

轮边综合驱动与转向电动车行走机构设计与分析

赵 鼎 崔文锋 孙海洋

(吉林大学汽车工程学院, 长春 130022)

摘 要 针对四轮独立驱动与四轮独立转向电动汽车的行走机构进行设计, 探讨了适合此种车辆的行走机构功能要求。分析并选择“零偏置”主销作为主销定位参数, 提出了 3 种不同结构方案并进行了分析比较, 对选定方案进行了结构设计。利用 CATIA 进行了运动仿真分析与受力校核。仿真分析结果表明, 开发的行走机构可以满足设计要求。

关键词 独立转向 独立驱动 主销定位 悬架设计

中图法分类号 U463.3 文献标志码 A

轮毂电机四轮独立驱动汽车较传统汽车在能源、性能方面都有很大潜力^[1-4]。四轮独立转向功能使得汽车可以完成前轮转向、后轮转向、四轮同向转向、四轮异向转向、绕任意点原地转向、斜行等多种运动模式(见图 1)即所谓全方位转向^[5-7], 这可以提高车辆的机动性和操纵稳定性。目前针对这种车辆的研究多集中在对控制算法的研究上, 而试验车多采用传统车辆的转向与悬架系统, 这样做带来的问题是车辆结构与控制算法不匹配, 不能充分发挥轮边独立转向与驱动汽车的优势, 并且由于传统悬架复杂的 K&C 特性, 增加了控制系统的复杂程度。对这种新型汽车的结构设计成为进一步研究的基础。

一些专家提出了“摩托车双叉”方案^[8], “双横臂—扭杆弹簧”方案^[9]等, 本文针对城市道路工况复杂、速度相对较低、路面平坦、泊车困难等特点, 提出了行走机构的设计目标, 对主销参数进行了选择, 从不同角度提出并对比了三种不同的结构方案, 并对其进行了 CAE 运动与强度校核。

1 行走机构方案设计及方案对比分析

1.1 设计目标

针对的行走机构设计提出如下要求:

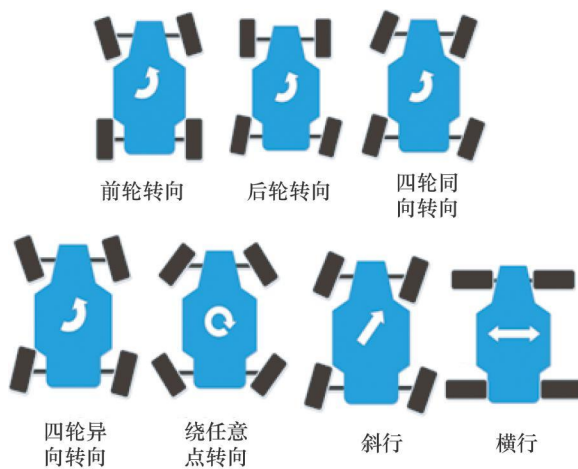


图 1 转向模式图

1) 每个车轮可以达到 $\pm 90^\circ$ 转向, 从而增加机动性, 更适用于城市复杂多变的工况。机构设计要避免悬架和转向干涉;

2) 选择合适的行走机构主销。减少转向电机的能耗, 缩短电机克服阻力驱动行走机构的时间, 并使转向与驱动解耦, 减小控制难度;

2010 年 4 月 12 日收到

国家大学生创新性实验计划资助

第一作者简介: 赵 鼎 (1987—) 河北人, 硕士研究生, 研究方向: 动态模拟与仿真。

3) 转向系逆效率足够高, 从而可以反馈路感, 并利于转向反馈力矩进行控制算法的设计;

4) 尽量减小机构尺寸、簧下质量和复杂程度以减少设计难度及降低成本。

1.2 转向轮定位参数的选择

主销定位包括主销的角度定位和位置定位, 主销的角度定位即主销内倾角和主销后倾角, 主销的位置定位是主销穿地点横向偏移距和纵向偏移距, 通过主销的两个偏移量可以计算内倾拖距和后倾拖距。它们对于保持车辆的行驶稳定性和转向操纵性有着重要作用 (见图 2)^[10]。独立转向电动车由于取消了转向横拉杆, 通过对左右转向电机的控制实现传统车横拉杆的自适应功能, 这使得独立转向电动车主销定位参数设计相对传统车很大不同。每个转向轮作为独立的系统, 主销内倾角与主销偏移距不能再起到回正的作用而被设为零。驱动时, 主销后倾会产生回正力矩, 而制动时, 主销后销将使车轮成为不稳定系统, 造成制动跑偏; 而且, 当车轮大角度转角时, 主销后倾会使车轮内 (外) 倾。为避免这种情况, 主销后倾角也设为零。这种车轮各个定位参数都为零的主销定位形式称为“主销零偏置”。

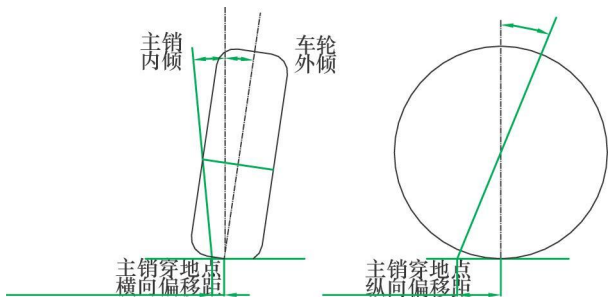


图 2 车轮定位参数

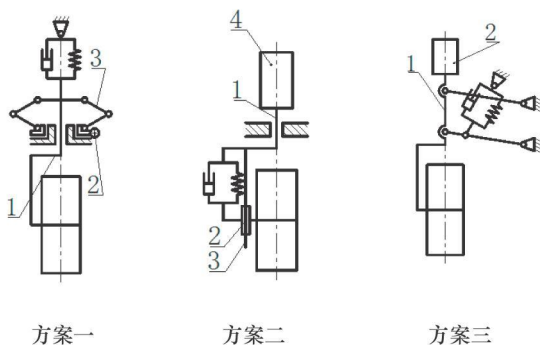
1.3 行走机构设计方案的对比

针对行走机构设计要求, 我们提出以下如表 1 所示三种方案:

表 1 所示三种方案中各组成部分的相对位置关系和连接方式描述如下:

方案一和方案二均采用了烛式悬架系统作为基本构型, 两方案的主销轴线均相对车架静止, 不同之处是方案一的弹性元件和减振器布置在车轮

表 1 行走机构设计方案



的上方, 主销 1 带动车轮相对车架上下跳动, 转向机构采用蜗轮蜗杆机构 2 带动“V”型片 3 将转向电机的运动传递到主销上; 方案二的弹性元件和减振器布置在车轮的侧面, 主销 1 只相对车架做转向时的旋转运动, 车轮跳动时, 连接车轮的滑块 2 相对与主销固连的导向机构 3 上下跳动, 转向电机 4 布置在机构的上方。方案三以等长双纵臂悬架为基本构型, 转向电机 2 和主销 1 同轴布置, 并和主销通过导向机构的约束共同相对车架跳动, 跳动时车辆的轴距会发生变化。

三种悬架结构形式均能满足 $\pm 90^\circ$ 转向, 其优缺点分析如下。

1.3.1 转向机构效率

车辆在转向时车轮受到的阻力矩是控制算法的重要反馈信息。方案一中转向系统的减速机构采用蜗轮蜗杆减速机构, 会导致转向系的逆效率很低, 无法反馈车轮受到的转向阻力矩, 不利于发挥车辆的性能。方案二和方案三采用行星齿轮减速器, 正逆效率相当。

1.3.2 结构尺寸与复杂程度

方案一机构高度尺寸较大, 机构比较复杂, 设计和加工的难度都相对较大; 方案二的机构高度低, 结构简单, 设计和加工的难度都较小; 方案三采用等长双纵臂的设计思路, 结构比较简单, 设计比较容易, 但所占空间比较大, 不利于布置。

1.3.3 簧下质量

方案一中车轮和车轮支架和主销等成为簧下质量, 由于车轮要保证主销定位必须具有一定强度

和刚度, 所以车轮支架的质量较大 (30 kg), 导致方案一的簧下质量很大; 方案二的簧下质量只有车轮、轮毂电机、滑块等, 簧下质量相对较小; 方案三中, 车轮支架、导向机构等均质量较大, 而且转向电机和减速器等均为簧下质量, 因此方案三的簧下质量也较大。

1.3.4 与车架连接处的受力与变形情况

方案一通过减振器顶部和主销滑动部分与车架连接, 连接的刚度较大; 方案二通过固定主销的套筒和车架连接, 并传递地面对悬架的各种力和力矩, 需要的连接强度较大; 方案三通过设计导向机构和车架连接, 连接相对容易。三种方案对比如表 2 所示。

表 2 行走机构方案对比

方案	机构尺寸	转向机构精度及效率	机构复杂程度	簧下质量	与车架连接的受力情况
方案一	大	低	较复杂	大	较容易
方案二	小	高	简单	小	较难
方案三	中	高	简单	大	较容易

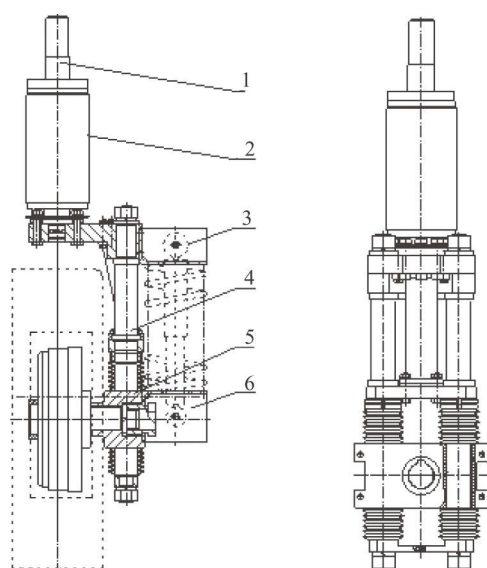
基于以上分析, 方案二只在与车架连接的设计上有难度, 而性能指标均较好, 相对其他两个方案更有优势, 故决定采用此行走机构并进一步分析。

2 行走机构结构设计

针对所确定的机构设计方案 (方案二), 我们进行了详细的设计 (见图 3)。

2.1 驱动、制动部分设计

本车采用轮毂电机驱动, 电机直接连接并驱动车轮。轮毂电机为外转子结构, 心轴为定子, 固定在滑块 5 (见图 3) 上, 由于轮毂电机能兼起驱动和制动的作用, 所以制动系统采用电机制动, 但为了增加机构的安全性, 我们设计了一套后两轮机械盘式制动机构 (兼驻车制动), 两套制动机构由两套独立的操纵机构控制。



1—转向电机, 2—主销套筒, 3—上弹簧支座, 4—导向轴, 5—滑块, 6—下弹簧支座

图 3 方案二详细设计图

2.2 转向总成设计

根据文献 [11], 汽车原地转向阻力矩:

$$M_k = \frac{f}{3} \sqrt{\frac{G}{P}} = \frac{0.7}{3} \sqrt{\frac{400^3}{0.2}} = 128 \text{ (N} \cdot \text{m)}.$$

由于转向系统为线控独立转向系统, 每个车轮的转向都相互独立, 单个车轮原地转向阻力矩为:

$$M_0 = \frac{1}{2} M_k = 62 \text{ N} \cdot \text{m} \text{ 并且车轮极限状态转向}$$

角速度为 7.5 rad/s 则最大有效功率为

$$P = \frac{T_0 \omega}{9.55} = \frac{62 \times 7.5}{9.55} = 48.28 \text{ W}.$$

根据以上计算完成转向执行机构的选型。主销为零偏置设计, 因此, 设计主销在车轮的正上方, 整个机构通过两个轴承固定在套筒上, 以实现每个车轮的 $\pm 90^\circ$ 转向。

2.3 悬架总成设计

我们悬架的弹性元件采用螺旋弹簧, 和减振器同轴布置在车轮的侧面, 杠杆比为 1。悬架参数计算如下:

根据文献 [12] 传统车的悬架偏频为 $1.5 \sim 2.1 \text{ Hz}$ 初选偏频 1.8 Hz 根据公式 $n = \sqrt{g/m} / (2\pi)$ 及我试验车整车参数 (见表 3) 悬架刚度为 $21\,722 \text{ N/m}$ 。

根据实际情况我们选择奥拓后悬架的螺旋弹簧和减振器。经测试弹簧刚度后计算得悬架偏频:

$$n=\sqrt{c/m}/(2\pi)=\sqrt{18260/170}/(2\pi)=1.65\text{ Hz}$$

符合规定范围。

悬架的静挠度:

$$f=mg/c=166.2\times 9.8/1826=89.2\text{ mm}$$

由于试验车的行驶工况相对较好, 因此设计悬架的动挠度为 50 mm。

表 3 试验车整车参数

轴距	2.1 m
轮距	1.5 m
整车质量	680 kg
质心至前轴的距离	1.1 m
质心至后轴的距离	1 m
车辆质心高度	0.3 m

由于主销为零偏置, 车轮跳动时车轮沿着主销轴线上下跳动, 因此固定车轮的滑块相对于固连在主销上的两个导向轴上下滑动, 滑块内孔镶有滑动轴承以减少磨损。两个导向轴限定了滑块的 5 个自由度, 只能沿着导向轴上下滑动。导向轴的导向部分通过橡胶密封套密封 (如图 3)。

3 CAE分析

选定方案整体上属于悬臂梁结构, 支撑刚度差, 机构易变形, 而且机构承受整车重量和路面传来的冲击, 在强度、抗冲击性、疲劳强度以及可靠性方面都有很高的要求。因而, 对机构进行应力应变分析是设计过程中必不可少的环节。本文中选用 CATIA 软件的有限元分析模块进行机构的应力应变分析。

3.1 CATIA模型建立及行走机构运动校核

根据选定方案在 CATIA 中建立如图 4 所示三维模型, 图 5 为 CATIA 中运动校核。

3.2 模型分析计算

各零部件的材料为碳素钢, 从材料手册查出其弹性模量 $E=196\text{ GPa}$ 泊松比 $\mu=0.266$ 屈服极限

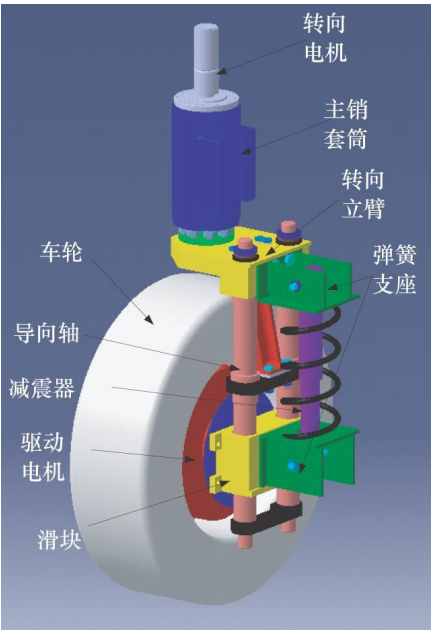
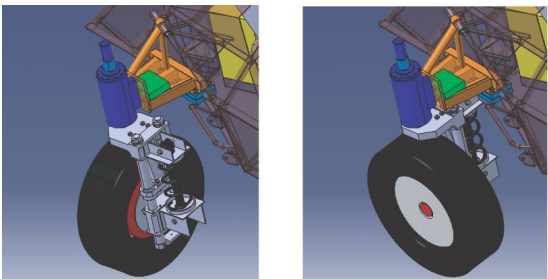


图 4 CATIA建模



(a) 车轮转角为90° (b) 车轮转角为0°

图 5 行走机构的运动校核

$\sigma \approx 280\text{ MPa}$, 取安全系数 $n=2$ 则许用应力 $[\sigma]=140\text{ MPa}$; 由于碳素钢属于塑性材料, 故在进行强度计算时, 采用屈服极限 σ 作为极限应力。根据行走机构的运动功能添加约束: 由于行走机构是沿主销轴线转动, 故在主销部分添加固定约束, 导向轴 (图 3 中的 4 结构) 与其连接件采用过盈配合以减少模型分析难度, 上下弹簧座 (图 3 中的 3 和 6 结构) 分别固连到主转向臂和滑块上, 其他零件之间均采用固连约束以减少约束添加难度。

参考文献 [13], 对行走机构按照三种危险工况分析, 即: 越过不平路面工况、侧向力最大工况和紧急制动工况, 计算载荷见表 4。

表 4 计算载荷

计算载荷确定	工况一	工况二	工况三
法向力 $k_{1.2}N-\frac{U}{2}$	5 850 N	3 850 N	3 850 N
侧向力 $\mu_{1.2}N$	700 N	1 800 N	700 N

3.2.1 越过不平路面 工况

在此工况下,行走机构受到地面通过轮胎传递过来的垂直反作用力并减去车轮的重力得 $F\approx 5\,850\text{ N}$ 则作用在滑块上的力为垂向力 $F_1=3\,700\text{ N}$ 和附加弯矩 $M_1=638\text{ N}\cdot\text{m}$

将模型在 CATIA 的 Analysis 中分析,其应力及应变如图 6

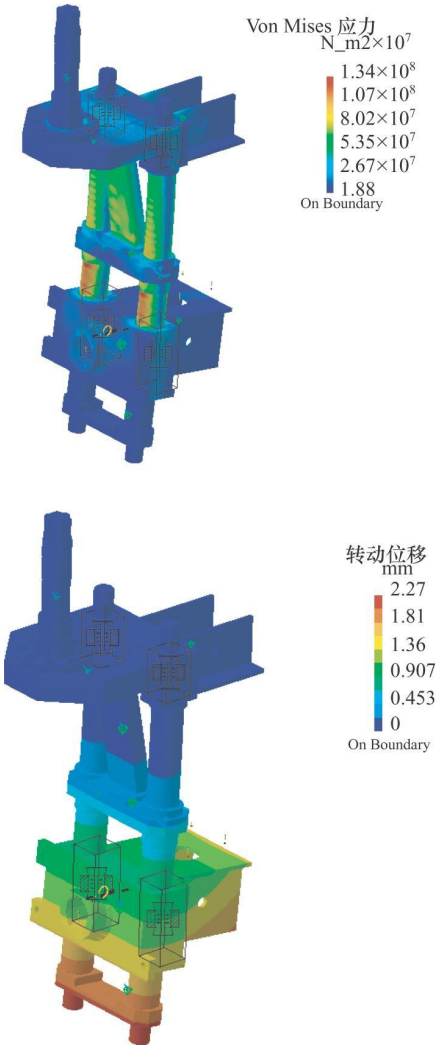


图 6 越过不平路面工况应力应变图

由图 6可知行走机构最大应力 $\sigma_{\max}=134\text{ MPa}<[\sigma]$,最大形变量为 2.27 mm

3.2.2 侧向力最大 工况 (即侧滑工况)

由于侧滑时侧向力产生的弯矩和垂直反作用力所产生的弯矩一侧车轮同向,另一侧车轮反向。因此我们以产生力矩方向相同的一侧为分析对象。作用在滑块上的侧向力 $F_2=3\,850\text{ N}$ 垂直反作用力 $F_1=1\,800\text{ N}$ 和附加弯矩 $M_2=642.5\text{ N}\cdot\text{m}$ 。将模型在 CATIA 的 Analysis 中分析,其应力及应变如图 7所示:

由图 7可知行走机构最大应力 $\sigma_{\max}=122\text{ MPa}<[\sigma]$,最大形变量 $=1.53\text{ mm}<$ 许用变形量。

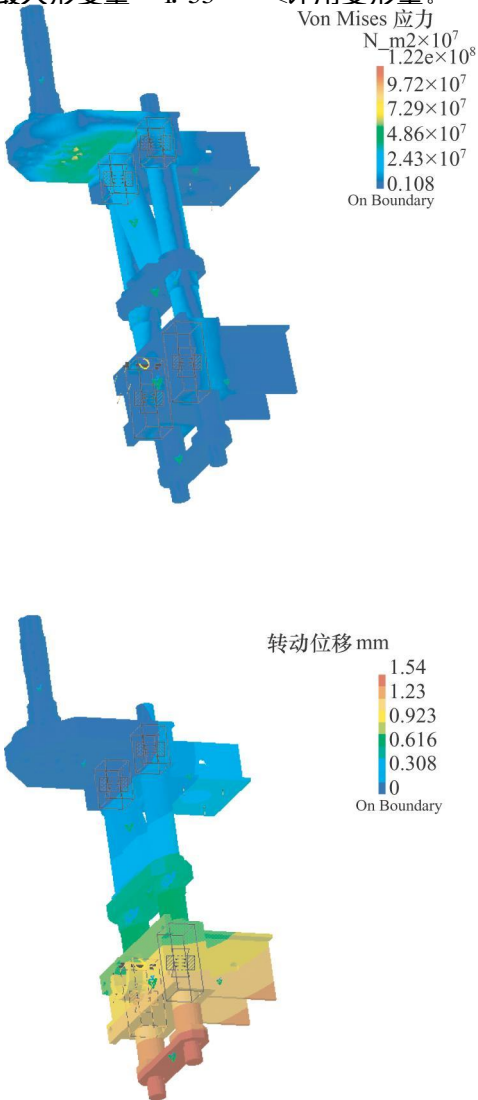
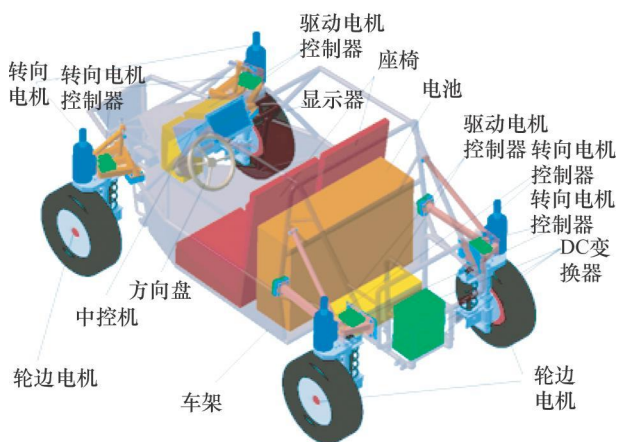


图 7 侧滑工况应力应变图

3.2.3 紧急制动工况

由表 3 可知紧急制动工况的侧向力及纵向力均不大于侧向力工况, 故紧急制动工况时该行走机构的应力及应变也均小于许用值。

4 设计结果图



BCATIA三维图及实车验证图

图 8 为上述结构的 CATIA三维图及实物图片。

5 结论

本文针对可以全方位转向的独立驱动车辆, 设计了可以完成车轮独立 $\pm 90^\circ$ 旋转的行走机构。选择了“零偏置”的前轮定位参数, 提出并分析了三种能够完在“零偏置”前轮定位和 $\pm 90^\circ$ 旋转的机构方案。针对选定方案进行了结构设计, 并在 CATIA 下进行了强度和刚度分析和结构改进。仿真分析表明, 所设计的机构可以满足设计需求。

参考文献

- 1 Hori Y. Future vehicle driven by electricity and control—Research on 4 wheel motored “UOT march II”. IEEE transactions on industrial electronics, 2004, 51(5): 954–962
- 2 Chen Sizhong, Shu Jin, Yang Lin. Research on vehicle control technology using four-wheel independent steering system. Journal Beijing Institute of Technology, 2006, 15(1): 22–26
- 3 卓桂荣. 四轮驱动电动汽车关键技术研究. 上海: 同济大学博士后出站报告, 2004
- 4 张缓缓. 采用电动轮驱动的电动汽车转矩协调控制研究. 长春: 吉林大学博士论文, 2009
- 5 卓桂荣, 陈辛波, 余卓平, 等. 全方位线控四轮转向电动汽车设计. 机械设计, 2005, 22(2): 22–2
- 6 Lam T L, Qian H H, XU Y S et al. Omni-directional steering by interface for four-wheel independent steering vehicle. IEEE International Conference on Robotics and Automation Kobe, Japan, May 12–17, 2009, 1383–1388
- 7 卓桂荣, 余卓平, 陈辛波. 原地转向电动汽车参数化模型的建立. 计算机集成制造系统, 2005, 11(5): 664–668
- 8 高时芳. 四轮独立驱动电动汽车的电子差速器系统研究. 西安: 西北工业大学, 硕士毕业论文, 2006
- 9 陈辛波, 万钢, 李晏, 等. 双横臂双横臂悬架一扭杆弹簧—电动轮模块的开发与应用. 机械工程学报, 2005, 41(12): 92–95
- 10 管欣, 逢淑一, 詹军, 等. 基于转向几何试验的主销轴线角度和位置的解算. 科学技术与工程, 2009, 9(21): 6595–6600
- 11 郭孔辉. 汽车操纵动力学. 长春: 吉林科学技术出版社, 1991
- 12 王望予. 汽车设计. 北京: 机械工业出版社, 2004
- 13 [德] 约森·赖姆佩尔. 悬架元件及底盘力学. 王檀, 译. 长春: 长春科技出版社, 199

(下转第 4698 页)

following models lack. Because of it, a car following model based on production rule system was put forward and simulated. The results show that it is feasible to describe drivers' behavior with production rule system, and it is easy to expand by the cooperation of fuzzy and ordinary rules.

[Key words] car following production rule system fuzzy logic

(上接第 4678 页)

Countermeasures and Suggestions for Enhancing Seismic Capacity of School Buildings

YANG Wenwei

(School of Civil and Hydraulic Engineering Ningxia University Yinchuan 750021 P. R. China)

[Abstract] Based on the investigation on damaged buildings during Wenchuan earthquake and Northwest area, the existing problems of school buildings which have a great influence on the seismic capacity are systematically analyzed, such as seismic design of masonry structure, light steel structure building architecture, energy dissipation technology, etc. Countermeasures and suggestions are proposed accordingly for enhancing the seismic capacity of buildings. This research will benefit to the revision of the design for school buildings.

[Key words] school buildings masonry structure light steel structure energy dissipation technology countermeasures and suggestions

(上接第 4692 页)

The Design and Analysis of Integrated-wheel Drive and Electric Steering Vehicle Travelling Mechanism

ZHAO Ding CUI Wenfeng SUN Haiyang

(College of Automotive Engineering Jilin University Changchun 130022 P. R. China)

[Abstract] The following focuses on the vehicle travelling mechanism design of 4 wheels independent drive and 4 wheels independent steering. It is discussed about the affection of front wheels positioning parameters on this vehicle. And 3 different mechanical forms are analyzed and compared. Structurally designed, the selected program was simulated and pre-examined with CATIA software. The results of simulation indicate that what the article develops meets the designing requirements.

[Key words] independent wheel steering independent wheel drive kingpin parameters suspension