊断. MCU 通过 CAN 总线上报健康数据, 必要时, 提醒维护人员维护、检修.

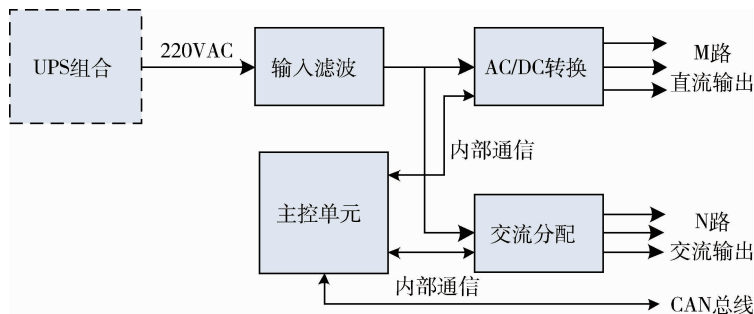


图 3 加电控制组合框图

加电控制组合框图如图 3 所示. 主要由输入滤波、AC/DC 转换、交流分配、MCU 控制等组成.

交流分配功能实现交流 220V 输入通过继电器控制分配成多路交流输出, 并且能对每路输出进行电压和电流值采样.

AC/DC 转换主要实现将交流 220V 输入通过 AC/DC 转换模块转换为直流输出. 一般车载直流用电设备的输入电压为 24VDC, 考虑供电线路损耗影响, 加电组合直流输出电压一般设定为 25VDC, 也可根据相应用电设备实际需要进行调整.

主控单元通过内部通信总线与 AC/DC 转换、

交流分配模块通信, 实现直流输出电压和电流值的采集、直流输出继电器控制, 交流输出电压和电流值的采集、交流输出继电器控制. 通过外部 CAN 接口实现与控制终端的通信. 将每路输出参数、工作状态等进行上报.

5 结束语

在现代作战指挥控制系统中, 特装车辆涉及的设备种类越来越多、组成越来越复杂, 对供电系统的可靠性、可扩展性要求越来越高. 本文从实际

需求出发, 构建了一种分布式智能化供配电方式, 提高了供配电系统通用化、标准化程度, 便于智能供配电系统的扩展和裁剪, 提高了供电系统的可靠性, 提高了特种装备车辆智能化和自动化水平.

参考文献:

[1] 张小东, 王强, 邓桐彬. 车载智能供配电控制设备的设计与实现 [J]. 通信电源技术, 2016, 33 (4): 85-87.
 [2] 江峰, 赵祎晨, 黄浩然. 供配电系统实现数据中心智慧运维的应用探讨 [J]. 智能建筑电气技术, 2022, 16 (1): 5-8.

[3] 赵岩, 杨友超, 张翔. 航天器高可靠智能供配电系统设计 [J]. 计算机测量与控制, 2015, 23 (8): 2776-2778.
 [4] 冀斌. 浅析智能供配电监控系统的应用 [J], 甘肃科技, 2012, 28 (18): 60-62.
 [5] 辛高波, 王猛, 丁秀峰. 运载火箭冗余分级智能供配电技术研究 [J]. 计算机测量与控制, 2018, 26 (10): 137-140.
 [6] 张翔, 徐海运, 陈春燕等. 飞行器供配电系统通用测试方案设计 [J]. 计算机测量与控制, 2014, 220 (10) 3216-3128.

(上接第 60 页)

[5] 刘丽新, 汤一飞, 屠有余, 等. 某汽车差速器故障原因分析及对策 [J]. 汽车文摘, 2020(8): 54-57.
 [6] 张利鹏, 祁炳楠. 对称式行星齿轮差速器的转矩转速分配特性研究 [J]. 机械设计与制造, 2012 (9): 138-140.
 [7] 周新建, 于孟, 查小净, 等. 差速器齿轮机构的运动学及动力学分析 [J]. 机械传动, 2010, 34

(3): 18-21.
 [8] 刘宏, 范春利, 李浩亮. 双金属垫片在驱动桥差速器中的应用及参数设计研究 [J]. 汽车实用技术, 2018(20): 156-158.
 [9] 易勇, 刘志浩, 姜文义, 等. 差速器耐久性规范与异响失效分析 [J]. 汽车技术, 2014(10): 32-35.

CONTENTS

• Performance Research •

- Research on Static Experimental Testing of the Integrated Electromechanical Actuated Brake
WANG Yinfeng HU Zheng ZHANG Wanhao PANG Huiren JIAN Hongchao HAN Ming LAN Hai (1)
- Analysis and Research on Hydrodynamic Characteristics of An Ultra High Speed Amphibious Vehicle
..... SUN Xiaoce SUN Xuguang HUANG Dongyan QIU Sicong LIZhao (8)
- Research on Road Surface Identification Method for High Speed Electric Drive Tracked Vehicles Based on Traction Slip Rate Characteristics
..... HOU Yunlong GAI Jiangtao YUAN Yi ZENG Gen LI Xunming MA Changjun (15)
- Electro – mechanical Composite Braking System Technology for Ultra – Heavy Duty Hybrid Vehicles
..... FAN Jing GOU He XU Xiaoxi WANG Ran YANG Xiaopeng (22)
- Research on the Vertical Vibration of the Left and Right Braces of the Integrated Transmission of a Special Vehicle
..... HUANG Guoliang ZHANG Xiaoqiang , PANG Yu YU Chaojie DONG Chao (29)

• Design Calculation •

- Research on Fast Matching of Rigidity and Damping of Armored Vehicle Suspension System
..... TANG Zhiyong YANG Xu LEI Xudong FENG Jie CHEN Liu (37)
- Research and Application of Road Spectrum Fatigue Life for Wheeled Vehicles
..... YUAN Jinping PAN Ting YANG Yuhai (41)

• Reliability Research •

- Reliability Analysis of Vehicle Testing Based on Bayes Successful Test Model
..... DONG Bingjian WANG Jiule JIANG Ke1 ZHU Weidong JIANG Wenjie (49)
- Analysis and Optimization of Abnormal Steering Noise of a Two – wheel – drive Electric Passenger car
..... CHEN Hui LU FangJun CHENG Xiang WU Guiyi (55)

• Survey •

- Research on Intelligent Power Supply and Distribution Technology for Special Equipment Vehicles
..... ZHU Ruiping YANG Chunfeng (61)

本刊为：

中国期刊全文数据库期刊
中文科技期刊数据库期刊
万方数据—数字化期刊群上网期刊
中国学术期刊（光盘版）入编期刊
《CAJ—CD 规范》执行优秀期刊
中邮阅读网（www.183read.com）合作伙伴

声 明

本刊已许可中国学术期刊（光盘版）电子杂志社在中国知网及其系列数据库产品中以数字化方式复制、汇编、发行、信息网络传播本刊全文；已在“万方数据-数字化期刊群”全文上网，被“中文科技期刊数据库”、“中邮阅读网”收录。本刊所付稿酬已包括作者著作权使用费、上网服务报酬。作者向本刊提交文章发表的行为即视为同意本刊上述声明。

《车辆与动力技术》编辑部

车辆与动力技术

（季 刊）

第 1 期 2024 年 3 月（总第 173 期）

1979 年 4 月创刊

主管单位：中国科学技术协会

主办单位：中国兵工学会

主 编：席军强

副 主 编：杜志岐 张树勇

范朝霞 刘青山

责任编辑：刘青山

编辑出版：《车辆与动力技术》编辑部

地 址：北京理工大学

（北京海淀区中关村南大街 5 号）

邮政编码：100081

电 话：(010) 68911172 83808601

传 真：(010) 68911172

网 址：<http://BGTK.chinajournal.net.cn>

电子信箱：BGTKCD@126.com（第 2、4 期）

consultant@noveri.com.cn（第 1、3 期）

印 刷：北京科信印刷有限公司

发行范围：国内外公开

国内发行：北京报刊发行局

订 购 处：全国各地邮局

中国标准连续出版物号：
ISSN 1009-4687
CN 11-4493/TH

国内邮发代号：2-535

定价：12.00 元