

汽车先进技术论坛丛书

QICHE XIANJIN JISHU LUNTAN CONGSHU

车辆稳定控制技术

VEHICLE STABILITY CONTROL TECHNOLOGIES



李永 宋健 著



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS



汽车先进技术论坛丛书

QICHE XIANJIN JISHU LUNTAN CONGSHU

车辆稳定控制技术

VEHICLE STABILITY CONTROL TECHNOLOGIES

李永 宋健 著



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

本书系统而全面地阐述了车辆稳定控制理论及其在车辆工程中的匹配及应用技术,是车辆控制工程领域的一部学术专著。全书共八章,分上、下两篇。上篇(前四章)完整论述了车辆稳定控制理论,包括建模与正交匹配;下篇(后四章)介绍了车辆稳定控制仿真技术、实验方法及工程应用等。本书以稳定控制技术为主线,重点围绕车辆安全问题,阐述控制理论在车辆动力学中的应用。本书以作者近年来在该领域的系列化研究成果为主要内容,是一部具有较为完整理论体系和实验验证的车辆控制方面的学术专著,可以为车辆控制技术及实验匹配提供理论和方法。

本书可以作为高等院校车辆、机械、机电、控制、交通、力学及宇航等专业的本科生和研究生的教材或教学参考书,也可作为相关工程技术人员的参考书和工具书,同时适合于科研、设计及工艺人员阅读参考。

图书在版编目(CIP)数据

车辆稳定控制技术/李永,宋健著. —北京:机械工业出版社,
2012. 12

(汽车先进技术论坛丛书)

ISBN 978-7-111-40294-7

I. ①车… II. ①李…②宋… III. ①汽车—稳定控制
IV. ①U461. 6

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2012)第 262835 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑:何士娟 责任编辑:何士娟

版式设计:霍永明 责任校对:陈立辉

封面设计:路恩中 责任印制:张楠

唐山丰电印务有限公司印刷

2013 年 1 月第 1 版第 1 次印刷

169mm×239mm·14 印张·272 千字

0 001—4000 册

标准书号:ISBN 978-7-111-40294-7

定价:68.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社服务中心:(010) 88361066 教材网:<http://www.cmpedu.com>

销售一部:(010) 68326294 机工官网:<http://www.cmpbook.com>

销售二部:(010) 88379649 机工官博:<http://weibo.com/cmp1952>

读者购书热线:(010) 88379203 封面无防伪标均为盗版

前 言

机/电/磁/液系统的控制策略提高了车辆科技附加值含量，控制技术成为车辆领域发展的热点。随着控制产品在车辆安全中的应用，控制在车辆安全行为中起着重要作用。近十年来，作者对车辆控制领域进行了较为系统的研究，虽然国内外诸多研究者均在从事该方面的研究，但关于车辆稳定控制技术方面的学术著作尚少，故决定完成这部凝聚了课题组研究精髓并充分借鉴国内外本方面研究成果的学术专著。本书以车辆稳定控制技术为主线撰写而成，总结并且凝练了课题组的研究成果，提炼出解决车辆稳定控制技术问题的基础理论与基本方法。本书在选材和撰写上首要考虑的就是要精而实用，可以帮助本科生、研究生和专业人员从事科研实践工作；其次是传播知识，使读者朋友多接触该学科发展方向，为了解车辆控制领域架设桥梁。

本书上篇第一章至第四章侧重于介绍构建基本理论体系，下篇第五章至第八章侧重于介绍实验、仿真和工业应用体系。作者希望本书成为读者朋友们在技术和科学工作时的得力助手。

本书由北京理工大学李永、清华大学宋健著。

本书的研究工作得到汽车安全与节能国家重点实验室开放基金(KF11071)资助，有关新能源车辆的部分研究工作得到国家自然科学基金(10972037)资助，在此诚挚感谢。

作者感谢课题组多名学生的工作，为本书提供了生动且引人入胜的例子。

在本书的撰写过程中，参考了文献、报告及资料，本书尽可能在参考文献中作了说明，但由于工作量大及作者不详，对没有说明的文献作者表示歉意和感谢。

车辆稳定控制技术是一门正在发展中的学科，书中许多内容还未完全成熟。衷心希望读者在阅读本书的过程中能够解决已指出的一些遗留问题，并期待读者能发现和提出有意义的新问题。由于作者水平有限，不当之处在所难免，欢迎读者不吝指正。

作 者

目 录

前言

上篇 车辆稳定控制基础理论

第一章 绪论	1
第一节 引言	1
一、稳定系统概念	1
二、控制方式分类	4
三、稳定控制原理	7
四、稳定控制算法	8
第二节 车辆稳定控制技术简史	12
一、历史状况	12
二、发展现状	15
第三节 车辆稳定控制基本方法	16
一、稳定控制算法	16
二、控制算法策略	18
三、核心控制算法	21
第四节 车辆稳定控制基础实验	22
一、路面控制实验	22
二、电子控制实验	24
三、匹配标定实验	26
第二章 稳控系统基本模型	31
第一节 硬件控制模型	31
一、结构设计模型	31
二、轮速输入模型	32
三、仿真平台模型	35
四、轮胎稳定模型	39
第二节 软件控制模型	40
第三节 液压控制模型	44
一、液压控制单元	44
二、液电混合模型	45
三、液压理论模型	47
四、流场控制模型	55
五、液压匹配模型	58

六、整车匹配模型	58
七、整体布置模型	59
八、质量控制模型	60
第三章 稳控系统基本方法	63
第一节 正交匹配方法	63
一、正交匹配实验	63
二、硬件匹配方法	64
三、软件匹配方法	65
四、实车匹配方法	66
第二节 压力控制方法	68
一、压力变化特性	68
二、压力估计算法	75
三、压力识别技术	84
第四章 稳定控制计算技术	92
第一节 轮速控制计算技术	92
一、计算原理	93
二、计算方法	93
三、干扰算法	94
四、滤波算法	96
第二节 车速控制计算技术	97
一、参考车速算法	97
二、综合车速算法	101
第三节 增减压自适应调整算法	106
一、算法原理	107
二、实时算法	108
三、特征值算法	109
四、补偿算法	110
五、转弯工况算法	111
第四节 变速器计算技术	117
下篇 车辆稳定控制基本技术	
第五章 稳定控制硬件流程技术	121
第一节 硬件建模与匹配技术	121
第二节 选型分析技术	130
第三节 开关流量技术	133
第四节 转向识别技术	136
第五节 轮速检测技术	140

第六节 牵引力控制系统计算技术	144
第六章 稳定控制软件标定技术	150
第一节 稳健性标定方法	150
一、标定参数确定	151
二、噪声因子影响	152
三、标定实验方法	153
第二节 标定工具技术	157
一、标定系统结构	157
二、标定软件结构	159
三、标定软件总体设计	160
第三节 整车匹配技术	161
一、标定匹配技术	161
二、整车匹配原理	162
三、整车匹配方法	164
四、综合实车匹配	165
第四节 仿真匹配技术	167
一、软件匹配流程	168
二、内部信息采集	169
三、仿真调试验证	170
第五节 道路匹配实验	172
一、典型工况实验	172
二、冬季实验技术	174
第七章 稳定控制系统工艺技术	180
第一节 电磁阀工艺技术	181
第二节 装配与检测技术工艺	184
第三节 实验工艺	185
第八章 新能源车辆电池材料稳定控制技术	189
第一节 质子交换膜燃料电池稳定控制技术	191
第二节 锂电池稳定控制技术	193
第三节 镍氢电池稳定控制技术	195
第四节 新能源电池组稳定控制技术	196
附录 A 车辆稳定性控制技术基本装置 (ABS/ASR//ESP) 的使用性能	199
附录 B 车辆稳定控制技术基础系统与基础性能	206
参考文献	212

上篇 车辆稳定控制基础理论

第一章 绪 论

第一节 引 言

一、稳定系统概念

当某个控制系统加入典型输入信号后，分析其输出响应特性的动态性能和稳态性能，如果满足稳定过程对控制系统的性能要求，就称该系统为稳定系统。时域分析法是通过直接求解系统在典型输入信号作用下的时间响应，来分析控制系统的稳定和控制系统的动态性能及稳态性能。工程上常用单位阶跃响应的超调量、调节时间和稳态误差等性能指标评价系统的优劣。控制系统经过参数整定和调试，其动态特征往往近似于一阶或二阶系统，因此一阶、二阶系统的理论分析结果，是高阶系统分析的基础。一阶系统的动态特性应用一阶微分方程描述。一阶系统只有一个系统参数，即时间常数 T ，它反映了一阶系统的惯性大小或阻尼程度。一阶系统的性能由其时间常数 T 唯一决定，时间常数 T 也可由实验曲线求出。

系统的性能分析，在控制理论中有着重要的地位。二阶系统含有两个系统参数，即阻尼比 ξ 和无阻尼振荡频率 ω_n 。阻尼比 ξ 决定着二阶系统的响应模态。 $\xi=0$ 时，系统的响应为无阻尼响应； $\xi=1$ 时，系统的响应为临界阻尼响应； $\xi>1$ 时，系统的响应为过阻尼响应； $0<\xi<1$ 时，系统的响应为欠阻尼响应。欠阻尼工作状态下，合理选择阻尼比 ξ 的取值，可使系统具有令人满意的动态性能指标。动态性能指标有 t_r 、 t_p 、 t_s 等，可以从响应曲线上读取；另外它们与 ξ 、 ω_n 有相应的关系，只要已知 ξ 、 ω_n ，就能求出动态性能指标，如图 1-1 所示。

1. 动态性能指标

- ① 最大超调量 σ_p 。
- ② 上升时间 t_r 。
- ③ 峰值时间 t_p 。
- ④ 调整时间 t_s 。

2. 稳态性能指标

稳态误差 e_{ss} 输出响应的稳态值与希望的给定值之间的偏差, 是衡量系统准确性的重要指标。

1) 稳定分析。控制系统是否稳定, 是决定其能否正常工作的前提条件。不稳定系统在工程上多数无应用价值。稳定是指系统受到扰动偏离原来的平衡状态后, 去掉扰动, 系统仍能恢复到原工作状态的能力。应当特别注意, 系统的稳定

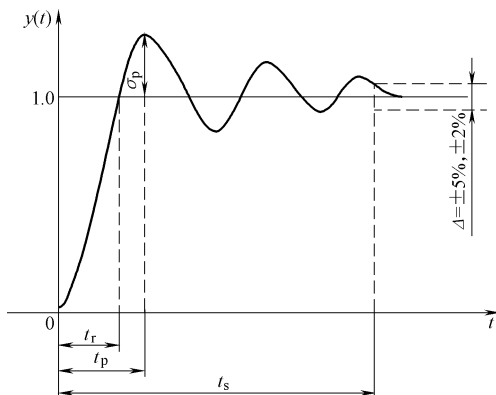


图 1-1 系统动态指标

只取决于系统内部的系统及参数, 而与初始条件和外作用的大小及形式无关。线性系统稳定的充分必要条件: 系统的所有闭环特征根都具有负的实部, 或闭环特征根都分布在左半 s 平面。判别系统的稳定, 最直接的方法是求出系统的全部闭环特征根。但是求解高阶特征方程的根是非常困难的。工程上, 一般均采用间接方法判别系统的稳定。劳斯判据是常用的一种间接判别系统稳定的代数稳定判据, 可用来确定工作时, 系统参数的允许变化范围。系统闭环特征多项式各项同号且不缺项, 是系统稳定的必要条件。

2) 稳态误差。稳态误差是系统很重要的性能指标, 它标志着系统最终可能达到的控制精度。稳态误差定义为稳定系统误差信号的终值。稳态误差既和系统的参数有关, 也取决于外作用的形式及大小。稳态误差可应用拉氏变换的终值定理计算, 步骤如下:

- ① 判别系统的稳定。只有对稳定的系统计算其稳态误差才有意义。
- ② 根据误差的定义求出系统误差的传递函数。
- ③ 分别求出系统对给定和对扰动的误差函数。
- ④ 用拉氏变换的终值定理计算系统的稳态误差。

要注意, 终值定理的使用条件为, 误差的相函数在右半 s 平面及虚轴上 (原点除外) 解析。系统稳定是满足终值定理使用条件的前提。如果误差函数在右半 s 平面及虚轴上不解析, 只能应用定义计算稳态误差。对三种典型函数 (阶跃、斜坡、抛物线) 及其组合外作用, 也可利用静态误差系数和系统的型数计算稳态误差。采用具有对给定或 (和) 对扰动补偿的复合控制方案, 理论上可以完全消除系统对给定或 (和) 扰动的误差, 实现输出对给定的准确复现。但工程上常根据输入信号的形式实现给定无稳态误差的近似补偿。

二阶系统的闭环传递函数:

$$G(s) = \frac{C(s)}{R(s)} = \frac{K}{Ts^2 + s + K} \quad (1-1)$$

式中 T ——受控对象的时间常数；

K ——受控对象的增益。

其典型系统图如图 1-2 所示。

式 (1-1) 可改写成标准形式：

$$G(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2} \quad (1-2)$$

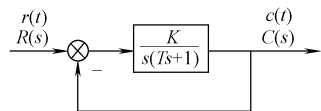


图 1-2 二阶系统传递函数

式中 ω_n ——无阻尼自然振荡频率， $\omega_n = \sqrt{\frac{K}{T}}$ ；

ξ ——阻尼比， $\xi = \frac{1}{2\sqrt{TK}}$ 。

二阶系统动态性能指标的计算 ($0 < \xi < 1$ 的欠阻尼情况)：

上升时间：

$$t_r = \frac{\pi - \theta}{\omega_d} \quad (1-3)$$

式中 $\theta = \arctan \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi}$ ， $\omega_d = \omega_n \sqrt{1-\xi^2}$ 。

峰值时间：

$$t_p = \frac{\pi}{\omega_d} = \frac{\pi}{\omega_n \sqrt{1-\xi^2}} \quad (1-4)$$

超调量：

$$\sigma_p = e^{-\pi\xi/\sqrt{1-\xi^2}} \times 100\% \quad (1-5)$$

调整时间：

$$t_s = \begin{cases} \frac{3}{\xi\omega_n} & (\Delta = \pm 5\%) \\ \frac{4}{\xi\omega_n} & (\Delta = \pm 2\%) \end{cases} \quad (1-6)$$

衰减指数 m 和衰减率 ψ ：

$$m = \frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} = \frac{\xi\omega_n}{\omega_d} \quad (1-7)$$

$$\psi = e^{\frac{-2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}} = e^{-2\pi m} \quad (1-8)$$

高阶系统的动态响应，在工程中常采用主导极点的概念进行简化分析。闭环主导极点的基本概念：如果高阶系统中距离虚轴最近的一对共轭复数极点（或一个实极点）的实部绝对值仅为其他极点的 1/5 或更小，则系统的响应主要由

这一对复数极点确定,称之为闭环主导极点。找到了主导极点,高阶系统就可以近似作为二阶或一阶系统来分析。控制系统受扰动偏离了平衡状态,当扰动消除后系统能自动恢复到原来的平衡状态,或能稳定在一个新的平衡状态,则称系统是稳定的,反之,称系统是不稳定的。系统的稳定是属于系统本身的特性,它只与自身的系统与参数有关,而与初始条件、外界扰动的大小等无关。系统的稳定取决于系统的特征根(极点),而与系统零点无关。一个稳定的系统在给定输入或扰动输入的作用下,经历过渡过程进入稳态后的误差,即 $e_{ss} = \lim_{t \rightarrow \infty} e(t)$ 。系统的稳态误差是对系统控制的准确性的度量,是系统的稳态性能指标。

二、控制方式分类

控制是工程高科技领域之一,控制应用于工程的发展经历了经验(凭经验传承判断)、分析、综合(系统优化设计)和控制四个阶段。控制系统的基本元素为传感器、处理器(也称控制器)和执行器。传感器感受外部激励及系统反应的变化信息,处理器接受这些信息并依据算法设计控制策略,执行器则产生所需的控制策略并作用到系统上,从而实现了对系统的控制。

依据控制调整方式的不同,控制还可分为开环控制(仅由外界荷载变化调整,被动控制多为此种控制)、闭环控制(即反馈控制,依据系统当前反应值和估计值调整)、开闭环控制(能同时感受外界荷载和系统反应的变化理想地控制,但工程实现困难)。随着系统控制应用的逐步推广,各种新的控制技术不断出现,可供选择的控制装置也越来越多,控制理论研究也不断深入。综合多学科知识建立受控系统的方程,应用并发展新的理论。通过解析、数值和实验相互支持的方法,在计算机支持的虚拟或现实的环境下完成系统设计方案论证和具体的控制设计。根据不同外界荷载变化和系统响应信息,调节控制作用,使系统性能满足安全和功能的要求。控制在早期作为从牛顿、拉格朗日、哈密顿等人发展起来的一门基础学科,但随着科学与工程技术的迅速发展,控制学科中的各个分支学科在理论和方法上相互依赖、相互渗透和相互贯通,如今已发展成为一门重要的技术科学。

依据是否需要外界能源,控制可分为被动控制、主动控制、半主动控制和混合控制四类。被动控制也称无源控制,它不需要外部输入能量,仅通过控制系统改变系统的动力特性达到减轻动力响应的目的;主动控制的过程依赖于外界激励和系统响应信息,并需要外部输入能量,提供控制策略;半主动控制利用系统响应或外界激励信息,但仅需要输入少量能量以改变控制系统形态,达到改变系统动力特性从而减轻响应的目的;混合控制指的是上述三类控制的混合应用,在系统上同时施加主动和被动控制,整体分析其响应,克服纯被动控制的应用局限,减小外部控制设备的功率、体积、能源和维护费用,增加系统的可靠性。

被动控制是一种无源控制方法,包括隔振、吸振和耗能三大控制形式,采用

隔离、转移、消耗能量的方法达到系统稳定目标。被动控制易于工程实现,受到普遍重视。车辆多采用隔振装置,如高阻尼橡胶系统、滞变-摩擦系统等。车辆隔振模型如图 1-3 所示。

车辆系统增加了基底隔振层后, n 个自由度的系统变为 $n+1$ 个自由度,如图 1-4 所示。其运动方程为

$$\begin{bmatrix} m_0 & 0 \\ 0 & \mathbf{M} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_0 \\ \ddot{\mathbf{Y}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_0 + c_1 & \mathbf{C}_1 \\ \mathbf{C}_1^T & \mathbf{C} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_0 \\ \dot{\mathbf{Y}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_0 + k_1 & \mathbf{K}_1 \\ \mathbf{K}_1 & \mathbf{K} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_0 \\ \mathbf{Y} \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} m_0 & 0 \\ 0 & \mathbf{M} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ \mathbf{1} \end{Bmatrix} \ddot{y}_g(t) \quad (1-9)$$

式中, m_0 、 c_0 和 k_0 分别为基底隔振层的质量、粘滞阻尼系数和侧移刚度。 $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 和 $\mathbf{K}$ 分别为车辆系统的质量、阻尼和刚度矩阵。由于系统和基底在阻尼项与刚度项上的耦合,使传给系统的加速度明显减小。从上式出发,可讨论隔振支座设计和车辆系统的隔振性能。

在系统上附加吸振器子系统,用以减小主系统的振动。吸振器是包括质量系和弹簧系的振动系统,以质量产生的惯性力作为控制力,通过弹簧作用于主系统,与粘滞阻尼器联合使用,并以阻尼器命名。吸振器原理可用两自由度的、底层横梁上受简谐荷载作用的剪切型框架系统的受迫振动来说明,如图 1-5 所示。系统稳态振动响应(振幅)为

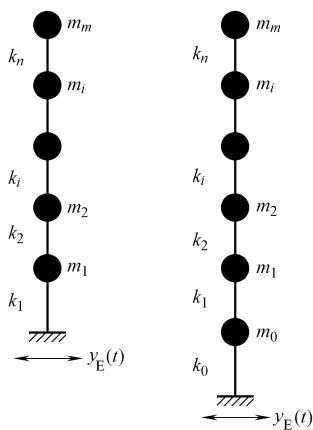


图 1-4 隔振计算简图

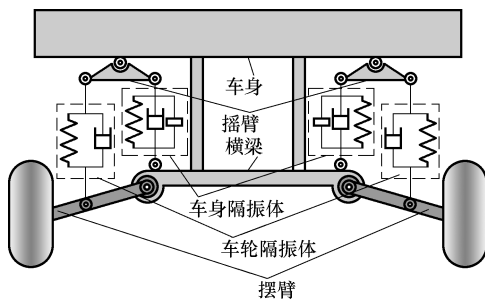


图 1-3 车辆隔振模型

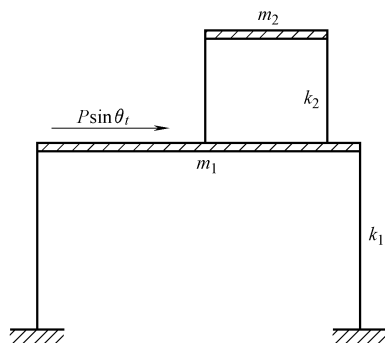


图 1-5 吸振器原理

$$Y_1 = \frac{(k_2 - \theta^2 m_2)P}{D_0}; Y_2 = \frac{k_2 P}{D_0} \quad (1-10)$$

式中, $D_0 = (k_1 + k_2 - \theta^2 m_1)(k_2 - \theta^2 m_2) - k_2^2$ 。可见, 当 $k_2/m_2 = \theta^2$ 时, 系统质量 m_1 的位移为零, 则吸振器质量 m_2 的位移幅值为 $Y_2 = -P/k_2$ 。若在系统上安装吸振器, 使其频率接近于干扰力频率, 可消除或减小系统 m_1 的振动, 从而保证系统的安全。

质量为固体的有被动调谐质量阻尼器、摆式质量阻尼器等, 质量为液体的有调谐液体阻尼器、液压阻尼系统、质量泵等。质量泵利用液体振荡改变系统质量分布。质量系可以同时包括固体和液体, 如液压质量控制系统, 多安装于系统底层, 可以降低 50% ~ 70% 的振动, 增加 3 ~ 4 倍的阻尼。利用各种阻尼元件、吸能部件或摩擦支撑产生的阻尼力、塑性变形或摩擦力来衰减系统在外界干扰下的振动响应, 具有耗能能力强、低周疲劳性能好的特点。在系统上安装耗能装置后, 将使系统刚度、阻尼发生改变。

车辆耗能器主要有两类: 一类是与速度相关的粘弹型阻尼器; 另一类是与材料损失、能量耗散相关的摩擦耗能器。摩擦耗能器主要利用器件间的摩擦耗散能量。将摩擦耗能器安装在支撑上, 即成为摩擦耗能支撑。其典型装置如图 1-6 所示, 具有耗能能力强、效果稳定等特点。车辆典型摩擦耗能器如图 1-7 所示。

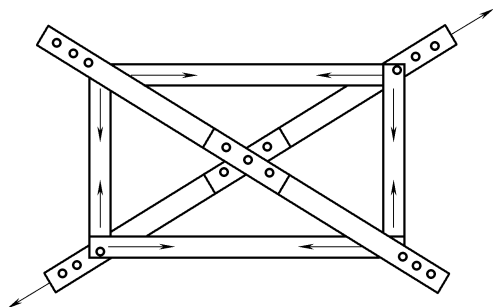


图 1-6 摩擦耗能支撑

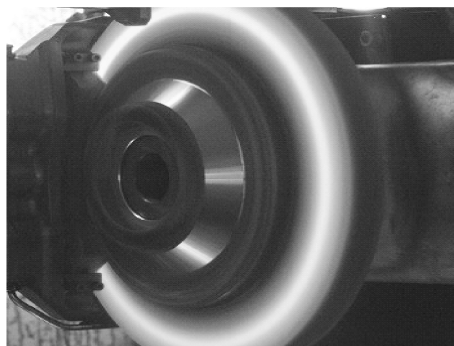


图 1-7 车辆典型摩擦耗能器

主动或半主动控制是主动的智能化控制, 它根据外界激励和系统响应预估所需的控制力, 从而输入能量驱使执行器施加控制力或调节控制器性能参数, 达到稳定控制效果。主动控制包括控制的目标函数、控制器设计和施加控制力的方法等。随着信息、控制技术的发展, 主动控制技术有了长足的进步, 一些控制方法和相应系统正日趋成熟, 并开始在机械和车辆领域得到了成功的应用。主动控制根据控制策略是否依赖系统响应或外界激励可分为闭环控制、开环控制和开闭环控制, 目前工程应用较多的是闭环控制。三类主动控制系统逻辑框图如图 1-8 所示。

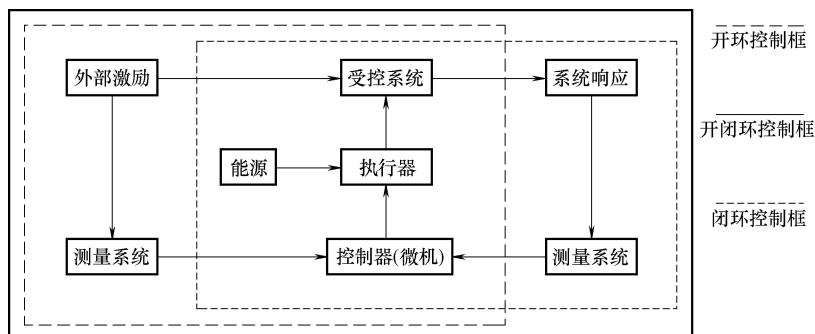


图 1-8 主动控制系统逻辑框图

三、稳定控制原理

随着对控制要求的提高，时滞控制和非线性控制正日益引起人们的关注。控制传感器测量、处理器计算、执行器驱动都需要一定的时间，导致控制力出现时间滞后现象。时滞不仅减弱系统性能，还会使控制系统的特性发生质的变化，由此引发系统运动稳定和分岔等一系列问题，尤其是在高模态控制的情况下。目前有三类时滞补偿的方法：理论型补偿、相空间补偿和时域补偿。前者将时滞系统描述为偏微分方程，在线计算量大，在时滞较小时，可以用 Taylor 级数截断简化计算或引入执行器的反馈迭代；次者通过反馈增益修正，对系统频率要求较严格；后者用运动补偿设计和动力补偿设计来预测响应，易受系统噪声干扰。三类方法各自的局限性都有待于完善。针对液压系统存在的时滞，利用时滞反馈对车辆摆动进行控制；采用时滞反馈控制非线性系统的混沌运动，也不失为一种积极的尝试。由于车辆系统稳定控制非线性，在行驶中表现出的非线性影响在被动控制中引入的非线性等，在实际系统中充满非线性问题，因此非线性控制方法的结果比线性控制方法更接近实际，也更加有效。近十几年才开始的对非线性系统控制的研究，主要是把优化控制法从线性系统推广到非线性系统。被动控制中非线性及整体的滞后都使控制复杂化。在控制反馈中使用速度和加速度反馈较传统的位移和速度反馈理想，因为加速度响应可从加速度传感器得到。另一种非线性控制方法是动态线性化，主要应用于摩擦型滑移隔离系统。使动态响应与某一特定的稳定线性系统模型吻合，以得到相应的控制力。把某一不确定系统分为互相耦合的子系统，主动反馈控制作用于其中之一。

车辆系统为连续体，有多个自由度，即使简化为离散系统，自由度也很可观。与自由度相比，能够从中获得反馈信息的测点却有限。如何依据有限的信息反馈去获知系统的全态响应，关系到控制的效果和造价。Kalman 滤波器在解决有限测点和预测控制的过滤技术中已得到广泛应用。优化输出反馈算法、模态缩

聚技术都有助于解决这一关键问题。观测器 - 补偿器法利用有限的系统响应测量, 通过观测器重建整个状态空间, 补偿器则对输出修正反馈、形成控制力并保证系统的稳定。直接输出反馈法, 是将测量的输出直接乘以与时间无关的反馈增益, 得到控制力。该法经过优化, 使在线计算变得简便易行。随着材料、控制、微电子和计算机技术的迅速发展, 特别是新型传感器和执行器研究取得突破性进展, 产生了智能系统这一崭新的现代系统概念。智能系统被定义为主动稳控系统。车辆智能制动稳定系统结构如图 1-9 所示, 它将传感、执行、控制逻辑电路、电子集成芯片、信号处理器、信息处理和人工智能环节以及数据传递总线、电源等与主系统高度融合在一起, 具有感知、智能逻辑判断与响应内外环境变化的能力, 实现系统自检检测、自诊断、自校正、自适应、自修复和学习等功能。智能稳定系统从提出就受到工业界的高度重视, 目前, 该系统主要集中在传感器、控制器、执行器建模及控制等方面。

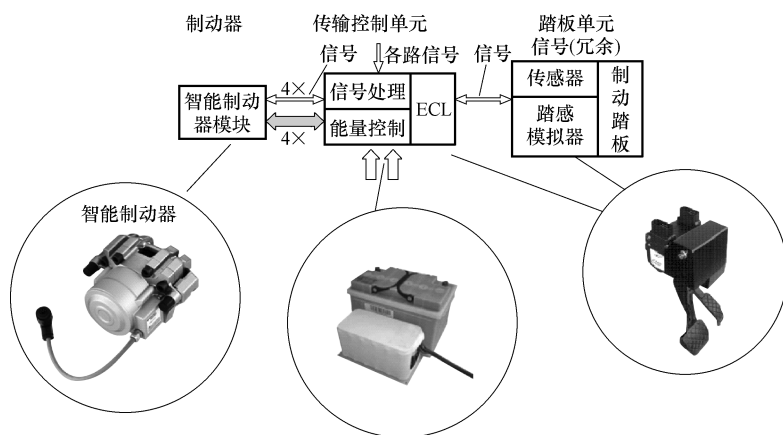


图 1-9 车辆智能制动稳定系统结构

智能稳定系统的重要内容是实现系统的主动控制, 它主要通过局部控制和全局控制方法来实现抑制。局部控制是利用自身配置的执行器 - 传感器, 直接实现反馈控制, 消耗残余能量, 缩短系统自由响应的衰减时间。全局控制目的在于抑制响应, 保证系统的全局稳定和提高鲁棒性。发展自适应控制、模糊控制、神经网络控制等控制技术, 优化系统稳定性, 已崭露出广阔的应用前景。

四、稳定控制算法

稳定控制技术以控制算法为主线, 近 30 年来提出的典型算法有经典、瞬时、极点配置、界限状态、预测、自适应、非线性、随机和模糊控制等。主动控制技术引人注目的进展是集传感器、控制器、执行器与系统为一体, 以稳定控制和降

噪为目标的智能系统的出现。当前热点是基于压电传感器和执行器的智能系统,控制策略为自适应控制、神经网络控制、非线性控制和混合控制等控制理论的新成果。基于逆传递函数的神经网络的控制方法能够从训练中建立复杂的非线性关系,并将其存储在连接权中;若用模糊规则改善神经控制器,并用来预测未来的反应,则减少了需要测量的量,改善了控制效果。

主动控制效果虽优于被动控制,但需要外界输入能量,装置复杂、造价高、可靠性不高,还需要经常维护,加上系统和算法繁难,对于车辆系统的应用存在困难。例如,达到底盘主动控制所需推力的制动器价格贵、能耗大,因此多采用半主动控制,其结构和传递函数模型,如图 1-10 所示。通过局部主动调节系统动力特性实现控制,能耗低,效果明显。

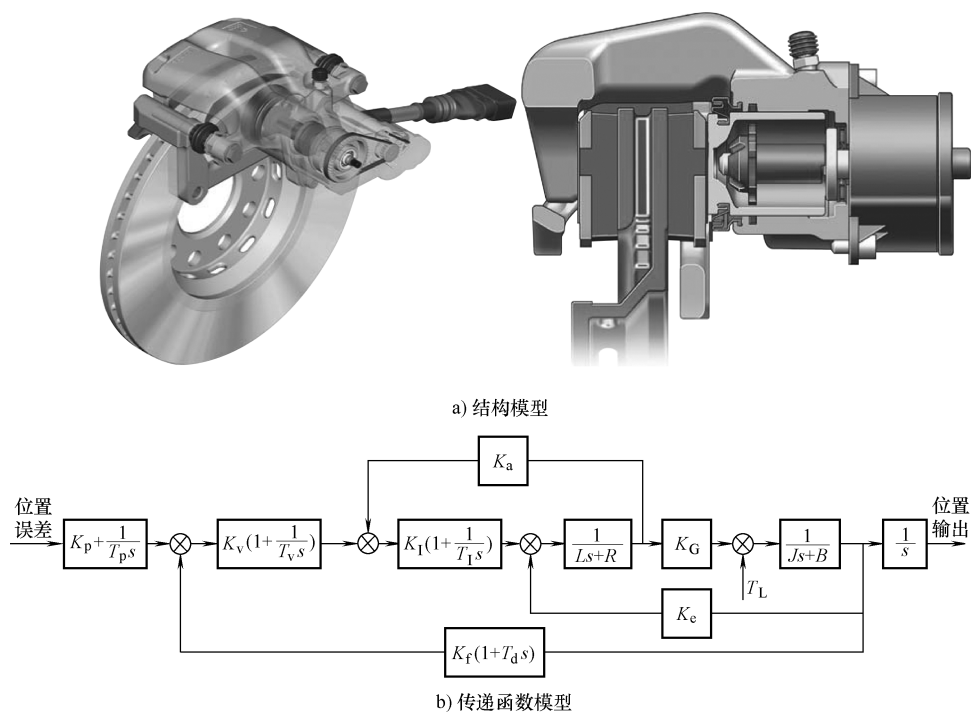


图 1-10 半主动控制制动器模型

图 1-10 所示中阻力矩 T_L 和负载转动惯量 J_2 分别由式 (1-11)、式 (1-12) 计算:

$$T_L = (FL/2\pi\eta) + T_f \quad (1-11)$$

$$J_2 = W (L/2\pi)^2 \times 10^{-2} \quad (1-12)$$

式中 F ——制动力 (N);

η ——制动系统效率；

L ——位移量 (m)；

T_f ——电动机摩擦转矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$)；

J_2 ——制动惯量 ($\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$)；

W ——电动机质量 (kg)。

所需数据参数见表 1-1、表 1-2。

表 1-1 电动机和负载参数表

电枢电路参数				转动惯量		粘性阻尼		阻力矩
L	R	K_e	K_G	J_1	J_2	B_1	B_2	T_L
0.008	0.5	0.39	0.67	0.005	0.009	1.5×10^4	1.7×10^4	0.23

表中 L ——电枢电路电感 (H)；

R ——电枢电路电阻 (Ω)；

K_e ——电枢反电势系数 ($\text{V} \cdot \text{s}/\text{rad}$)；

K_G ——力矩系数 ($\text{N} \cdot \text{m}/\text{A}$)；

J_1 ——电动机转子转动惯量 ($\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$)；

J_2 ——负载转动惯量 ($\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$)；

B_1 ——电动机转子粘性阻尼系数 ($\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/\text{rad}$)；

B_2 ——负载的粘性阻尼系数 ($\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/\text{rad}$)；

T_L ——阻力矩 ($\text{N} \cdot \text{m}$)。

表 1-2 电流环、速度环和位置环参数表

电流环			速度环			位置环		
K_a	K_I	T_I	K_f	T_d	K_v	T_v	K_p	T_p
0.25	20	0.0003	0.02	0.03	2	0.002	0.12	0.6

表中 K_a ——电流环负反馈系数 (V/A)；

K_I ——电流调节器比例放大系数；

T_I ——电流调节器时间常数 (s)；

K_f ——速度环负反馈系数 ($\text{V} \cdot \text{s}/\text{rad}$)；

T_d ——速度微分负反馈时间常数 (s)；

K_v ——速度调节器比例放大系数；

T_v ——速度调节器时间常数 (s)；

K_p ——位置调节器比例放大系数；

T_p ——位置调节器时间常数 (s)。

由图 1-10 可知，在电流环中存在反电动势的交叉反馈作用，它代表速度环

输出量对电流环的影响。在分析电流环时,要考虑它的影响自然是比较困难的。但由于实际系统中的电磁时间常数远小于机电时间常数,因而电动机中电枢电流的调节过程往往比速度的变化过程快得多,也就是说,比反电动势 U_e 的变化快得多,反电动势对电流来说只是一个变化缓慢的扰动作用。在电流调节器的调节过程中可以近似地认为 U_e 基本不变,即 $\Delta U_e \approx 0$ 。这样,简化电流环时,可以不考虑反电动势变化的动态作用,而将电动势反馈作用断开。图 1-10 所示的电流环和速度环动态性能指标见表 1-3。

表 1-3 电流环和速度环动态性能指标

电流环			速度环		
超调量 σ (%)	峰值时间/s	调节时间/s	超调量 σ (%)	峰值时间/s	调节时间/s
6	0.002	0.003	23	0.003	0.009

由表 1-3 可知,电流环阶跃时域响应曲线略有超调,速度环阶跃时域响应曲线超调量稍大,但系统曲线迅速上升,峰值时间都非常短,电流和速度都立即下降至恒定值,这样的阶跃响应是很理想的。为方便分析比较,选择库仑粘性摩擦的形式作为摩擦模型,确定决策变量及约束条件建立优化模型,即确定目标函数的类型及数学描述形式。为获取满意的过渡过程的动态特性,采用误差绝对值时间积分性能指标作为参数选择的最小目标函数。为了防止控制量过大,在目标函数中加入控制输入的平方项。选用下式作为参数选取的最优指标:

$$J = \int_0^{\infty} (w_1 |e(t)| + w_2 u^2(t)) dt \quad (1-13)$$

式中 $e(t)$ ——系统误差;

w_1 ——系统误差绝对值权值;

w_2 ——输入平方项的权值;

$u(t)$ ——系统输入指令。

为了避免超调,采用了惩罚功能,即一旦产生超调,将超调量作为最优指标的一项,此时最优指标为

$$\text{if } e(t) < 0 \quad J = \int_0^{\infty} (w_1 |e(t)| + w_2 u^2(t) + w_3 |e(t)|) dt \quad (1-14)$$

式中 w_3 ——系统超调量的权值,且 w_3 远大于 w_1 。

确定表示可行解的染色体编码解码方法,即确定出个体的基因型及搜索空间等。采用实数编码方式。这种方式使个体的每个基因值用某一范围内的一个实数来表示,个体的编码长度等于其决策变量的个数。确定个体适应度的量化评价方法,即确定出由目标函数值 J 到个体适应度 $F(X_i)$ 的转换规则,在参数辨识中,适应度函数选择为

$$\begin{cases} C_m = \max_i \{ J(X_i) \} \\ F(X_i) = C_m - J(X_i) \end{cases} \quad (1-15)$$

式中 m ——种群大小；

X_i ——个体， $i = 1, 2, \dots, m$ ；

$F(X_i)$ ——个体适应度。

半主动控制方法有变刚度和变阻尼两种，车辆可通过实时调节系统中某些零部件的刚度和质量来改变系统固有频率以避免共振。形状记忆合金、电流变和磁流变等智能材料的出现为主动调节系统刚度、阻尼提供了新途径，电流变液和磁流变液都是可控流体，在电场或强磁场作用下，可从流体变为剪切屈服应力较高的粘塑性体，这种改变具有连续、可逆、迅速和易于控制的特点，适于耗能器，以实现半主动控制。基于电流变和磁流变可控阻尼器的车辆悬架半主动控制技术，可对复杂非线性及滞后系统进行混合控制，包括被动/主动混合、被动/半主动混合、主动/半主动混合。

第二节 车辆稳定控制技术简史

一、历史状况

当车辆在湿滑路面上突遇紧急情况而紧急制动时，车辆会侧滑或甩尾；当左右侧车轮分别行驶于不同附着系数的路面上时，车辆制动会侧滑或甩尾，很多事故便由此产生；弯道制动遇到上述情况，事故会更严重。理想制动系统的特性应当是，当车辆制动时，将车轮滑移率 S 控制在峰值系数滑移率（即 $S = 20\%$ ）附近，这样既能使车辆有高制动效能，又可保证车辆稳定性。车辆稳定控制系统（简称稳控系统）是随时监控车辆动力学特性、调节动力学性能、保证稳定性、实施主动安全控制、避免事故并延长车辆使用寿命的装置；也是为了消除在各种工况中出现非稳定因素，避免出现由此引发的各种事故而专门设置的系统。

当紧急制动时，防抱死制动系统（Anti-Lock Brake System, ABS）可防止车轮抱死；当车轮打滑时，牵引力控制系统（Traction Control System, TCS）控制发动机输出，并对车轮进行制动，可防止车轮打滑；当过度转向或转向不足时，电子稳定程序（Electronic Stability Program, ESP）控制车辆保持稳定性。稳控系统可在上述三种情况发挥作用，保持车辆动力学稳定性；另外，稳控系统还可在在车辆闪避突然出现的障碍物时，车辆因转向不足而向外侧滑移、或转向过度而使车辆横越路中心线及原地自转时，控制发动机输出并对车轮进行控制，以消除失稳状态，提高车辆动态稳定性。

20 世纪初,原始的 ABS 用在铁路机车上,借此来避免机车车轮因制动导致的“平面现象”和钢轨早期损坏;1936 年博世公司取得 ABS 专利权;1940 年 ABS 应用于飞机,防止着陆时偏离航道及轮胎破损;1954 年福特公司将 ABS 用于林肯轿车,拉开车辆采用 ABS 的序幕。随着电子技术及精密液压元件制造技术的进步,逐步奠定了复杂而精确的控制技术基础,1978 年奔驰公司推出四轮控制式 ABS。随着电子技术进步和器件价格的降低,20 世纪 90 年代迄今,ABS 在车辆上普及,并逐渐成为车辆的标准装备。

从 ABS 出现到今天的广泛应用,ABS 技术趋于成熟,今后发展将体现为,实时跟踪路面特性变化,采用更有效控制算法,实现真正意义的优化控制,以弥补现今逻辑控制的不足,提高关键元件性能指标和可靠性,消除 ABS 控制过程不平滑、易振动、噪声大的缺陷;由单一控制目标转向多目标综合控制,全面提高车辆整体动力学水平;进一步降低装车成本。

带有 ABS 的制动系统由基本系统和压力调节系统两部分组成,前者是制动主缸、制动轮缸和制动管路等构成的基本系统,用来实现车辆的常规制动,而后者是由传感器、控制器、执行器等组成的压力调节系统,用来确保车轮不抱死,滑移率处于合理范围。传感器承担感受行驶状态参数,将运动物理量转换成为电信号;电子控制单元(Electronic Control Unit, ECU)根据传感器信号及其存储信号,经过计算、比较和判断后,向执行器发出控制指令,同时监控系统工作情况;而执行器(压力调节器)则根据 ECU 的指令,依靠由电磁阀及液压控制阀组成的液压系统对系统实施增压、保压或减压的操作,让车轮始终处于理想状态。

在车辆行驶中时常出现车轮转动而车身不动,或车辆移动速度低于驱动轮轮缘速度的情况,这意味着轮胎接地点与地面之间出现相对滑动。这种滑动称为驱动轮的“滑转”,区别于车辆制动时车轮抱死而产生的车轮“滑移”。驱动车轮滑转,同样会使车轮与地面的纵向附着力下降,从而使得驱动轮上可获得的极限驱动力减小,最终导致车辆的起步、加速性能和在湿滑路面上通过性能的下降。同时,还会由于横向摩擦系数几乎完全丧失,使驱动轮上出现横向滑动,随之产生车辆行驶过程中失稳。

TCS 是继 ABS 之后,设置在车辆上用来防止驱动轮起步、加速和湿滑路面的滑转的驱动力调节系统。在驱动状态下,TCS 实现对车轮运动方式的控制,在驱动轮上获得尽可能大的驱动力,保持车辆驱动时的稳定控制能力,改善燃油经济性,减少轮胎磨损;TCS 控制器(ECU)根据转速传感器信号,适时计算出车轮滑移率 S 。当 S 值超过预先设定的界限值时,控制器就会向 TCS 执行装置输出控制信号,抑制或消除驱动车轮上的滑转。TCS 的控制策略如下:

1. 输出功率控制

当车辆起步、加速时,若加速踏板踩得过猛,时常会因驱动力超出轮胎和地面的附着极限,出现驱动轮短时间的滑转。TCS 控制器将根据加速踏板行程大小发出控制指令,既可通过发动机的副节气门驱动装置,适当调节节气门开度,也可以直接控制发动机 ECU,改变点火时刻或燃油喷射量,限制功率输出,达到抑制驱动轮滑转的目的。

2. 驱动轮控制

在单侧驱动轮打滑时,TCS 控制器将发出指令,通过压力调节器,对滑转的车轮施加制动并减速,其滑移率逐渐下降。当滑移率降到预定范围,ECU 发出指令,减少制动,若车轮又开始滑转,则继续下一轮控制,将驱动轮滑移率控制在理想范围。在控制期间,另一侧非滑转车轮仍然保持着正常驱动力,这类似于差速锁,即当一侧驱动轮陷入泥坑中,部分或完全丧失驱动力时,若制动该车轮,另一侧驱动轮仍有足够驱动力,维持车辆正常行驶。当两侧驱动轮均出现滑转,但滑移率不同时,可通过对两边驱动轮施加不同制动力,分别抑制滑转,提高车辆在湿滑路面上的起步、加速和行驶稳定性。

3. 综合控制

为了达到更理想的控制效果,可采用上述控制相结合的系统。在行驶路面湿滑程度不相同,驱动力状态也随时变化,综合控制系统将根据发动机工况和车轮滑转的实际情况采取相应控制措施。如在发动机输出大转矩时车轮滑转的主要原因是路面湿滑所致,采用对滑转车轮施加制动比较有效;而当发动机输出大功率时车轮滑转则以减小发动机输出功率的方法更有效;在更复杂工况下,综合控制能更好控制驱动轮的滑转。

TCS 转速传感器用来检测各车轮的转速,节气门位置传感器检测主、副节气门位置,ECU 根据转速信号、节气门开度信号等判断车辆行驶状况,向制动执行器和副节气门执行装置发出控制指令,并可在系统出现故障时,记录故障码,点亮故障警告灯;制动主继电器向制动执行装置和泵电动机继电器提供电流,节气门继电器向副节气门执行器提供电流,副节气门执行器接受 ECU 信号,控制副节气门开启角度,液压调节装置接受 ECU 信号,控制制动压力。

TCS 许多传感器和执行器与 ABS 共用,转速传感器将转速转为电信号,输入控制器计算出滑移率,若滑移率超出范围,ECU 依据节气门开度信号、发动机转速信号、转向盘转向信号等选定控制方式,向各执行器发出控制指令,将驱动轮滑移率控制在目标范围。TCS 和 ABS 结为一体,处于待命状态,不干预常规行驶,仅当车轮滑转时开始工作。

从 20 世纪 90 年代以来,利用稳控系统来控制车辆操纵稳定性受到各大公司

重视，研发了很多稳控系统，虽然名称不同，结构有差异，但其主要功用及原理一致，如 ESP：奔驰、奥迪、大众及标致等采用；DSC（Dynamic Stability Control）：宝马等采用；VSC（Vehicle Stability Control）：丰田等采用。

由于国内外技术水平与研究模式差异，稳定控制技术在海外和国内是两种截然不同的发展道路。在海外，稳控系统在车辆上应用已有十多年的历史，稳定控制关键技术集中在知名企业，包括博世、天合、德尔福、电装、万都等，这些企业都有很大规模、很强实力和丰富的经验。以博世为例，作为世界最大供应商，其应用技术水平高，产品历经多次升级换代，在目前市场上共存有 5.3、8.0、8.1、8.3、9.0 等多个版本，HCU、ECU、软件算法、匹配技术均有较大变化；在国内，由于起步晚，厂商技术有限，稳控系统研究主要依靠国家资金扶持，以高校为中心，并通过校企合作进行研发。

二、发展现状

稳控系统是底盘技术的重要组成部分，能显著改善车辆稳定性，提高安全性。随着产业发展，稳控系统有着广阔的应用前景，一方面，国内市场规模稳步增长，产量逐年提高，一举超过美、日两国总产量之和跃居世界第一；另一方面，车辆安全深入人心，国家制定多项标准来控制质量，消费者普遍关注安全配置，使得作为主动安全装置的稳控系统装车率不断提高。市场需求对该产品推广提出了更高要求，国内有规模的研发和制造企业很少，外资品牌主导稳控系统市场的配套与生产，占有市场份额 90%，国产品牌只在中低端市场上具有竞争力。国内企业存在的问题是规模小，技术不成熟。随着产业化规模扩大，国内供应商面临一个难题，即如何保证产品的质量，提高竞争力。保证质量不仅是在设计、制造阶段保证硬件合格率，更重要的是在硬件合格基础上，根据车型参数选择合适的硬件，调整控制策略和控制参数，使稳控系统在车辆上发挥控制效果。由于稳控系统与整车的匹配是质量核心环节，为确保匹配成功，匹配流程及标定技术十分重要，规范的匹配流程和标定技术保证匹配全面有序进行，提高有效性，减少反复和遗漏，缩短周期。在稳定控制匹配与标定过程中，针对不断出现的需求，还需要稳定控制算法来扩充和完善稳定控制功能。标定技术包括标定实验方法和标定工具软件。标定实验方法的研究能够增强实验规范性和数据有效性，便于分析与优化，有助于提高产品性能；工具软件则能方便标定工作，提高效率。由于匹配是一个系统工程，在稳定控制实验中，先建立系统模型，而后调整模型的参数来逼近实验结果，如图 1-11 所示。

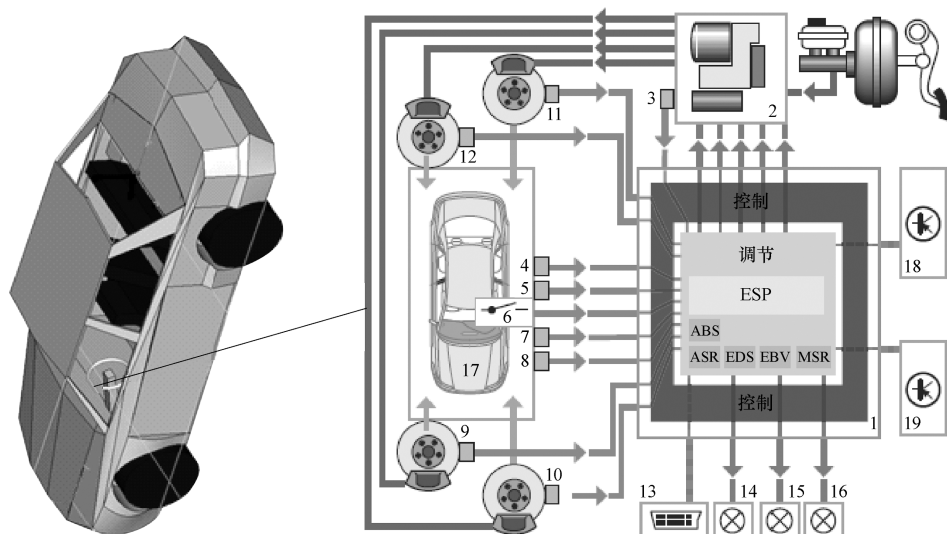


图 1-11 车辆稳控系统逻辑框架

- 1—ABS/TCS/ESP 控制单元 2—带预压泵的液压单元 3—制动压力传感器 4—横向加速度传感器
5—偏转率传感器 6—TCS/ESP 按键 7—转向角传感器 8—制动灯开关 9、10、11、12—车轮转速传感器
13—自诊断线 14—制动装置指示灯 15—ABS 指示灯 16—TCS/ESP 指示灯 17—车辆及驾驶人状况
18—发动机管理系统 19—变速器管理系统

第三节 车辆稳定控制基本方法

一、稳定控制算法

稳定控制算法是实现控制功能的根本。伴随着现代控制理论的进步及车辆安全性要求的提高，算法成果目前非常丰富。控制算法主要有两个侧重点：一是采用不同控制方式来实现稳定控制功能；二是完善稳定控制中的各种功能实现算法。基于稳定控制技术的底盘功能之间的关系如图 1-12 所示。控制方法包括 PID、滑模变系统、最优、模糊、神经网络等方法，大多以滑移率为目标，实际控制中滑移率是估算值，由于车辆模型的非线性及参数不确定性，该法存在稳健性问题，无法实用化。逻辑门限值控制方法不涉及数学模型，对于非线性比较有效，具有简单、计算量小、便于实现的优点，因此该法应用广泛；完善功能算法，包括前后稳定控制力分配、车速估算、路面附着估算、特殊工况、故障检测等算法，由于成本要求，需增加辅助装置的算法难以实用，而实用化算法需进行估算精度和稳健性方面的完善。稳控系统算法框架如图 1-12 所示。

稳控系统模块化关键技术为软件标定，如图 1-13 所示。通过道路确定控制

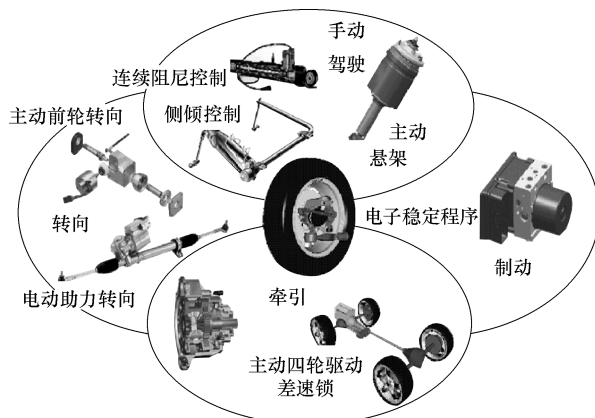


图 1-12 车辆稳控系统算法框架

参数的实验方法，由于滑移率是主要参数，需要一些附加设备，即使得到准确测量结果，在应用时也存在问題，原因是滑移率是以估算的车速为基准计算的，车速误差导致滑移率计算误差较大，因而滑移率只能作为辅助参数。因此，结合减速度与滑移率参数的稳定控制正交实验设计方法在软件标定中比较实用，但一般的正交设计在参数稳健性分析方面不够全面，有待改进。由于稳定控制软件标定的专业化较强，供应商都会利用工具软件来辅助标定工作，国外公司均有通用标定软件，如 ETAS 公司的 INCA，Vector 公司的 CANape，dSPACE 公司的 CalDesk 等。这些软件的优势是比较全面，但也存在问題，包括接口文件修改定义复杂，

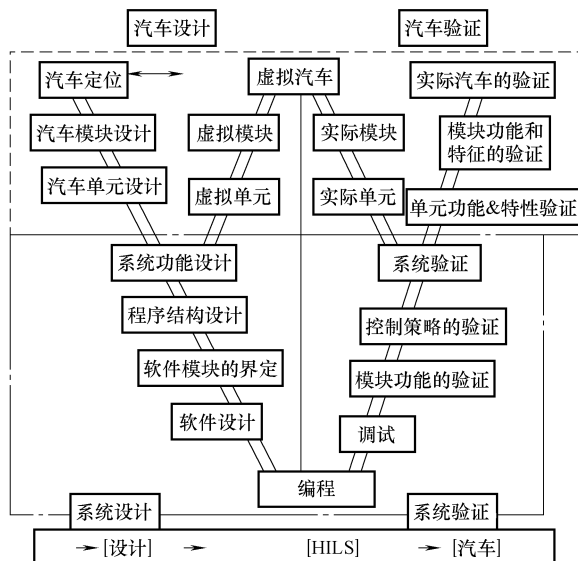


图 1-13 稳控系统模块化关键技术

系统二次开发不便，另外，标定软件要整合专用接口才能工作，使得系统购置成本很高。因此，研发适用于稳控系统标定软件非常重要。稳控系统标定内容逻辑关系如图 1-14 所示。

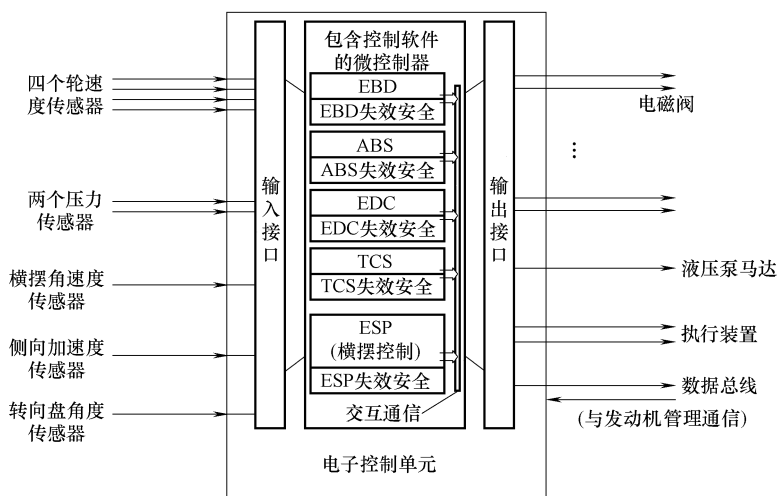


图 1-14 标定内容逻辑关系

车辆稳定控制技术属于车辆、机电、控制及信息交叉科学领域。稳控系统是机电液耦合的产品，包括稳定控制理论、ECU 软硬件的开发、液压控制单元（Hydraulic Control Unit，简称 HCU）的设计开发、稳控系统与整车匹配方法、测试装置、工艺研发、生产线和产业化等技术。ECU 软硬件采用双 CPU 的构架，如图 1-15 所示，具备高精度、高抗干扰性的轮速信号处理模块和完善的故障诊断功能，系统稳定可靠、适应性强。基于正交设计的稳定控制匹配实验方法提高了产品与整车的匹配效率，提升了电磁阀、回油泵等高精度复杂零部件的可靠性和一致性。

二、控制算法策略

在车辆应急控制时，稳控系统控制管路压力，使车轮与路面处于最佳附着状态，可显著地提高车辆的稳定性，减少轮胎磨损，是保护自身安全，又避免伤害他人的主动安全装置。稳控系统包括控制方法、HCU 软硬件研发、ECU、基于正交设计的匹配实验方法、工艺攻关与产业化。采用遗传算法对控制原理进行分

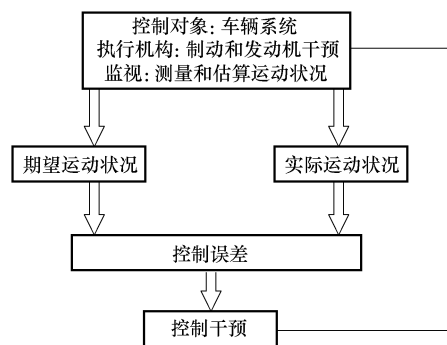


图 1-15 稳控系统的基本构架

析,并用控制极大值原理导出控制律,设计反馈控制的实时控制方法。目前产品采用逻辑门限控制方法,该法具有简单,计算量小,便于实现的优点,能较好地实现控制,它的基本原理是利用路面和轮胎之间的纵向附着系数与滑移率之间的关系。然而,由于车身速度的测量存在困难,无法直接得到车轮的滑移率,只得用半经验方法来估计滑移率,路面附着特性的估计算法也必须通过不同路面上的道路实验来确定,导致需要大量实验来匹配参数。一些控制方法,如PID自适应调节,滑移变系统控制等,试图解决门限值方法的问题,但计算量过大,需要测量系统状态量及高价导数,由于成本和可实现性等原因,难以应用。以几种路面为例,如干沥青、潮湿泥土、疏松积雪和结冰路面,轮胎在对应路面上的纵向附着系数与滑移率的关系如图1-16所示。

设车速 v 相同,均为 20m/s ,而车轮的滑移率 S 不同,则对应的地面稳定控制力矩也不同。若忽略车轮惯性力,则稳定控制力矩 $p \cong mg\mu R$,耗散功率($p\omega$)= $pv(1-S)/R$ 。设1/4整车质量 $m=342\text{kg}$,车轮转动惯量 $I=1.0\text{kg}\cdot\text{m}^2$,车轮半径 $R=0.33\text{m}$, $g=9.8\text{m/s}^2$,由上述公式计算得耗散功率与滑移率的相互关系如图1-17所示。比较相应路面上对应最大纵向力系数的滑移率 S_c 与对应最大耗散功率的滑移率 S_w (表1-4),可以看到除了疏松积雪路面以外, S_w 均略小于 S_c ,且与 S_c 相差不大,而 μ_w 与 μ_c 亦差别不大,这说明对应耗散功率极大值点的稳定控制力矩是合适的(耗散功率控制基本上等效经典的使滑移率接近 S_c 的控制)。在疏松积雪路面上, S_w 明显小于 S_c ($S_c \approx 1$)。这说明了利用耗散功率方法实现稳定控制的优越性,因为在疏松雪地上,当车轮滑移率较大,甚至接近1时,虽然纵向附着系数较大,但横向附着系数急剧下降,车辆极可能丧失转向能力或失稳。所以在疏松积雪路面上,使耗散功率最大的控制要优于经典的使滑移率接近 S_c 的控制。对比图1-16与图1-17可看出,耗散功率曲线在滑移率 S_w 的特征较之纵向力系数曲线在滑移率 S_c 的特征具有显著的优点,更易于用来稳定控制。

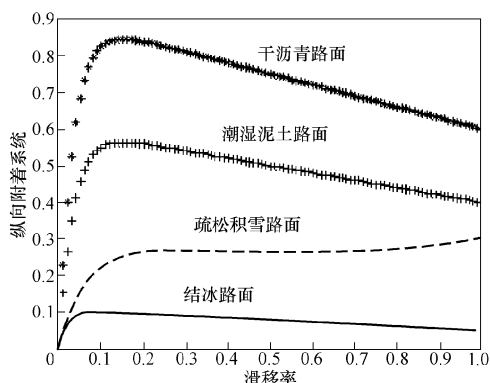


图1-16 纵向附着系数与滑移率的关系

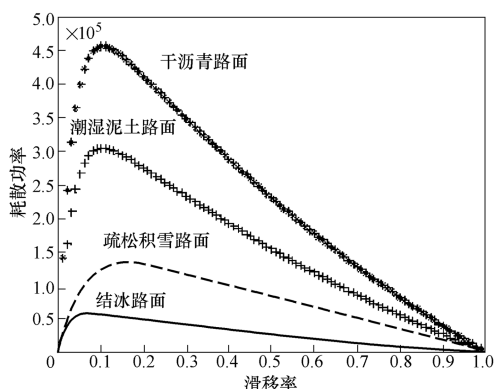


图1-17 耗散功率与滑移率的关系

表 1-4 不同路面上 S_c 、 μ_c 、 S_w 与 μ_w 的比较

	S_c	μ_c	S_w	μ_w	$(\mu_w/\mu_c) \times 100\%$
干沥青路面	0.17	0.9599	0.11	0.9411	98.04%
潮湿泥土路面	0.36	0.4565	0.21	0.4249	93.09%
疏松积雪路面	1.00	0.2700	0.18	0.2039	75.51%
结冰路面	0.10	0.1028	0.08	0.1022	99.43%

为了能够实时实现耗散功率的稳定控制方法，须设计这样的算法：计算量不太大，用廉价工业单片机完成计算，不要求测量难于测量的或测量成本很高的系统参数，所需测量的信号均可以用技术成熟而廉价的传感器测得。考虑依据目标函数变化，直接调节力矩，使目标函数等效地实现最优控制，关键是设计一种算法，它能够搜索最优控制量，使系统到达目标函数状态。目标函数变化趋势是寻优中应注意的信息。

为了保证寻优的效果，对控制量搜索范围作出限制，以加速收敛，引入轮角加速度作为辅助判据。当角加速度大于正的上门限值 a_1 时增压，当角加速度小于负的下门限值 a_2 时减压。应用角加速度门限与逻辑门限法的区别在于 $|a_1|$ 、 $|a_2|$ 均取值较大，只起限制搜索范围的作用。虽然直接测量力矩在技术上存在困难，但力矩在车轮转动时与管路压力可近似看做正相关，当然，它们的关系是非线性的，还具有随机性。不妨将其视为外界干扰输入，采用适当算法抑制或补偿。

耗散功率稳定控制方法可利用 ADAMS 动力学软件进行计算，在仿真环境内构筑 15 自由度车辆模型，悬架形式为双横臂悬架，转向机构为齿轮齿条系统，转向齿条通过万向节、球铰与万向节臂相连。模型自由度包括车身 6 个空间自由度，转向轮转向自由度 1 个，4 个车轮绕轴心的转动自由度合计 4 个，4 个车轮在悬架约束下的摆动自由度合计 4 个，总计 15 个自由度。

用 C 语言程序实现动态寻优算法，利用 ADAMS 软件对高附着、低附着、对开、对接路面，直线、转弯工况下的控制过程进行计算。结果表明：该算法可自动适应路面变化，准确调节压力，使滑移率接近理想状态，实现减速能力、车辆运动稳定和行驶方向的可控性三者之间的和谐与稳定。车辆在控制过程中保持稳定和行驶方向的可控性，在实际控制中采用在线搜索方法可以迅速搜索到与路面附着情况相适应的压力，分别对各车轮的压力局部优化，相应局部最优解是全局控制的最优近似。

在仿真计算中，控制逻辑封装在一个子程序中，由 ADAMS 仿真环境调用，程序无需处理进程管理、定时、信号测量、输出驱动等环节，而在单片机的程序中，必须自行编程解决上述问题。单片机的资源有限，控制算法必须进行调整以

适应单片机计算。单片机没有浮点运算单元,采用软件模拟浮点运算不仅速度慢,而且需要大量内存,故单片机不宜采用浮点运算。用定点运算代替浮点运算,并保证计算精度,采用将计算值同比例放大一定倍数的方法来改善精度。同时,尽量使参与乘除运算的常数为2的整数次幂,可用移位代替较慢的整数乘法,提高计算速度。对于控制软件须考虑如何抑制噪声干扰,需加入滤波和剔除错误信息的代码。

三、核心控制算法

主控制循环定时由系统调度程序启动。首先是进行轮速、轮减速度的滤波及计算,以及稳定控制分泵附近稳定控制压力的测量(A-D变换)和平均滤波。然后利用测得的各轮分泵处的稳定控制压力和车轮转速分别计算各轮的瞬时耗散功率 $P_{i,j}\omega_{i,j}$,再求得平均耗散功率 $H_i = \sum_j P_{i,j}\omega_{i,j}$ ($i=1, 2, 3, 4$, 分别表示各个车轮)。其后利用车轮角减速度辅助判据对车轮的状态进行判断,起到一个安全阀的作用。采用该辅助判据有利于缩小动态寻优时的搜索范围,提高稳定控制效能。车轮的状态不仅与相应车轮的减速度有关,而且与稳定控制的工作状态(减压、升压和保压)有关,因此在稳定控制的不同工作状态下,减速度门限值是有差异的。

与逻辑门限方法的减速度门限值比较,该辅助判据选用的门限值定得较松;此外,在保压工况下,不以减速度值门限作为恢复升压的依据(这解决了低附着路面上轮速恢复的问题)。选用较宽松的减速度门限值使得减速度门限值调试的要求降低,方便了参数调试,有利于提高控制算法对外界条件和车辆参数(如驱动轴转动惯量)变动的适应能力。然后以稳定控制管路压力为待优化变量,通过电磁阀的动作实现压力的调节,在线搜索使目标函数-平均耗散功率趋于最大的最优稳定控制压力。这个寻优的过程是通过回溯与预测两种方式实现的。回溯是指记录在一段时间内最大平均稳定控制耗散功率及其对

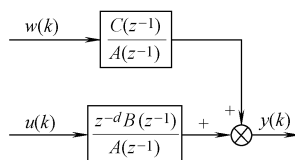


图 1-18 车辆稳控系统模型

应的稳定控制压力,若发现预测值有明显下降则需要改变稳定控制压力变化的方向,例如由降压改为保压。当然,控制算法还需要考虑其他一些因素,如各轮稳定控制力的平衡等。某车辆稳控系统模型如图 1-18 所示。采用保持器使该模型离散化,然后利用自适应控制适应对象不确定性的能力来控制含有间隙环节的非线性系统。

由图 1-18 所示可知:

$$y(k) = \frac{z^{-d}B(z^{-1})}{A(z^{-1})}u(k) + \frac{C(z^{-1})}{A(z^{-1})}w(k) \quad (1-16)$$

式中 $y(k)$ ——系统的输出;
 $u(k)$ ——系统输入;
 $w(k)$ ——随机序列;
 z^{-1} ——单位后移算子;
 k ——采样周期的整数倍数。

$$A(z^{-1}) = 1 + \sum_{i=1}^{n_1} a_i z^{-i} \quad (1-17)$$

$$B(z^{-1}) = \sum_{i=0}^{n_2} b_i z^{-i} \quad (1-18)$$

$$C(z^{-1}) = 1 + \sum_{i=1}^{n_3} c_i z^{-i} \quad (1-19)$$

为了减少模型产生的稳态误差影响,采用了广义最小方差自校正控制方法。对 $u(k)$ 加以约束,引入了一个负信号 $y_r(k)$, $\varphi(k)$ 为辅助系统,有

$$\varphi(k) = Py(k) - z^{-d}Ry_r(k) + z^{-d}Qu(k) = Py(k) - Ry_r(k-d) + Qu(k-d) \quad (1-20)$$

式中 P ——输出加权因子;
 R ——参考加权因子;
 Q ——输入加权因子;
 d ——输出对输入响应的时滞。

由式 (1-20) 得

$$\varphi(k+d) = Py(k+d) - Ry_r(k) + Qu(k) \quad (1-21)$$

因 $w(k)$ 为白噪声,则广义最小方差控制应使如下性能指标最小:

$$J = E[\varphi^T(k+d)\varphi(k+d)] = E\{[Py(k+d) - Ry_r(k) + Qu(k)]^T [Py(k+d) - Ry_r(k) + Qu(k)]\} \quad (1-22)$$

因此,原系统广义最小方差控制器的设计问题就变成了辅助模型 $\varphi(k+d)$ 最小方差控制器的设计问题,而最小方差控制器又是在最小方差预报基础上,故需先求出 $\varphi(k+d)$ 的最小方差预报。

第四节 车辆稳定控制基础实验

一、路面控制实验

实验在粗糙水泥路面进行,气温在 $8 \sim 15^\circ\text{C}$, 设备有便携式微机与数据采集系统、五轮仪、减速度传感器、ECU 与电磁阀组成的控制系统、数据分析软件等。在高附着路面上进行了初速 30km/h、50km/h 和 80km/h 的实验,参照国家

标准并对照高附着路面比较结果。对在不同初速下的控制性能进行了测试和评价。在低附着路面上进行初速 30km/h 的实验,与低附着路面实验结果比较,对低附着路面上的性能进行评价。初速 30km/h 实验数据见表 1-5。由于实验跑道的坡度和风速会对控制距离造成影响,为了减小随机因素对结果的影响,对整理过的控制距离采用加权平均,由于客观条件限制,向南的实验次数(4次)少于向北的实验次数(5次)。由表 1-5 可看到,控制距离为 5.8m,小于法规要求的 8m,较 WABCO 控制距离 6.4m 缩短了 9%,控制过程平稳,压力调节准确。由数据可知,各轮力矩均得到了合适调节,电磁阀动作合乎控制逻辑,滑移率控制在 10%~20%,地面上车轮的痕迹有明显的车轮花纹印花,证明车轮保持控制效果良好。

表 1-5 初速 30km/h 的稳定控制距离

序号	初速/(km/h)	控制距离/m	折算的控制距离/m	方向
1	30.4	6.2	5.1	北
2	32.1	6.3	5.5	北
3	31.5	6.4	5.6	北
4	32.3	6.2	5.3	北
5	32.6	6.8	5.9	北
6	33.0	6.8	5.9	南
7	31.5	6.7	5.7	南
8	30.6	6.5	5.6	南
9	31.8	7.2	6.3	南
平均			5.7	

表 1-6 初速 50km/h 的稳定控制距离

序号	初速/(km/h)	控制距离/m	折算的控制距离/m	方向
1	49.5	17.3	17.6	北
2	49.7	17.6	17.8	北
3	49.9	16.1	16.0	北
4	49.6	17.1	17.2	北
5	50.3	20.2	19.9	南
6	50.3	22.2	19.9	南
7	49.6	16.1	16.3	北
8	51.2	20.7	19.7	南
平均			18.1	

初速 50km/h 时的实验情况见表 1-6。可以注意到,初速 50km/h 时的南北向实验的稳定控制距离差异大于初速 30km/h 时二者的差异,这是由于随着车速

提高，风速影响加大（风阻大致与速度的二次方成正比）造成的，实验时有南风，故向南的控制距离要长一些。各轮力矩均得到了合适调节，证明较高车速时控制效果良好。比较初速为 50km/h 与 30km/h 时的情况，初速为 50km/h 时的控制效果要更好，因为高速下，在每一个控制周期内经过传感器的轮齿较多，通过平均各轮齿激发信号周期补偿齿圈的误差，提高车轮转速的测量精度。

对车辆在初速为 80km/h 的稳定控制进行了实验。因为高速控制对车辆损伤较大，故只进行两次实验，结果见表 1-7。对轮胎进行观察，轮胎磨损均匀，在控制过程中保持了“滚滑”状态。实验过程中前、后轴的压力控制良好，车轮滑移率适当，没有出现跑偏和甩尾的现象。

表 1-7 初速 80km/h 的稳定控制距离

序号	初速/(km/h)	控制距离/m	折算的控制距离/m	方向
1	78.2	42.7	41.4	北
2	76.8	41.8	45.2	北

二、电子控制实验

为了提高程序效率，对算法进行了优化，关键在于减少重复计算和采用离线计算技术。在滤波中应用离线计算技术，通过对平滑、Butterfly、Bessel 滤波器特性的分析，平滑滤波器稳定性好，但较高的阶数才能达到较好的滤波效果；Butterfly 滤波器具有良好的频域截止特性，但存在时域脉冲偏大的缺陷，当有车辆脉冲干扰时，性能不理想；Bessel 滤波器特性介于二者之间，时域性能好，频域截止特性比 Butterfly 滤波器稍差。选用三阶 Bessel 滤波器，其阶数是对内存、计算和容许延时等方面的要求综合考虑选定的。滤波器的形式为

$$a_0 y(0) = b_0 x(0) + \{b_1 x(-1) + b_2 x(-2) + b_3 x(-3) - a_1 y(-1) - a_2 y(-2) - a_3 y(-3)\}$$

其中 $y(i)$ 为滤波后的数据， $x(i)$ 为原始数据。可以看出，等式右边只有一项 $b_0 x(0)$ 与当前点数据有关，因此可以在系统调度程序启动主控制程序之前，寻找系统空闲的时候离线完成对 $\{b_1 x(-1) + b_2 x(-2) + b_3 x(-3) - a_1 y(-1) - a_2 y(-2) - a_3 y(-3)\}$ 的计算，从而提高系统资源的利用效率，缩短控制的滞后时间。

稳控系统电子控制逻辑框架如图 1-19 所示，以稳控系统中 ESP 为例，行驶中由于意外造成转向过度，而使后轮打滑。ESP 利用制动力将前轮外侧车轮制动，前轮会有瞬间向外力量，同时防止后轮打滑。ESP 依据横向加速度、转向角度及车速信号，若实际偏离比率大于预期偏离比率时，ESP 会作动去补偿修正，修改车辆偏离路线，如图 1-20 所示。行驶中，由于车辆转弯时节气门开度过大致使车辆前轮打滑，ESP 会作动于前轮内侧车轮，使车辆向内侧移动，依据驾驶人理想路线行驶，如图 1-21 所示。若实际偏离比率低于预期偏离比率时，ESP

会降低发动机转矩来增加偏离比率，并适时作动内侧前轮制动，保持车辆稳定性。

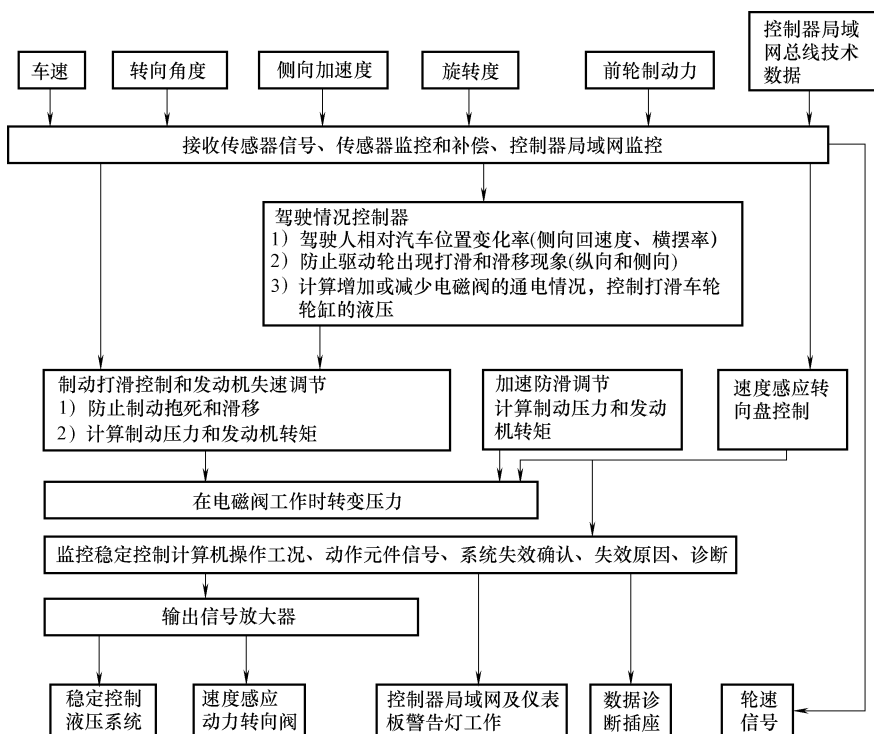


图 1-19 稳控系统电子控制逻辑框架

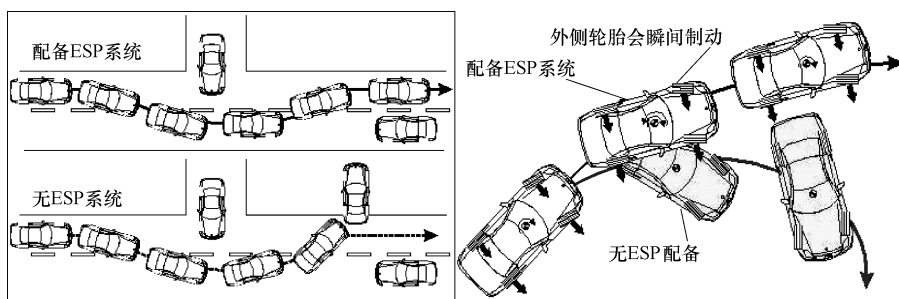


图 1-20 过度转向电子控制模拟

驾驶人转向模型的基本思想是根据道路的位置及车辆状态，依据横向位置偏差建立指标，根据指标得到所需的转角，优化设计横向偏差指标，如图 1-22 所示。

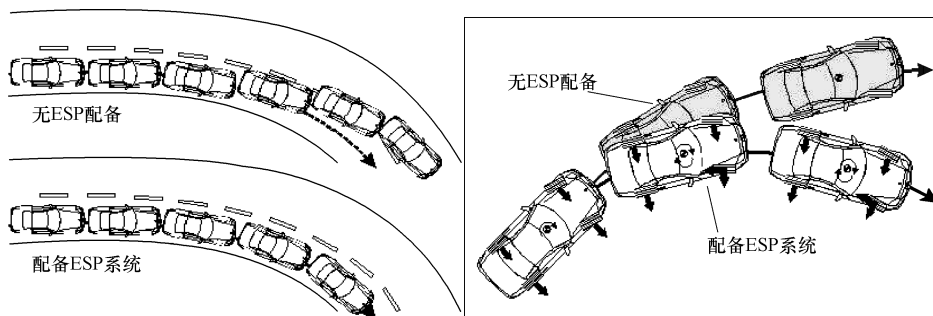


图 1-21 转向不足电子控制模拟

对于二自由度车辆模型，输入为 u 时，状态 x 的变化可以写成：

$$x(t) = e^{At}x_0 + \int_0^t e^{A(t-\tau)}Bu d\tau \quad (1-23)$$

其中， x_0 为 $t=0$ 时状态向量。输出 y 可以表达为

$$y(t) = Cx = Ce^{At}x_0 + C \int_0^t e^{A(t-\tau)}Bu d\tau \quad (1-24)$$

假设目标位置为 $y_{tar}(t)$ ，则横向位置偏差为

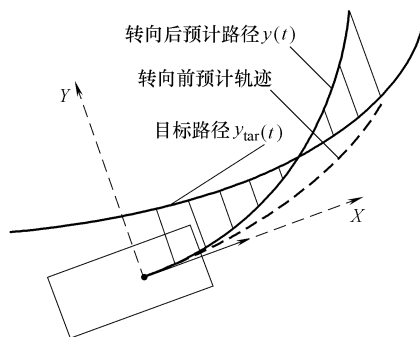


图 1-22 驾驶人转向模型

$$J = \frac{1}{T} \int_0^T \{y_{tar}(t) - y(t)\}^2 W(t) dt \quad (1-25)$$

驾驶人模型取最优值并求解：

$$\frac{\partial J}{\partial u} = 0 \quad (1-26)$$

三、匹配标定实验

稳定控制匹配流程是合理计划与实施主要匹配任务的过程，由于匹配任务众多，组织和规划必不可少，确定标准化的匹配过程使结果能够满足各方面需求。匹配流程包括匹配工作的项目管理和质量管理。为实现零缺陷的质量目标，通过项目管理和质量管理的理念，匹配流程能够实现优化，促进产品性能不断提高。项目管理分为五个阶段：项目启动、计划编制、执行、控制和收尾。项目启动阶段重要的工作是制定项目章程，基础是供应商与整车厂签订的供应合同，通过项目章程确定产品功能、验收的性能指标、匹配周期与成本等，并任命项目经理来负责项目的工作协调和项目控制；计划编制阶段要建立匹配项目的团队，成员为

项目经理，系统、机械、标定、实验工程师等，项目经理组织团队成员进行工作计划编制，确定工作分工、进度等；执行阶段按照项目计划开展工作，核心是软、硬件的匹配和性能实验的评估，执行阶段还需要做好匹配工作的质量保证，通过建立和运行匹配工作的质量管理计划，进行质量审核，实现质量改进，并做好信息发布，使成员清楚项目的进展情况；控制阶段主要任务是监控项目进展，调整项目进度，控制可能发生的项目变更，核心是做好阶段性验收，通过设置多个验收节点，确认匹配工作的正确进行，达到质量目标；收尾阶段代表项目完成，核心是实验工作完成和产品的发布，需要做好数据整理，建立匹配项目数据库。稳控系统匹配计划编制见表 1-8，匹配项目成员对各自负责的任务制定计划，其中项目经理要进行项目总体计划，包括资源需求计划、风险管理计划、进度管理计划、质量管理计划和沟通计划等。

表 1-8 匹配计划编制

成 员		计 划
PM	项目经理	项目总体计划
SE	系统工程师	选型与软件开发计划
ME	机械工程师	车辆改装计划
AE	标定工程师	标定工作计划
TE	实验工程师	性能实验计划

在计划编制中，需要关注技术任务计划，一方面确定工作，一方面明确执行任务负责人和辅助人员，项目经理的责任是全职跟踪管理整个过程，不负责具体技术。主要技术任务见表 1-9。

表 1-9 主要技术任务表

流程	任务	工作责任表			
		SE	ME	AE	TE
1 车型分析	1.1 获取车辆信息	C	R		
	1.2 样车制动系统测试	C	P	P	R
	2.1 系统仿真	R	C	C	
2 软件开发	2.2 标定软件开发	R		C	
	2.3 通信协议开发	R			
	3.1HCU 选型	R	P		
3 硬件匹配	3.2 传感器齿圈选型	R	P		
	3.3 硬件系统基础测试	C	P	R	

(续)

流程	任务	工作责任表			
		SE	ME	AE	TE
4 软件标定	4.1 高附路面标定			R	
	4.2 低附路面标定			R	
	4.3 高低附综合标定			R	
	4.4 冬季实验评估			P	R
	4.5 适用性标定			R	
	4.6 夏季实验评估			P	R
5 可靠性测试	5.1 故障诊断测试	P	P	R	P
	5.2 软件安全测试	P		P	R
6 数据管理	6.1 稳定控制程序管理	R		R	
	6.2 实验数据与报告管理	R	R	R	R

注：R：负责，P：参与，C：告知，空白：无责任。

稳控系统匹配中需要完成很多工作，如 ESP 匹配工作如图 1-23 所示。稳控系统匹配工作归纳为收集待匹配车辆的参数，获取通信协议等。参数中首先保证得到制动参数，用于硬件选型分析；其次要获取车辆建模参数，用于后续稳定控制参数的仿真，样车系统进行车况检测，判断车辆是否符合 GB 7258—2004《机动车运行安全技术条件》要求；随后进行静态测试，建立制动力与总泵、分泵的压力与流量关系，根据实验结果判断车辆是否符合 GB 12676—1999《车辆制动系统结构、性能和实验方法》的要求；测试原装稳控系统功能指标，作为匹配对照的目标。系统仿真中根据参数修改模型，对系统特性、控制算法和参数进行仿真，计算固有特性参数，用于硬件匹配。软件标定为工程师开展系统标定提供相应的工具，需要 ECU 软件的协同，并修改 ECU 的底层交互程序。通信协

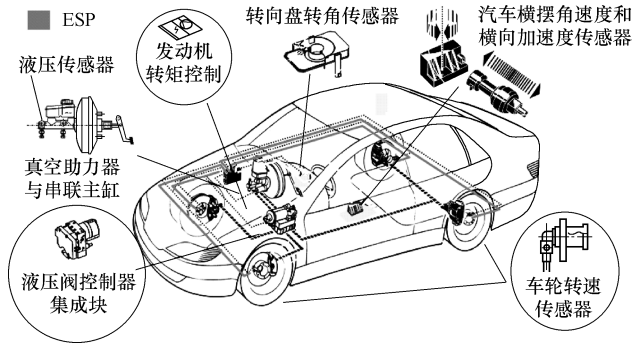


图 1-23 ESP 匹配工作框图

议开发是为了实现稳控系统与整车其他系统的信息交互，一是根据整车的要求配置 ECU 的硬件接口，二是根据交互协议开发 ECU 程序。根据制动系统的特性对 HCU 进行选型，包括 HCU 形式、增减压阀尺寸、蓄能器容积、回流泵尺寸及电动机转速等。

传感器齿圈选型需要确定齿圈位置和大小，如图 1-24 所示，根据稳定控制工作的车速要求来确定传感器性能与齿圈齿数，在保障传感器与齿圈间隙的条件下设计传感器的安装方式。硬件基础测试用来验证硬件匹配完毕的稳定控制能够正常工作。通过轮速和阀的驱动测试，判断系统线束连接是否正确。根据阀的动态测试，可以得到阀的流量控制特征，作为后续参数标定工作的基础。

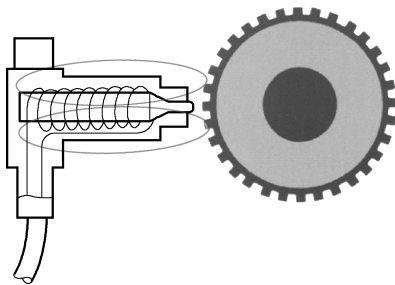


图 1-24 传感器齿圈选型示意图

在硬件选型、安装和测试完毕后，开始稳定控制软件标定。软件标定的基本实验根据 GB 13594—2003《机动车和挂车稳定控制性能和实验方法》和 GB 21670—2008《乘用车制动系统技术要求及实验方法》的相关规定分类，性能的基本要求应符合强制性法规的要求。高附路面标定参照 GB 13594 中的控制参数标定，高附路面包括干燥混凝土路、干燥沥青路等，紧急制动时车辆载荷转移较大，需要对电子制动力分配（Electric Brake force Distribution，简称 EBD）系统参数进行标定；低附路面标定参照 GB 13594 中低附着系数路面实验要求进行的稳定控制参数标定，低附路面包括冰路面、积雪路面等，需标定低附下的增减压控制参数等；高、低附路面混合的综合标定以路面控制参数和识别的工况进行修正，参照 GB 13594 中对开、对接路面实验要求进行参数标定，对开路面左右两侧的路面附着系数差异较大，一边高附，另一边低附，路面差异需驾驶人的转向操控来修正行驶路线，重点是修正高附侧制动前期的参数，限制两侧制动力差异过快增大；对接分为高附到低附、低附到高附两种路面，高附到低附的对接需要标定前后轮附着突变时的减压参数，防止车轮长时间滑移率过大，低附到高附的对接主要是标定前后轮增压参数，在路面附着突变时能及时升高压力来提高制动效能。

冬季实验评估是在正常的冬季匹配实验后，对稳定控制标定的性能进行综合测试，并按照质量要求进行评价。评估重点是低附路面及综合附着系数路面工况。适用性标定是在通过冬季实验评估后进行的非国标要求的特殊工况标定，工况的特殊性主要体现在操控和路面两方面。操控包括制动操纵的快慢、轻重，档位与离合器接合、分离控制及制动与转向操纵的不同组合等；路面则包括实验所用的多种路面，如鹅卵石、石块、砾石、沙石及搓板路等。

夏季实验评估是在完成上述标定工作后进行的评估,通过各种工况的实验来考验标定完的稳定控制是否满足主客观的性能要求,选在实验场进行,道路条件好有利于全面的评估。

故障诊断测试是对稳定控制软件中故障检测与诊断交互功能的测试,由于故障检测与诊断是在软件开发先期阶段进行的,随着标定进展不断得到补充与完善,在测试阶段可以通过黑盒方法测试。通过在实验中制造特定的故障,检测标定完的参数是否能保证 EBD 等安全功能的实现,从而测试系统安全性。

稳定控制程序管理是对稳定控制软件开发与标定中的程序版本进行控制,主要包括程序的归类、保存、更新、分发,需要注意的是避免旧版本程序的分发使用。实验数据与报告管理是对稳定控制匹配项目中产生的数据与报告进行综合处理。

标准的匹配流程应完成足够数量的标定以及验证的实验,需要一定的匹配周期。标准匹配周期需要一个冬季和一个夏季,因此至少需要半年的时间。由于客户需求多样化,依据客户的时间要求,很可能难以保证足够长的匹配时间,在匹配周期中不能同时涵盖冬季和夏季,此时需要根据标准流程开发不同的快速流程来指导匹配工作。快速流程通过参照已有的类似车型匹配的经验数据,缩减关键路径上的匹配流程,以软件标定实验为主,减少稳定控制匹配任务,从而压缩稳定控制匹配周期。在车型类似且车辆参数比较接近时,快速流程在仿真和硬件选型上都可以减少很多工作量,甚至能简化硬件测试环节,而直接在软件标定过程中通过前期实车实验来获取。在有经验数据参考的情况下,实验任务也能进行一定程度的缩减。在软件标定阶段,高、低附路面的标定次序依据实验时间和实验条件限制可调整,既可先进行高附标定,也可先进行低附标定。

第二章 稳控系统基本模型

车辆稳控系统具有高度可靠性和安全性的双 CPU 结构的 ECU，包括轮速处理模块、故障诊断模块、电源模块和电磁阀驱动模块。双 CPU 中 8 位单片机主要起纠错监控作用，16 位单片机起稳控系统的主控制器作用；轮速处理模块设计了两极迟滞比较器和低通滤波器，具有灵敏度高和抗干扰能力强的优点；故障诊断模块除了对轮速传感器、电磁阀、继电器等设有检测电路外，还具有双 CPU 间的检测电路，使 ECU 万无一失。8 位单片机程序强调可靠性和稳定性；16 位单片机采用模块化设计，如图 2-1 所示，提高执行效率和可靠性。

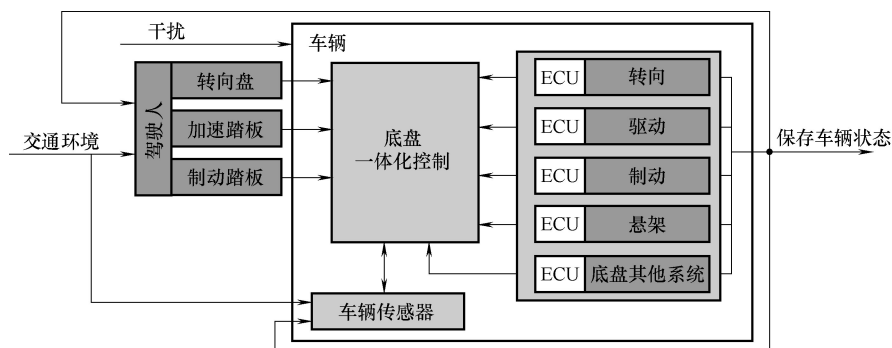


图 2-1 车辆稳控系统的基本框架模型

第一节 硬件控制模型

一、结构设计模型

ECU 是稳控系统的核心部件，它接收传感器传送来的各种信号，经过计算或逻辑判断，决定执行机构的动作、控制外围辅助设备的状态；此外，ECU 还对稳控系统进行状态检测和检查，避免因系统故障造成错误的控制后果。ECU 包括硬件和软件两部分，两者相辅相成，共同完成稳控系统的控制功能。从稳控系统的自身特点出发，对 ECU 提出了如下的要求。高速度、高性能 CPU，准确处理输入信号，准确地发出控制信号。一个复杂单片机控制系统构成的 ECU 中，输入部分包含了模拟、数字信号量之间的相互转换、高频数字信号量的输入；输出部分包含了继电器控制、大功率电子开关的控制、其他警示信号的输出；对于

ECU 的核心部件 CPU，采用了主从双 CPU 结构，使其分工合作，完成 ECU 的所有控制工作。其结构框图如图 2-2 所示。为了保证系统可靠性，设计思路采用双 CPU 的设计构架，主 CPU 采用 16 位单片机，具有很高的运算速度和丰富的控制端口，完成参数的采集、运算和执行部件控制；从 CPU 采用 8 位单片机，着重工作可靠性，完成监控和诊断功能。

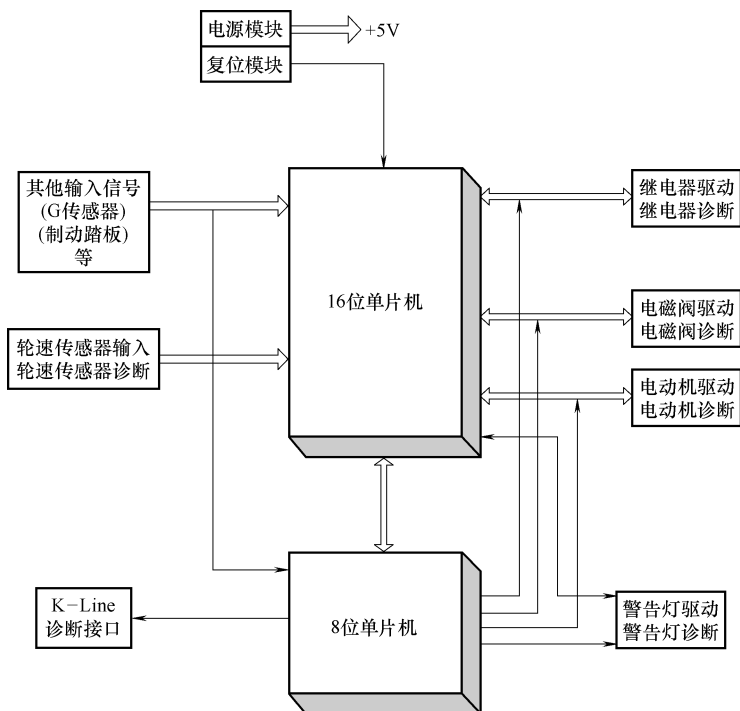


图 2-2 ECU 结构框图

二、轮速输入模型

对于车轮的运动状态，一般都是采用轮速传感器，把车轮的转动状态转化为电信号，经过处理，再给 ECU 做分析。检测轮速信号时常用电磁感应式传感器，将传感器安装在车轮总成的非旋转部分（万向节或轴头）上，与随车轮一起转动的导磁材料制成的齿圈相对，当齿圈相对传感器转动时，由于磁阻的变化，在传感器上激励出交变电压信号，这种交变电压的频率与转子的速度成正比，所以通过测定频率就能检测出轮速。图 2-3 所示是传感器工作示意图。

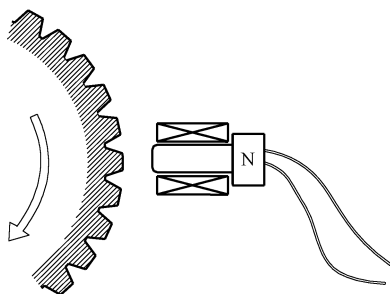


图 2-3 轮速传感器工作示意图

从传感器输出交变信号的幅值随传感器的不同而不同, 但一个总的特点就是幅值随轮速的变化比较大, 对齿圈与传感器之间的气隙大小比较敏感。图 2-4 和图 2-5 所示是在道路实验中测得的轮速传感器输出信号, 图 2-4 为车速较低时测得的轮速信号, 图 2-5 为车速较高时测得的轮速信号, 可以看出, 轮速信号 (电压) 基本上为正弦信号。当车速较高时, 信号波动频率较高, 电压幅值较大; 而当车速较低时, 信号的频率与幅值均较小。

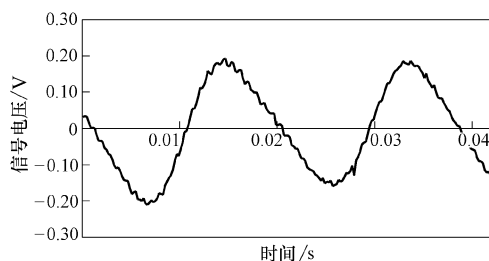


图 2-4 低速下传感器信号

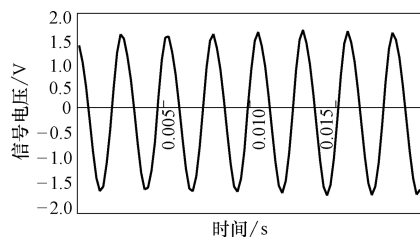


图 2-5 高速下传感器信号

由于传感器信号的频率只与车轮的转速有关, 通常稳控系统的 ECU 采用专门的信号处理电路将传感器信号转换为同频率的方波, 再通过测量方波的频率或周期来计算车轮转速。为了能够准确测量轮速, 轮速信号处理电路应该具有下述功能: 将正弦波转换为同频率的方波, 方波的占空比应适中; 在车轮转速较低时, 仍然能够输出与传感器输出信号同频率的方波信号; 在气隙因为振动在一定范围内变动时, 仍然能够正确进行波形变换; 电磁兼容性好, 能够抑制噪声干扰。如果只是简单地对轮速信号采用滤波和整形的手段, 在车速较低、轮速传感器交变电压幅值较小时, 有可能无法引起有效的触发, 如此便限制了它有效轮速的范围, 使低速稳控系统性能变差。

根据对轮速信号处理电路的要求, 设计了高性能、高抗干扰的轮速信号处理电路。其特点是包括两级迟滞比较器和低通滤波部分。电路的第一级包括低通滤波和小回差过零迟滞比较器 (图 2-6)。其作用是在尽可能地保留有用的轮速信号的前提下滤去噪声。这一级迟滞比较器的回差较小 (约 0.1V), 故而只要轮速传感器的原始信号正弦波的幅值大于 0.1V 就可被保留下来转换为方波; 而幅值小于 0.1V 的噪声被滤去, 只有当轮速传感器信号电压接近 0 时且幅值大于 0.1V 的噪声信号被转化为方波边缘的毛刺进入下一级。第二级的低通滤波环节和大回差迟滞比较器则可以有效地去除由于噪声干扰形成的毛刺。如图 2-6 所示, 传感器原始信号 U_i 首先经过第一级低通滤波对中高频率干扰进行一定的衰减得到信号 U' ; 信号 U' 通过小回差迟滞比较器将信号变换为方波信号 U'' , 可以看到仅当信号在零值附近时噪声可能进入信号 U'' , 造成 U'' 信号波形中的误触发脉

冲,但噪声的总能量被显著衰减; U'' 通过第二级低通滤波得到 U''' ,误触发脉冲被显著衰减;信号 U''' 再通过一个回差较大的迟滞电压比较器转换为方波 U_o 。由于迟滞比较器采用正反馈接法,方波 U_o 的波形比较理想,可供给单片机进行轮速测量。

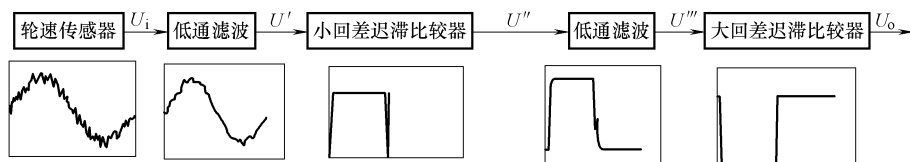


图 2-6 处理电路的输出波形图

使用信号发生器在实验台上实验,不论是在波形比较规则的信号发生器上,还是在有很大杂波信号的实验台上,利用此处理电路均达到了理想的效果。轮速信号处理电路利用两级迟滞比较器达到了提高信噪比和整形的目的,并采用高阶低通滤波实现抑制噪声的功能。这种轮速信号处理电路充分发挥了电磁感应式被动传感器的潜力,可以满足要求。该电路并不局限于电磁感应式传感器,对于其他类型的轮速传感器也一样可以可靠工作,如磁敏电阻式、霍尔式等,具有很好的兼容性。在稳控系统中,电磁阀是重要的执行元件,通过它来控制制动轮缸中的液压大小,完成稳控系统功能。由于控制要求,电磁阀的响应必须是毫秒级的,从而要求电磁阀线圈中的电流很大,以保证电磁阀的开启和关闭时间。该模块选用了四通道功率驱动元件,具有过载保护、智能电流限制、短路保护、高温保护、过电压保护、自诊断功能和静电保护等功能,适合在车辆环境下作为大功率的驱动元件,可靠地抵抗外界振动和电磁干扰。

故障诊断模块是稳控系统可靠工作的保障。在该模块的设计中,对 ECU 进行了全面的检测,其中包括电磁阀驱动的检测、轮速输入电路的检测、警告灯的检测和电源的检测。另外,一部分检测任务由软件来完成,包括电磁阀驱动的检测和轮速传感器的检测。本模块不但诊断系统故障,还实现了复杂的数据流传输,通过外部诊断仪,可以有效地监控稳控系统各个部件的工作状态,如实时显示轮速、加速度、各个开关信号等的状态。通过硬件和软件滤波,信号品质非常理想,保证了四驱模式下的稳控系统控制效果。复位模块可使 ECU 在工作出现故障时,如受到强电磁干扰、电源电压受到冲击不稳定等,能及时复位,很快恢复到正常的工作状态下。继电器模块控制各个通道的所有电磁阀的供电以及其他回流泵电动机的供电,在稳控系统发生无法自恢复的故障时,会把故障码存储在非易失性的存储器中,然后使用故障诊断仪读出故障信息,帮助驾驶人或者修理人员迅速找到问题,及时解决问题。ECU 的电源模块是 ECU 正常工作的基础。车辆电源受到发动机点火和充电机充电的冲击,非常不稳定,电压起伏大,因此

需使用专用的集成电路芯片，以保证 ECU 稳定的电源供给。

三、仿真平台模型

车辆作为典型的机电系统，其模型是研究该系统的有效工具。为了对车辆稳控系统进行分析，搭建稳控系统仿真平台可为控制算法评价、调试、标定匹配和性能分析等提供良好的环境。稳控系统仿真平台是稳控系统控制方法和算法的基础，仿真平台由驾驶人模型、车辆动力学模型、轮胎模型、路面模型、制动系统模型、ECU 模型和 HCU 模型等组成。图 2-7 所示为稳控系统仿真平台示意图。

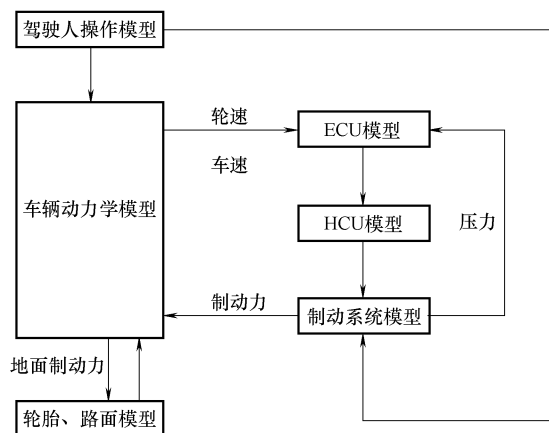


图 2-7 稳控系统仿真平台模型

在仿真平台中，驾驶人操作模型优先级最高，车辆的运行状态响应驾驶人的操作意图，根据驾驶人操作可以仿真不同的稳控系统制动工况。车辆的运动依赖于轮胎所受的力，如纵向力和侧向力等，轮胎、路面模型是车辆运动的基础，稳控系统仿真中的各种路面附着工况，如高附着路面制动、低附着路面制动、对接路面制动以及对开路面制动等，就是依靠轮胎、路面模型的合理设计来完成的。车辆动力学模型是研究稳控系统的载体，车辆动力学模型根据驾驶人操作、稳控系统控制的制动压力、地面的纵向力/侧向力等计算车辆的状态，如车身状态、车轮状态等。ECU 模型可以用不同的控制方法来实现，如逻辑门限值方法、PID 控制方法、模糊控制方法等，从而可以对控制方法和控制算法进行研究；在 HCU 模型和制动系统模型上可以进行制动压力动态特性的分析。以上各部分模型各自独立又相互关联，组合在一起构成了稳控系统仿真平台。为适用不同的稳控系统仿真目的，本章分别建立了 2 自由度和 7 自由度车辆动力学模型，如图 2-8、图 2-9 所示。车辆动力学模型是典型的连续时间系统，可以用微分方程来描述。2 自由度车辆动力学模型也称为 1/4 车辆制动模型或单轮模型，共有 2 个自由度，即沿 X 方向的平动和车轮的转动。

$$J \dot{\omega} = \mu_x m g r - T_\mu, \quad m \dot{u} = -\mu_x m g \quad (2-1)$$

式中 m ——车辆质量；
 J ——车轮转动惯量；
 ω ——车轮角速度；
 μ_x ——地面附着系数；
 r ——车轮半径；
 T_μ ——制动力矩；
 u ——车速。

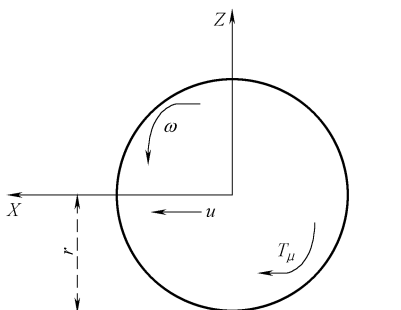


图 2-8 2 自由度汽车模型

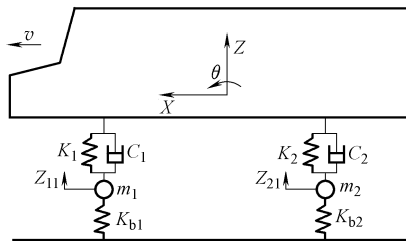


图 2-9 7 自由度汽车模型

1/4 车辆制动模型只考虑了车辆的平动和车轮的转动，是研究稳控系统最简单的模型，它可以反映最基本的受力、运动和滑移率的关系，可以对控制方法进行原理的分析和设计。

采用 2 自由度车辆模型，考虑到大侧向加速度时的非线性，系统状态参量及观测量为

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}u, \quad \mathbf{x} = [x_1 \quad x_2 \quad x_3 \quad x_4]^T \end{aligned} \quad (2-2)$$

式中， $\mathbf{x}$ 为系统状态参量， u 为输入量， $\mathbf{y}$ 为观测量， $\mathbf{A}$ 为状态矩阵， $\mathbf{B}$ 为控制矩阵， $\mathbf{C}$ 为输出矩阵， $\mathbf{D}$ 为传递矩阵。

7 自由度车辆动力学模型，也可称为 1/2 车辆制动力模型或双轮模型。其包括 7 个自由度：整车的前进方向运动自由度 X ，垂直运动自由度 Z 和俯仰运动自由度 θ ；前轮垂直运动自由度 Z_{11} 和旋转运动自由度 ω_{11} ；后轮垂直运动自由度 Z_{21} 和旋转运动自由度 ω_{21} 。

运动方程为

整车前进方向运动方程

$$\frac{1}{2} m \ddot{x} + \frac{1}{2} m_s D_0 \ddot{\theta} = -F_{x11} - F_{x21} \quad (2-3)$$

车身垂直方向运动方程

$$m_s \ddot{Z} + F_{s11} + F_{s22} = 0 \quad (2-4)$$

车身俯仰运动方程

$$\frac{1}{2} J_y \ddot{\theta} - \frac{1}{2} m_s D_0 \ddot{x} - F_{s11} a + F_{s21} b = 0 \quad (2-5)$$

前轮垂直运动方程

$$m_1 \ddot{Z}_{11} - F_{s11} + K_{b1} Z_{11} = 0 \quad (2-6)$$

后轮垂直运动方程

$$m_2 \ddot{Z}_{21} - F_{s21} + K_{b2} Z_{21} = 0 \quad (2-7)$$

前轮旋转运动方程

$$J_1 \ddot{\omega}_{11} = F_{x11} R_1 - P_{11} \quad (2-8)$$

后轮旋转运动方程

$$J_2 \ddot{\omega}_{21} = F_{x21} R_2 - P_{21} \quad (2-9)$$

轮胎的纵向力

$$F_{x11} = \mu_{x11} (m_s g b / 2l + m_1 g - K_{b1} Z_{11}) \quad (2-10)$$

$$F_{x21} = \mu_{x21} (m_s g a / 2l + m_2 g - K_{b2} Z_{21}) \quad (2-11)$$

悬架所受的力

$$F_{s11} = K_1 (Z - Z_{11} - a\theta) + C_1 (\dot{Z} - \dot{Z}_{11} - a\dot{\theta}) \quad (2-12)$$

$$F_{s21} = K_2 (Z - Z_{21} + b\theta) + C_2 (\dot{Z} - \dot{Z}_{21} + b\dot{\theta}) \quad (2-13)$$

7 自由度的 1/2 车辆制动模型可用于直线制动过程中稳控系统的控制仿真，它考虑了汽车制动过程中的载荷在前后轮上的转移，比单轮模型更加符合实际工况。相关参数说明见表 2-1。

表 2-1 7 自由度车辆动力学模型参数说明

符号	意义及说明
X	整车的前进方向运动自由度
Y	整车的侧向运动自由度
Z	悬置以上结构垂直运动自由度
ϕ	侧倾运动自由度
θ	整车俯仰运动自由度
Y_{aw}	横摆运动自由度
$Z_{11}, Z_{12}, Z_{21}, Z_{22}$	左前轮、右前轮、左后轮、右后轮的垂直运动自由度（位移）

(续)

符号	意义及说明
$\omega_{11}, \omega_{12}, \omega_{21}, \omega_{22}$	左前轮、右前轮、左后轮、右后轮的旋转运动自由度 (角度)
δ	前轮转向角自由度
u	纵向车速
v	侧向车速
$\dot{Y}_{aw}$	横摆角速度
$\dot{\varphi}$	侧倾角速度
$\dot{\theta}$	俯仰角速度
m	整车质量
m_s	簧载质量
a, b	分别为悬上结构质心至前、后轴的距离
B_1, B_2	分别为前、后轮距
D_0	整车质心至俯仰轴线距离 (在俯仰轴线上方为正)
e_0	整车质心至侧倾轴线距离 (在侧倾轴线上方为正)
B_{11}, B_{22}	两个前悬架之间的距离和两个后悬架之间的距离
I_z	整车绕横摆轴的转动惯量
J_x, J_y	车身绕侧倾轴线和俯仰轴线的转动惯量
$F_{x11}, F_{x12}, F_{x21}, F_{x22}$	四个车轮的纵向力
$F_{y11}, F_{y12}, F_{y21}, F_{y22}$	四个车轮的侧向力
$F_{s11}, F_{s12}, F_{s21}, F_{s22}$	四个悬架处的力
$P_{11}, P_{12}, P_{21}, P_{22}$	各个车轮的制动力矩
T_{F11}, T_{F22}	两个前轮所受到的驱动力矩
J_1, J_2	前、后车轮的转动惯量
m_1, m_2	前、后车轮的质量
R_1, R_2	前、后车轮的半径
K_{b1}, K_{b2}	前、后车轮的垂直刚度
K_1, K_2	前、后悬架的刚度
C_1, C_2	前、后悬架的阻尼

轮胎纵侧向力 F_{x11} , F_{x12} , F_{x21} , F_{x22} 、 F_{y11} , F_{y12} , F_{y21} , F_{y22} , 需要利用轮胎模型进行计算, 转向角自由度的方程需要根据实际仿真情况给出, 如阶跃输入、正弦输入或实车测试值输入等。

四、轮胎稳定模型

轮胎纵、侧向力是车辆在运动过程中受到的最重要的外力之一, 决定了车辆的响应结果, 轮胎的力学特性对车辆的操纵稳定性、舒适性、动力性和制动安全性起着极其重要的作用。现代轮胎是一个复杂的粘性结构体, 具有明显的非线性特性。通过对轮胎结构和形变的数学描述, 建立剪切力和回正力矩与相应参数的函数关系, 并通过对轮胎力特性的实验数据进行回归分析, 建立轮胎动力学模型与动态行驶状态, 如图 2-10、图 2-11 所示。

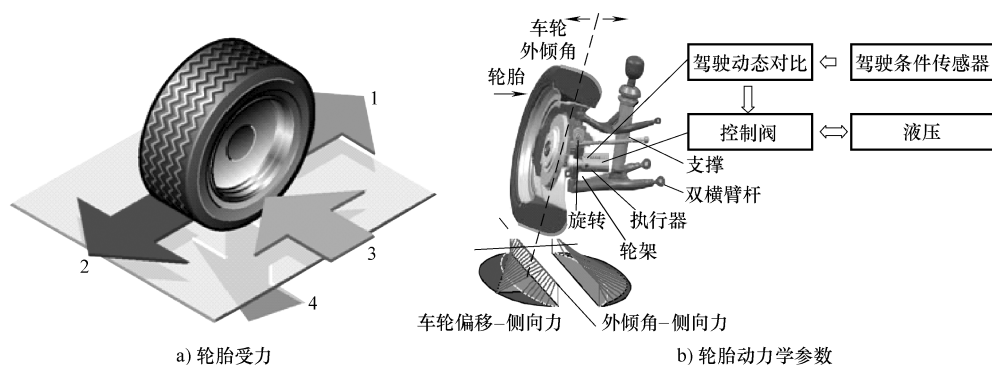


图 2-10 轮胎动力学模型

1—驱动力 2—制动力 3—侧向力 4—附着力

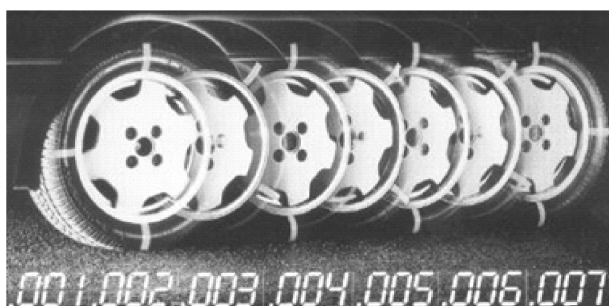


图 2-11 轮胎动态行驶状态

考虑轮胎侧偏力特性, 侧偏力为

$$F_y(x) = D \sin \{ C \arctan [B \alpha (1 - E) + E \arctan (B \alpha)] \} \quad (2-14)$$

式中 D ——峰值因子;
 C ——形状因子;
 B ——刚度因子;
 E ——曲率因子。

具体描述如下:

$$\left. \begin{aligned} C &= a_0 \\ D &= \mu(a_1 F_z^2 + a_2 F_z) \\ B &= \frac{a_3 \sin[2 \arctan(F_z/a_4)]}{CD} \\ E &= a_5 F_z + a_6 \end{aligned} \right\} \quad (2-15)$$

式中 F_z ——垂直载荷;
 μ ——轮胎路面附着系数;
 $a_0 \sim a_6$ ——系数, 见表 2-2。

表 2-2 轮胎模型参数取值

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6
1	-34	1250	2320	12	0.005	0.19

在不同路面附着系数时, 前后轮侧偏力和侧偏角关系如图 2-12 所示。

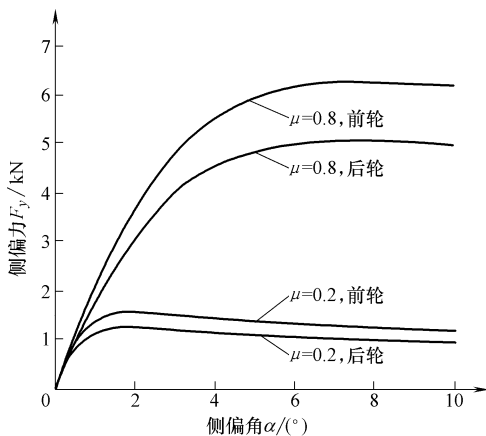


图 2-12 轮胎侧偏力和侧偏角关系

第二节 软件控制模型

车辆行驶过程时变性强, 受外界条件影响大及非线性明显, 要求车辆稳控系

统对各种路面具有广泛适应性，并要求其反应速度要快。除硬件的因素，控制软件是稳控系统满足车辆性能要求的关键。控制软件主要是指稳控系统算法，即控制逻辑和方法，包含路面附着特性识别、瞬时车速辨识。

控制算法模型

稳控系统控制算法包括控制逻辑和控制方法，采用耗散功率和逻辑门限值相结合的控制方法；实际路面情况是比较复杂的，控制逻辑须能及时识别出路面状况，并采取相应的措施。实际路面可大致粗略地分为高附着系数路面和低附着系数路面，这两种路面又可分为平坦和颠簸路面。它们的峰值、滑动附着系数及对应滑移率均有很大区别。开发的稳控系统控制软件可以很好地识别各种不同附着系数的单一路面和变工况的路面，主要包括高附着系数路面、低附着系数路面、对开路面、对接路面和颠簸路面。滑移率作为稳控系统控制中的门限值，在控制逻辑中起着重要的作用。为了计算滑移率，就必须知道瞬时车速的大小，而在实际上，瞬时车速是很难测到的。虽然可以用非接触速度传感器或加速度传感器测出车辆减速度，然后计算出车速，但是采用非接触速度传感器成本高、技术复杂，采用加速度传感器会受到道路坡度的影响，误差较大，这两种方法都缺乏实用性。因此，通过从轮速传感器得到车轮的角速度和角减速度信息，通过 G 传感器得到车辆的加速度信息，采用相应算法，得到参考车速，进而得到参考滑移率，在软件中进行平滑处理。主 CPU 担负着全部的稳控系统控制工作和一部分系统监测功能，同从 CPU 进行通信。将单片机控制软件中处理底层基本操作的部分划分出来，按照实时操作系统的要求单独进行设计，这样可以简化工作且方便修改，有利于软件的复用。

现有的实时操作系统分成两类：第一类为小且专用的核，这类 RTOS 的体积轻巧，适合于嵌入式的实时系统，它可以实现多任务及任务间的通信。第二类为对商业操作系统进行扩充所形成的 RTOS，这类 RTOS 是对已有的商业操作系统进行实时部分的扩充所形成的，由于它们是以一些人们已熟悉的用户接口为基础建立起来的，这便加速了应用开发过程，并且增加了可移植性，所以，它们的功能比较强大而且提供了较好的软件开发环境。但是，与第一类 RTOS 相比，这类 RTOS 的响应速度比较慢，适合于软实时系统及简单的硬实时系统。显然对于在单片机上实现的稳控系统控制软件应该选用第一类内核，操作系统需要解决的问题主要是资源分配。由于所设计的单片机控制系统处理的问题比较单一，内存和端口等资源不必由操作系统动态分配，也不需要设计文件系统，故此核心的问题是进程的管理和调度，即 CPU 时间的分配。

主 CPU 需要执行的任务分为三类：实时级任务的特点是随机发生，而一旦发生就要求立即得到系统的响应。这类任务包括轮速信号中断的处理、定时中断处理、系统调度。定时级任务的特点是有规律地定时发生，而且一定要保证准时

执行任务。这类任务有稳控系统控制主程序。及时级任务的特点是对定时要求不高，可以在系统空闲的时候进行。它只要求在某一时间段内完成即可。这类任务包括在线自检、与从 CPU 的通信等。以上三类任务的优先级依次降低。优先级最高的实时级任务由中断实现。为了保证系统效率，对实时级的程序进行了细致的优化，只有必须实时完成的工作才容许放在实时级。在实时级任务执行中，一律禁止中断发生，从而避免了实时级任务的复杂嵌套和同步互斥关系的处理；由于实时级的任务执行时间极短，主 CPU 有类似中断队列的硬件机构，而且在轮速处理电路中设置滤波截止频率，实时级进程相互争夺 CPU 时间不会构成问题。进程调度程序放在定时中断中，当预定时间到达时，进程调度程序调入需要执行的定时级任务，从而保证了定时级任务的准时启动。根据稳控系统控制的特点，所有的定时级任务都要求在一个稳控系统控制循环中完成。

当系统启动时，CPU 首先进行自检。自检的内容分 CPU 子系统的自检和外围设备的检查两部分。CPU 子系统的检查主要是对 ROM 和 RAM 的检查。对 ROM 的检查采用校验和检验的方式。对 RAM 的检验可以采用写入某数再读出比较的方式。对外围设备的检验也是自检过程的重点。

在系统的运行过程中还需要进行在线自检以进一步提高可靠性，在在线自检中，对稳控系统的各个部件进行非常全面的检测，如电磁阀的短路、断路，轮速传感器的短路、断路、虚接，齿圈缺损等。如果发现该类错误则停止稳控系统工作，并保存故障码。根据前面对进程管理的介绍，可知如果定时中断不能发生，则定时级和及时级的任务都无法被启动。为此，设计了一个软件定时器来解决这一问题。当所有的及时级的任务都完成后，开始执行定时器程序，它是一个循环延时程序。如果定时中断能够正常发生，则定时器程序被中断，不会发生作用；如果定时中断不能正常发生，定时器程序在完成延时过程后强行进行热启动。以上这些防错措施显著提高了控制软件的可靠性，从而也就提高了整个稳控系统的可靠性。轮速信号传感回路是弱电系统，容易受外界强电磁的干扰；而且车辆运行过程中轮速检测装置也容易发生振动。这些都有可能产生导致轮速虚假信号的产生，这种虚假信号与正常信号叠加在一起，由于它们频率相近，使用硬件的手段很难滤掉，在算法设计上用传统的巴特沃斯、贝塞尔等数字滤波技术也无法消除虚假信号造成的影响。在软件编制过程中，根据虚假信号的特点设计了轮速信号异点剔除的预处理方法，这种异点剔除的预处理方法能有效地消除虚假信号，并且有计算量小，易于实现的优点。在软件编制过程中，对计算速度进行了优化，对软件的复用性做了认真的考虑等。图 2-13、图 2-14 所示是软件简要流程图。

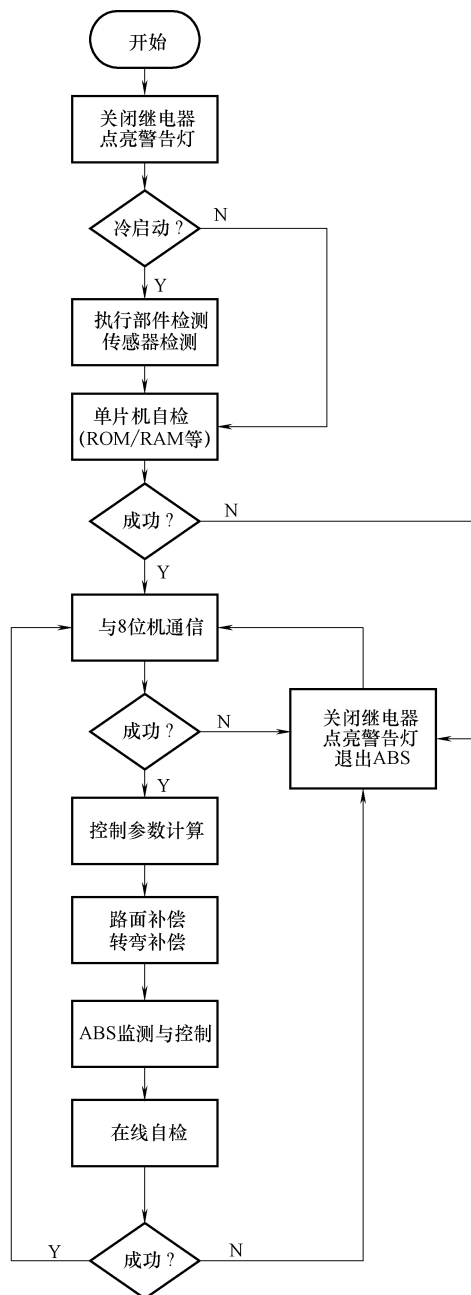


图 2-13 主 CPU 控制流程图

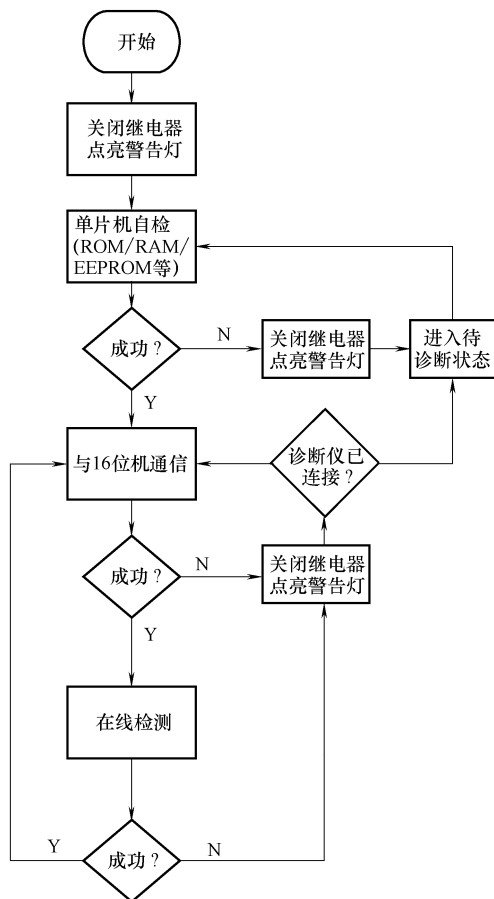


图 2-14 从 CPU 控制流程图

第三节 液压控制模型

以 ANSYS 和 AMESIM 软件为平台, 建立 HCU 的动力学模型, 运用有限元方法等求解 HCU 的电磁场模型、流场模型; 稳控系统应用涉及车型、制动器形式、材料工艺、加工设备等因素; 采用计算机辅助工程对 HCU 进行相关性能检验; 建立 HCU 测试实验系统, 对 HCU 进行相关实验。稳控系统电磁阀是一个体积小, 油路布置复杂的机、电、液压集成系统, 采用常规的计算难以分析清楚其电磁力、液压力等相关动态响应, 在对典型系统剖析后, 采用有限元方法和 AMESIM 分析相结合的方式对稳控系统的工作过程进行分析。液压控制模型逻辑关系如图 2-15 所示。

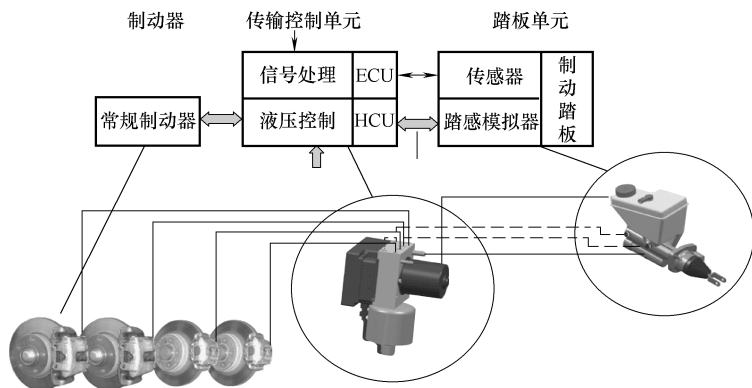


图 2-15 液压控制模型逻辑关系

一、液压控制单元

越来越多的车辆已安装稳控系统, 而且各国已有相应的法规要求采用稳控系统来提高车辆的安全性能。压力调节单元是稳控系统起作用的执行机构, 是稳控系统的关键部件之一。压力调节单元通常都是调节阀。根据驱动阀芯的机构不同又可分为电动机驱动阀和电磁阀两种。HCU 组成如图 2-16 所示, 包括阀本体、回流泵、蓄能器、阻尼器及电磁阀等。

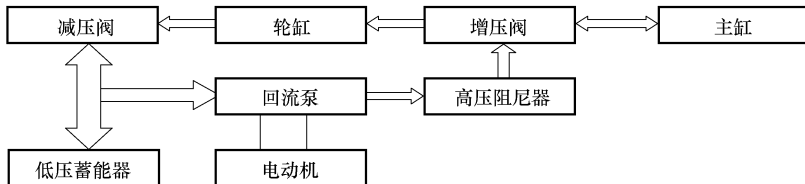


图 2-16 HCU 组成

HCU 泵体采用铝材挤压成形制造工艺,与铸造或锻造相比,具有更好的塑性变形特性。电磁阀等部件是通过泵体的挤压变形装入本体的,这对整个 HCU 的工艺性能至关重要。采用整体式模块结构设计,将 HCU 与电子控制单元集成于一体,体积小,质量小,成本低。电磁阀采用材料加工技术进行挤压装配,从而使系统的密封性能完全得到保证。电磁阀线圈集成于电子控制器内,省去了电磁阀线圈与控制器之间的连接电线,提高了系统的抗电子干扰能力。采用大功率集成电路直接驱动电磁阀及回流泵电动机,省去了较占空间的电磁继电器。

二、液电混合模型

电磁系统必须具有良好的电磁、流场和机械响应特性。同时,电磁阀要有可靠的防泄漏性能。图 2-17 所示是电磁阀的结构模型图,图 2-18 所示为电磁阀工作范围内不同线圈电流和不同阀芯开度状态下,阀芯所受的电磁力。可以看出,电磁力随着阀芯开度的增大(动铁和定铁间距的减小)和电流的增大而增大,并且随着阀芯开度的增大,电磁力相对电流的增长越来越快。

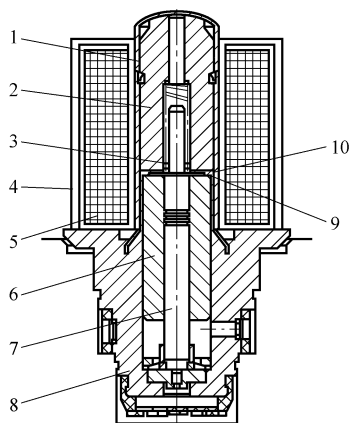


图 2-17 电磁阀的结构模型

1—隔磁管 2—定铁 3—回位弹簧
4—线圈扼铁 5—线圈 6—动铁

7—推杆 8—阀体 9—隔磁片 10—工作气隙

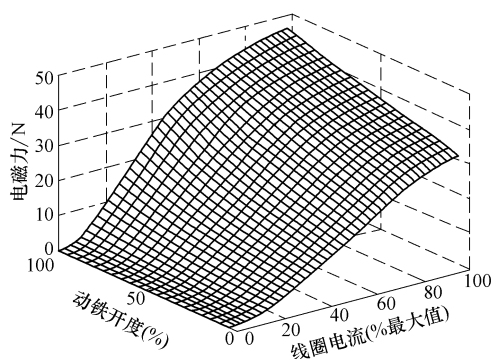


图 2-18 电磁力-线圈电流-阀芯开度图

采用轴对称模型,主自由度为矢量磁势 $\vec{A}$ 。认为隔磁材料的顶杆与隔磁管具有与空气一致的磁特性,为施加麦克斯韦电磁力标志,假定与动铁直接接触的不是隔磁的顶杆,而是空气。用 $B-H$ 非线性曲线表征磁性材料的磁特性。磁场建立的时间常数远远小于机械运动的时间常数,因此不考虑阀芯运动与磁场的耦合问题。采用图 2-19 所示的四边形和三角形平面单元。非工作气隙和工作气隙处磁势降很大,加密其网格。

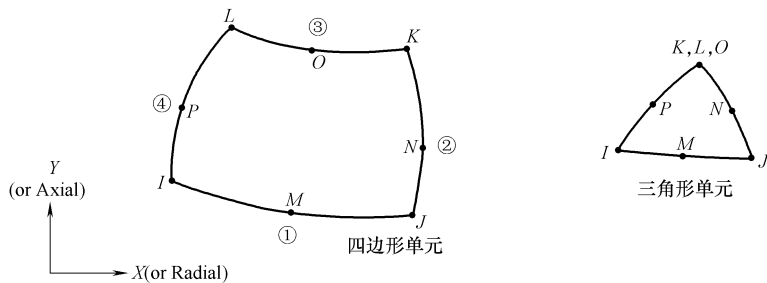


图 2-19 单元的形状、结点位置与自由度

电磁场的边界条件可分为三类：狄里克利边界条件（式 2-16）、诺依曼边界条件（式 2-17）和两者的组合。

$$\phi|_{\Gamma_1} = g(\Gamma_1) \quad (2-16)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} \Big|_{\Gamma_2} + \sigma(\Gamma_2) \phi|_{\Gamma_2} = h(\Gamma_2) \quad (2-17)$$

Γ_1 和 Γ_2 是两类边界； $g(\Gamma_1)$ ， $\sigma(\Gamma_2)$ ， $h(\Gamma_2)$ 是位置的一般函数。狄里克利边界条件表示势函数在边界上是定值，而诺依曼边界条件常表达几何和激励源的对称性。磁感应强度在边界上强制地与边界平行。为了处理远场模型时减少单元数目，设立一种特殊的单元类型——远场单元。其实质是一种狄里克利边界条件。图 2-20 所示包含了轭铁上端部分空气的模型，而图 2-21 所示为无周边空气模型。尽管轭铁上端的部分空气中确实存在磁场分布，但计算表明这种差别对结果不敏感。为减少计算量，采用的是图 2-21 所示的模型及边界条件。

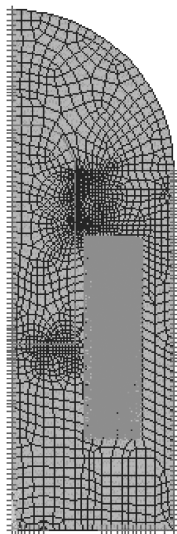


图 2-20 含部分周边空气模型

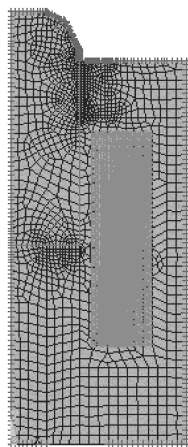


图 2-21 无周边空气模型

对于一定的动铁位置 x ，给电磁线圈加斜坡电压载荷。在前一个载荷步结果

的基础上, 加以电压载荷增量, 重新进行分析。这种方式保存了前一步的涡流密度结果, 从而实现涡流损失的时间积分。在求解前耦合线圈电流自由度, 后处理程序根据线圈节点上的电流密度求得总电流。每个电压载荷步对应不同的线圈电流, 分析整个加载过程, 可以建立电磁力 F_m 和电感 L 等与线圈电流 i 的关系。改变动铁的位置 x , 重复用上述方法进行分析, 得到动铁在整个行程中的特性。

磁力线图形象地描述了磁场的分布, 阶跃地撤去电压后磁力线分布如图 2-22 所示。在撤去电压载荷后, 导磁体内部的磁场比表面衰减得慢。磁场在导磁体的表面与内部不同快慢的变化率与导体内感生电流有关。图 2-22 显示, 动铁中心磁力线很少。如果钻去动铁中部的部分材料, 在不影响磁场下减少动铁质量, 从而缩短电磁阀响应时间, 减小阀芯落座冲击。

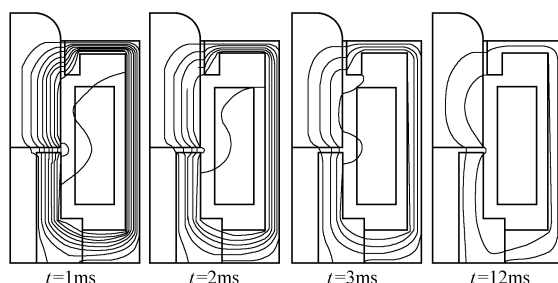


图 2-22 磁力线分布图

三、液压理论模型

在稳控系统仿真平台的研究中, 稳控系统液压制动系统模型是重点和难点之一, 这里所指的稳控系统制动系统是包括 HCU、主缸、轮缸、制动管路等在内的整套制动系统。由于受制动系统的零部件之间的间隙、制动元件的弹性以及摩擦等许多不确定性因素的影响, 制动压力 - 力矩响应表现出死区、饱和、满环等非线性动态特性。整个制动系统的响应由准静态部分和瞬态部分构成。瞬态特性是指 HCU 的间歇式压力调节使制动管路压力产生急剧变化的特性, 制动管路内制动液的流动状态、制动器的刚度特性等对制动器的瞬态特性具有重要的影响, 动态特性的存在使制动力矩的建立滞后于制动压力。制动器的准静态特性是指在制动过程中, 制动器摩擦系数随车轮转速、温度等变化而缓慢变化的特性。摩擦系数的变化造成制动压力与制动力矩间的非线性关系。动力学模型可以分为理论模型、半经验模型和经验模型等, 液压制动系统包括制动主缸、HCU、制动管路和制动轮缸。驾驶人所施加的踏板力传递到制动主缸的活塞上, 推动前、后缸两个活塞向前运动, 将制动液压入制动管路。制动液通过 HCU 后, 流经同制动硬管和制动软管组成的制动管路, 进入制动轮缸。

HCU 由增压阀、减压阀、蓄能器、回流泵和阻尼器组成, 增压阀为常开阀,

减压阀为常闭阀,每个制动轮缸都由一套独立的增、减压阀对自身的制动压力进行调节。稳控系统通过对电磁线圈施加控制信号来控制增压阀和减压阀的通断,以实现增压、保压和减压的防抱死控制过程:在增压阶段,增、减压阀上均无控制信号,增压阀打开,减压阀关闭,由制动主轴过来的制动液不能进入减压回路,而是通过增压阀阀口进入相应的制动管路,并经过制动软管进入制动轮缸,使制动压力不断升高。在保压阶段,只对增压阀施加电信号使其关闭,这样便切断了制动轮缸与制动主缸之间的联系,使其内部压力保持不变。在减压阶段,对增、减压阀同时施加电信号,增压阀关闭,减压阀打开,各制动轮缸与减压回路相连通,轮缸中的制动液便通过减压阀阀口进入弹簧活塞式蓄能器,实现制动压力的降低。蓄能器中的制动液会在回油泵的作用下随制动踏板的抬起排回制动主缸;如果稳控系统制动还未结束,制动液会在回油泵和增压阀之间聚积成一高压区域,等增压阀打开时再次进入轮缸。在回油泵和制动主缸之间,阻尼器起降低液压脉动和噪声的作用。

HCU 模型包括增压阀、减压阀、阻尼器、蓄能器、回油泵几个部分。节流器模型在稳控系统液压制动系统中应用非常广泛,各组增压阀均有各自的节流器,各组减压阀在各自的隔磁管上均开有节流孔;阻尼器其本质也是一个节流器。因此 HCU 中的增压阀、减压阀和阻尼器均用节流器的动力学模型表示。在节流器的动力学模型中,输入量为制动液压力,输出为通过节流器的制动液流量。计算表达式如式 (2-18) 表示。

$$Q = C_q A \sqrt{\frac{2 |\Delta p|}{\rho}} \quad (2-18)$$

式中 Q ——制动液流量;

C_q ——流量系数;

ρ ——制动液密度;

Δp ——模型两端压力差;

A ——节流孔截面积。

考虑到模型计算的精度,流量系数 C_q 不应当为一个恒定的值,引入式 (2-19) 和式 (2-20)。

$$D_h = \frac{4A}{\chi} \quad (2-19)$$

$$\lambda = \frac{D_h}{\eta} \sqrt{\frac{2 |\Delta p|}{\rho}} \quad (2-20)$$

式中 D_h ——阀直径;

λ ——制动液流动雷诺数;

χ ——节流孔湿周长度;

η ——制动液动力黏度。

流量系数 C_q 的表达式如式 (2-21)。

$$C_q = C_{q\max} \tanh \left(\frac{2\lambda}{\lambda_c} \right) \quad (2-21)$$

式中 $C_{q\max}$ ——最大流量系数；

λ_c ——层流变紊流的临界雷诺数。

节流器动力学模型，如式 (2-22)。

$$Q = C_{q\max} A \sqrt{\frac{2|\Delta p|}{\rho}} \tanh \left(\frac{8A}{\chi \eta \lambda_c} \sqrt{\frac{2|\Delta p|}{\rho}} \right) \quad (2-22)$$

模型中考虑了流量系数的非恒定性，当 Δp 较小时，流量 Q 基本与 Δp 成正比，随着 Δp 的增大，流量系数很快接近于 $C_{q\max}$ ，流量 Q 与 $\sqrt{|\Delta p|}$ 成正比。这样，改变节流器的孔径即可得到不同的流量特性。HCU 中的低压蓄能器为弹簧活塞式液压蓄能器。由于活塞的质量很轻，故建模时不考虑活塞惯性。HCU 蓄能器模型输入量为制动液流量，输出量为制动液压力。模型的示意图如图 2-23 所示， S 为活塞的最大行程， x 为活塞瞬时的位置。

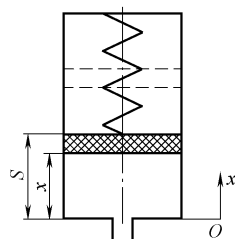


图 2-23 蓄能器模型

由弹簧和活塞位置关系，可得：

$$x = S - \frac{p_1 - p_0 A_a}{k} \quad (0 \leq x \leq S) \quad (2-23)$$

式中 p_1 ——活塞在最大行程时的弹簧力；

p_0 ——蓄能器内制动液压力；

A_a ——活塞面积；

k ——弹簧刚度。

式 (2-33) 两边对时间 t 求微分，结果如式 (2-24)。

$$\frac{dx}{dt} = \frac{dp_0 A_a}{k} \quad (2-24)$$

由于蓄能器为液容性元件，其考虑到活塞位移的基本方程如式 (2-25)。

$$\frac{dp_0}{dt} = \frac{K_y}{V_a} (q_0 - A_a \frac{dx}{dt}) \quad (2-25)$$

式中 K_y ——制动液体积弹性模量；

V_a ——蓄能器内制动液体积；

q_0 ——端口流量。

蓄能器动力学模型为

$$\frac{dp_0}{dt} = \frac{K_y q_0 k}{V_a k + A_a^2 K_y} \quad (2-26)$$

回油泵的动力学模型主要为包括柱塞式回油泵和驱动回油泵的稳控系统电动机,采用理想的液压泵模型,忽略机械损失和制动液泄漏,则回油泵排量如式(2-27)所示。

$$V_b = \frac{1}{2} \pi D_b^2 e \quad (2-27)$$

式中 V_b ——回油泵排量;
 D_b ——柱塞直径;
 e ——电动机偏心轮偏心距。

泵的输出流量如式(2-28)。

$$q_b = V_b S_m = \frac{1}{2} \pi D_b^2 e S_m \quad (2-28)$$

式中 q_b ——回油泵输出流量;
 S_m ——电动机的平均转速。

以上为 HCU 的动力学模型。以下对制动系统的其他部分进行建模,主要包括制动管路、主缸、轮缸等部分。

制动管路模型包括制动硬管和制动软管,二者都会有由于管壁摩擦所产生的制动液沿程压力损失;对于制动软管,其管壁的弹性变形对压力的影响也要考虑。

制动管路的沿程压力损失动力学模型如式(2-29)。

$$\Delta p_g = \xi \frac{L_g \rho v^2}{2D_g} \quad (2-29)$$

式中 Δp_g ——管路沿程压力损失;
 ξ ——沿程阻力系数;
 L_g ——管路长度;
 D_g ——管路内径;
 v ——制动液在管路中的平均流速。

由于制动液在制动管路中的流动已经得到了充分的发展,其流动模式为层流,雷诺数 λ 约为 100。则沿程阻力系数 ξ 在制动硬管中为 $75/\lambda$,在制动软管中为 $80/\lambda$ 。

制动软管属于液容性元件,其管路的体积弹性模量如式(2-30)。

$$K_g = \frac{E_g \delta}{D_g} \quad (2-30)$$

式中 K_g ——管路体积模量;

E_g ——管路材料弹性模量；

δ ——管壁厚度。

综合考虑制动液和软管的体积弹性模量，其等效体积弹性模量 K_z 如式 (2-31)。

$$K_z = \frac{K_g K_y}{K_g + K_y} \quad (2-31)$$

由液容性元件的基本方程可得到考虑制动软管弹性变形时的动力学模型，如式 (2-32)。

$$\frac{dp_g}{dt} = \frac{K_z}{V_g} q_g \quad (2-32)$$

式中 p_g ——管路内制动液压力；

V_g ——管路内制动液体积；

q_g ——制动液流量。

模型依据当前车辆常采用的双腔式主缸建模，考虑了其内部两个活塞的惯性、两活塞间的间隙及弹簧阻尼连接。模型示意图如图 2-24 所示。

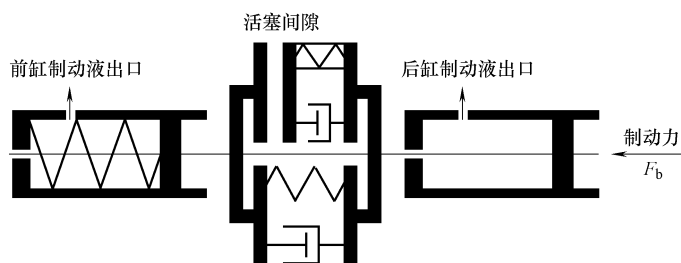


图 2-24 主缸模型

后缸活塞和前缸活塞的运动方程分别如式 (2-33) 和式 (2-34)。

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = -F_b + F_{y1} + F_{s1} + F_{d1} \quad (2-33)$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = F_{s3} + F_{y2} - F_{s1} - F_{d1} \quad (2-34)$$

式中 m_1 ——后缸活塞质量；

m_2 ——前缸活塞质量；

x_1 ——后缸活塞位移；

x_2 ——前缸活塞位移；

F_{y1} ——后缸制动液压力；

F_{y2} ——前缸制动液压力；

F_{s1} ——无间隙连接弹簧力；

F_{d1} ——无间隙连接阻尼力；

F_{s3} ——前缸内弹簧力。

无间隙连接的弹簧力和阻尼力分别如式 (2-35) 和式 (2-36)。

$$F_{s1} = (x_1 - x_2 + G_1)k_1 \quad (2-35)$$

$$F_{d1} = \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) f_1 \quad (2-36)$$

式中 k_1 ——无间隙连接的弹簧刚度；

f_1 ——无间隙连接的阻尼系数；

G_1 ——无间隙连接的弹簧预紧量。后缸和前缸的制动液流量分别如式 (2-37) 和式 (2-38)。

$$q_1 = A_1 \frac{dx_1}{dt} \quad (2-37)$$

$$q_2 = A_2 \frac{dx_2}{dt} \quad (2-38)$$

式中 A_1 ——后缸活塞有效面积；

A_2 ——前缸活塞有效面积。

在间隙消除之后，主缸的动力学模型与间隙消除之前类似，只是要将有间隙连接的弹簧力和阻尼力再列入模型即可，如式 (2-39) 和式 (2-40)。

$$m_1 \frac{d^2 x}{dt^2} = -F_b + F_{y1} + F_{s1} + F_{d1} + F_{s2} + F_{d2} \quad (2-39)$$

$$m_2 \frac{d^2 x}{dt^2} = F_{s3} + F_{y2} - F_{s1} - F_{d1} - F_{s2} - F_{d2} \quad (2-40)$$

式中 F_{s2} ——有间隙连接的弹簧力；

F_{d2} ——有间隙连接的阻尼力。

$$F_{s2} = (x_1 - x_2 - d)k_2 \quad (2-41)$$

$$F_{d2} = \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) f_2 \quad (2-42)$$

式中 k_2 ——有间隙连接的弹簧刚度；

f_2 ——有间隙连接的阻尼系数；

d ——活塞间隙。

制动轮缸模型取盘式制动器，考虑了钳体的惯性、钳体和制动盘之间间隙和接触后的弹簧阻尼等效模型。输入量为制动压力，输出量为制动力，模型如图 2-25 所示。

制动钳体先要克服回位弹簧的阻力来消除钳体与制动盘之间的间隙，间隙消除后，还要额外克服钳体和制动盘直接接触所产生的等效弹簧阻尼影响，制动钳

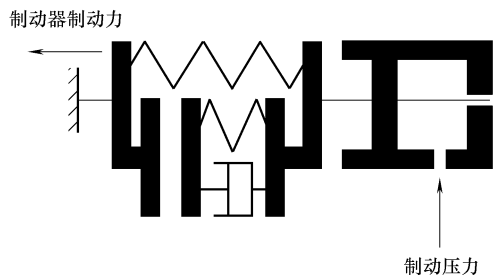


图 2-25 轮缸模型

体运动方程为

$$m_q \frac{d^2 x_q}{dt^2} = -F_z + F_{sq1} \quad (2-43)$$

式中 m_q ——钳体质量；

x_q ——钳体位移；

F_z ——制动压力；

F_{sq1} ——弹簧刚度。

回位弹簧力为

$$F_{sq1} = (x_q + G_{q1})k_{q1} \quad (2-44)$$

式中 k_{q1} ——回位弹簧刚度；

G_{q1} ——回位弹簧预紧量。

间隙消除之后，轮缸的制动力矩为

$$T_b = (F_z - m_q \ddot{x}_q) \mu \cdot r_d \quad (2-45)$$

式中 μ ——制动片摩擦系数；

r_d ——制动盘有效摩擦半径。

磁感应强度矢量 $\vec{B}$ 在阀体和工作气隙处最强。同样可得到磁场强度的分布，磁场强度 $\vec{H}$ 在气隙处远远大于其他部分。还得到了线圈外的电流分布情况，该电流是感生电流，其方向与线圈电流相反。麦克斯韦张量法将力计算转化为一个面积分：

$$F_m = \frac{1}{\mu_0} \oint_S [(\vec{B} \cdot \vec{n}_e) \vec{B} - \frac{1}{2} B^2 \vec{n}_e] dS \quad (2-46)$$

式中 S ——气隙中包围器件的任意闭合曲面；

$\vec{n}_e$ ——曲面的单位法向矢量。

此法计算的电磁力在很大程度上取决于有限元网孔的划分密度和闭合曲面的选择，从而限制了计算精度。磁场中贮能增量等于机械能与电能增量的总和，磁

场的贮能及伴随贮能计算式分别为

$$W_m = \int_V \int_0^B H dB dV \quad (2-47)$$

$$W'_m = \int_V \int_0^H B dH dV \quad (2-48)$$

低速运动时用伴随贮能计算磁场力：

$$F_{my} = \frac{\partial W'_m}{\partial y} \quad (2-49)$$

计算表明，用以上两种方法计算动铁受力有一定差别。表 2-3 是阀全开时，用麦克斯韦张量法和能量法（虚功法）计算结果对照。虚功法是更精确的方法，下文电磁力用虚功法计算。

表 2-3 麦克斯韦张量法与虚功法计算动铁磁力 （单位：N）

电流/A	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4
麦克斯韦张量法	0.96	3.77	8.34	13.22	17.13	20.48	23.63
虚功法	1.07	4.20	9.29	14.76	19.18	22.98	26.55

阀芯电磁力随气隙减小而增大，对阀芯位置非常敏感（图 2-26）。通过插值法，确定电磁力的表达式为

$$F_m = F_m(x, i) \quad (2-50)$$

上述电磁阀有限元模型可以研究除材料磁滞效应以外的各种因素对电磁阀性能的影响，包括结构、材料和电流加载方式等。这里仅讨论非工作气隙、材料磁特性等对电磁力的影响。图 2-27 所示是电磁阀全开状态（左图）和全闭状态（右图），不同非工作气隙的 F_m — I 曲线族。电磁力随气隙厚度增大而减小，但不如对主工作气隙敏感。这是由于主工作气隙的截面相对较小，更容易形成磁感应强度的“瓶颈”。

材料的磁特性，如初始磁导率、最大磁导率、饱和磁感应强度等，对电磁阀性能影响显著。图 2-28 和图 2-29 分别显示了两种不同的电磁材料下的电磁力和电感。图中的上下两组曲线分别是阀关闭和开启时的情形。图中实线对应退火处理后的碳素钢 16，虚线对应的是碳素钢 55。

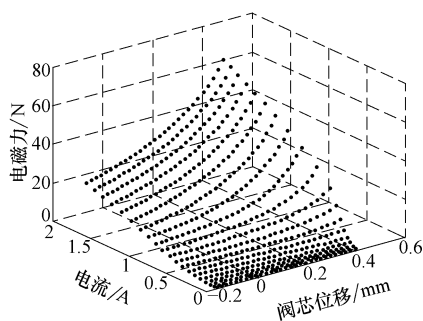


图 2-26 动铁电磁力

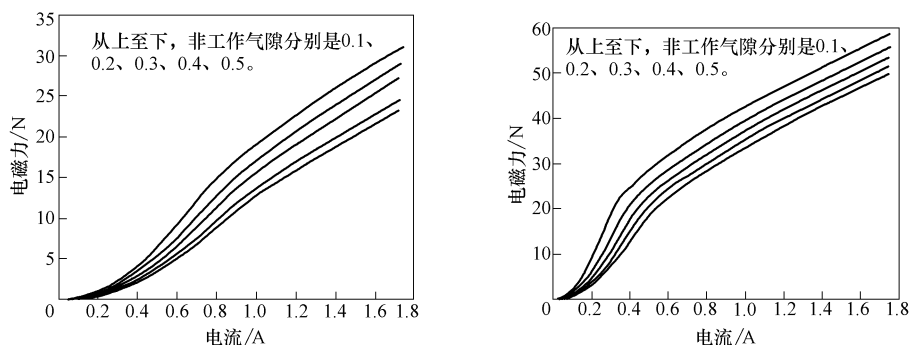


图 2-27 非工作气隙对电磁力的影响

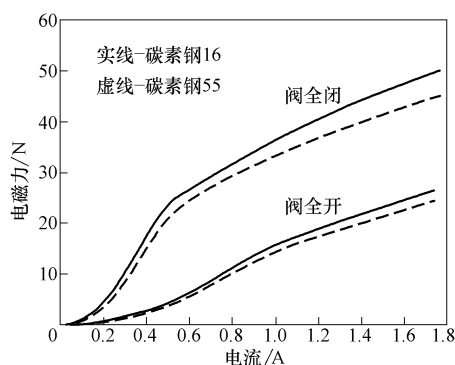


图 2-28 磁特性对电磁力的影响

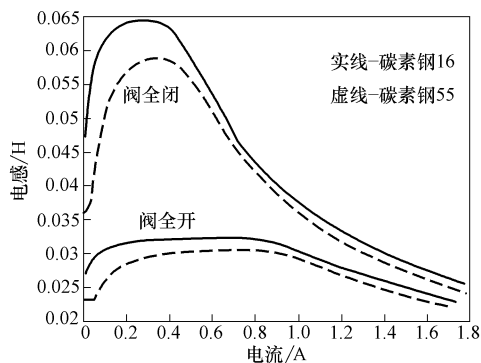


图 2-29 磁特性对电感的影响

增压阀和减压阀的节流孔径和阀芯几何形状及位置对稳控系统的压力调节性能有显著影响。本节以增压阀为例，用有限元法建立了流场的牛顿流体层流模型，得到阀口的压力 - 流量特性，并建立阀芯作用力与阀芯位置和流量的关系。

四、流场控制模型

通过上述研究，建立了稳控系统住址平台的动力学模型，包括驾驶人操作模型、轮胎模型、车辆动力学模型（单轮、双轮、四轮模型）、稳控系统制动系统模型（理论模型、经验模型）等。为了使用计算机进行仿真计算，需要将平台的动力学模型转化为计算机可以接受的形式，这种转化有许多方式和软件仿真环境可以选择，例如 Matlab/Simulink、AMESim 软件等。增压阀轴对称，因而可以建立平面二维模型。使用四节点四边形或三节点三角形单元，对增压阀口附近的流体建模。为避免求解时由于出口端面上加常压边界条件造成质量不守恒，在出口处增加一段虚拟长度，ANSYS 称之为“烟囱”，以使流动充分发展。计算表明，“烟囱”为顶杆和阀套之间的缝隙的 15 倍左右时，在压力、速度变化梯度大的边界以及狭窄处加大单元密度。而在远离节流孔的出口处，采用大网格单

元，如图 2-30 所示。

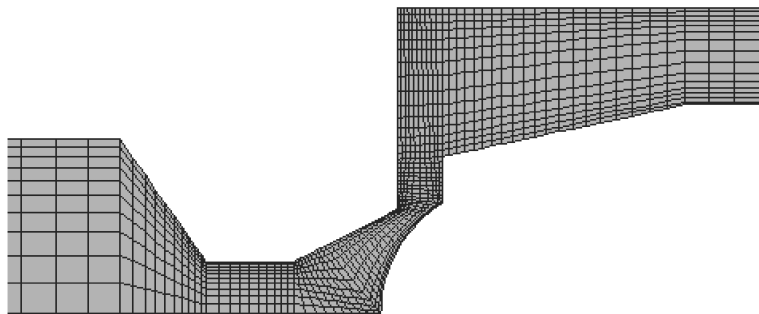


图 2-30 节流孔附近的单元划分

入口处速度和出口处的压力都规定为均一值，这与实际流场有差别。为减少它们对流场分布的影响，需要加大入口和出口的长度（虚拟长度），使入口处的压力和出口处的速度具有较一致的分布。图 2-31 显示了阀口附近的节点流速。对比左右两图，最大流速对阀口开度很敏感。壁面上的速度分布说明方程的解确实满足狄里克利边界条件。对不同阀开度时的等势分布分析可知：当阀的开度为 0.01mm 时，只有在钢珠与阀座靠近处有明显的速度梯度；而当阀的开度为 0.05mm 时，节流孔处也出现相当的速度梯度，说明此时节流孔已成为流速的制约因素。

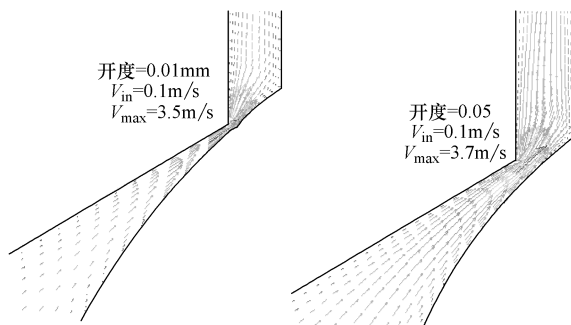


图 2-31 阀口附近的节点流速

阀小开度时，压力梯度集中于钢珠与阀座靠近处，而阀充分打开时，压力只是在节流孔处有明显的梯度。这意味着，所设计的阀开度已不至于成为流速的制约因素。图 2-32 所示是不同流量和阀开度下的流线分布，阀全开，入口流速 5m/s，出现了两处明显的涡流。增压阀打开时，影响阀口特性的主要因素是节流孔本身；增压阀动作过程中，影响过渡过程的主要因素是钢珠与阀座的相对位置等。增压阀是常开阀，只考虑节流孔本身对流量 - 压力特性的影响。相反，研

究制动液对阀芯的作用力时，必须考虑阀芯的位置，以确定液力对电磁阀的动态过程的影响。由于规定出口压力等于 0，且“虚拟长度”与阀芯的设计长度相当，阀芯边界的压力积分即近似于阀芯所受到的液压反作用力 F_p 。图 2-33 所示是不同流量 Q 下 F_p 与阀开度的关系。当阀口开度大于 20% 后，液压差没有对阀芯造成显著的反力。当然，增压阀闭合/开启的动态过程中，流量 Q 是不恒定的。图 2-34 所示是不同节流孔直径下增压阀打开时的 $Q - \Delta p$ 特性曲线。

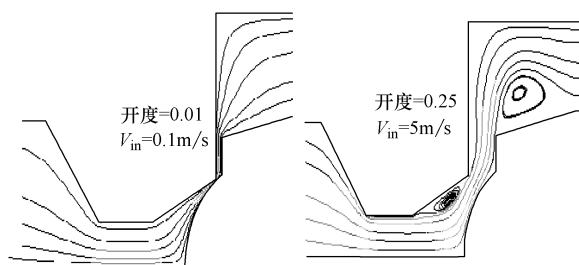


图 2-32 阀口附近流线图

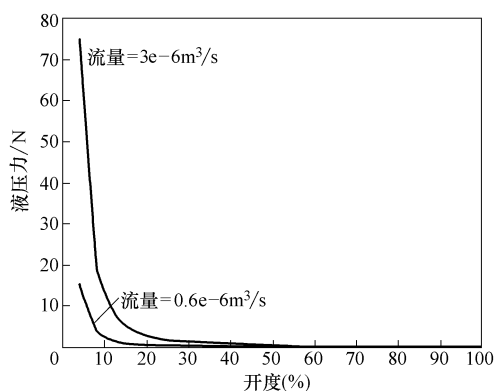


图 2-33 阀芯液压作用力 - 阀开度

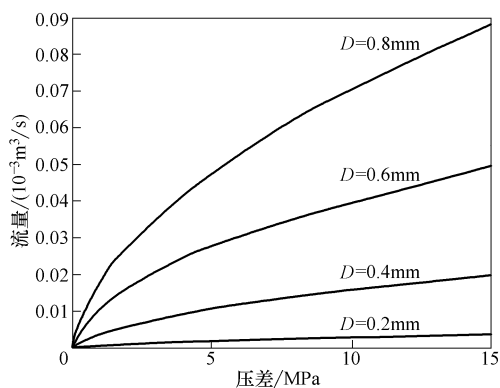


图 2-34 流量 - 压力特性

五、液压匹配模型

AMESIM 软件是一种包括液压系统在内的机电系统专用建模与分析软件，集成了常用机电系统的模型，使用者可以采用物理建模方式建立所要分析系统的模型，如图 2-35 所示。结合所建立的整车模型，得到图 2-36 所示的稳控系统整车分析系统，进行 HCU 参数与整车分析，完成硬件在环仿真分析及实车实验前的参数匹配。

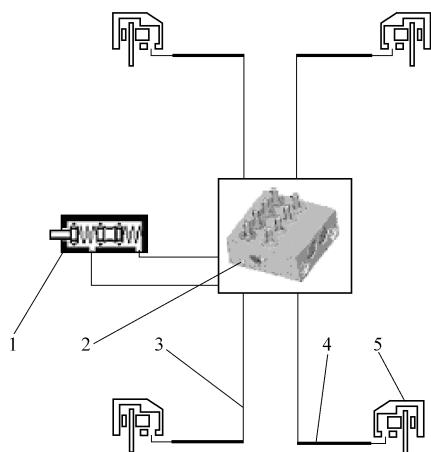


图 2-35 HCU 与制动系统的模型

1—主缸 2—HCU 3—软管 4—硬管 5—制动器

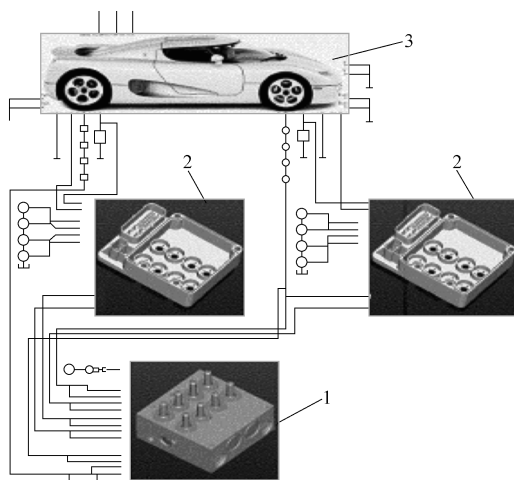


图 2-36 稳控系统整车 AMESIM 模型

1—HCU 2—ECU 3—整车模型

六、整车匹配模型

对稳控系统的 HCU，电磁阀的阀口参数是十分重要的参数，因此，电磁阀不同参数下的整车制动效果是稳控系统匹配过程中研究人员十分关心的一个方面。以 HCU 中某一节流阀的参数匹配为例，在系统匹配过程中，希望了解其参数与制动效果的关系。在 AMESIM 中所建立的稳控系统整车匹配模型中，分别选取该阀口的直径参数为 0.3mm、0.5mm 和 0.7mm。得到整车以初速 80km/h 开始制动时控制距离和制动过程中轮速的变化情况如图 2-37 和图 2-38 所示。

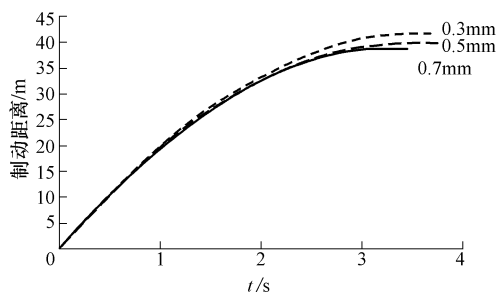


图 2-37 节流阀不同阀口直径参数下控制距离

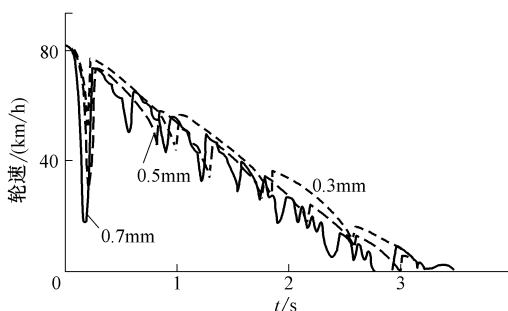


图 2-38 节流阀不同阀口直径参数下轮速变化

由结果可以看到，当节流阀阀口直径为 0.7mm 时，控制距离最短，但制动效果稍显粗暴；当节流阀阀口直径为 0.3mm 时，车轮速度控制较为理想，但距离稍长；当节流阀阀口直径为 0.5mm 时，控制距离和制动效果均理想。

七、整体布置模型

在剖析 HCU 结构以及分析电磁阀电磁场、流场之后，根据控制要求确定 HCU 的设计，图 2-39 所示是液压单元的整体布置图。两前轮分别用一组增压阀和减压阀独立控制，两后轮为非独立控制。前后回路各有一个低压蓄能器、回流泵和缓冲器，两个柱塞式回流泵由同一电动机驱动，部件安装在锻铝液压单元本体上，增压阀常开，减压阀常闭，回流泵、缓冲器和低压蓄能器等呈对称分布，三组电磁阀在本体上均布。

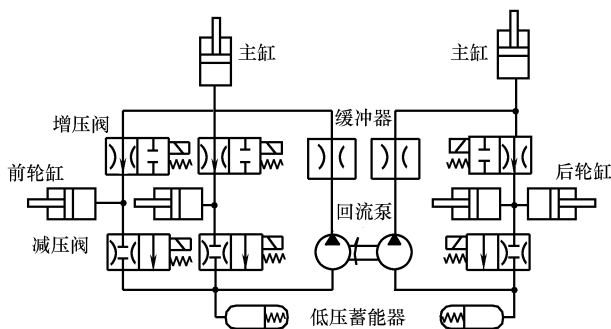


图 2-39 液压单元整体布置模型

压力调节单元的本体采用复合孔设计方法，在保证加工精度的同时，将大大降低加工难度。由于压力调节单元的高度集成化，使得在压力调节单元的本体的每个面都有加工孔，并存在较多的孔套孔、孔中再加工孔的情况。设计中采用复合孔方法，将大大降低了加工难度。压力调节单元采用精密挤压成形密封，密封性能高。在设计制作挤压冲头后，采用行程精密控制的方法将增压阀和减压阀挤压铆接在本体上，既完成增压阀和减压阀与本体联接，又完成增压阀和减压阀的密封。压力调节单元的本体采用方形型材，以便于加工。HCU 使用的介质是车辆制动液，且安装在车辆车身上。根据零部件的使用条件，确定 HCU 的非金属材料。在对 HCU 进行性能分析的同时，对材料进行光谱分析，确定被分析样品的组成成分；根据光谱分析的结果，对被分析样品进行分类归组，对每组样品进行扫描电镜分析，对样品中所含元素周期表中钠以上元素进行定量和/或半定量分析，分析并找出对材料性能起关键作用的样品中的元素进行化学分析，精确确定其含量。根据对 HCU 金属材料及电磁场分析的结果，确定 HCU 金属材料的具体型号。

八、质量控制模型

稳控系统质量标准是进行稳控系统标定和稳控系统性能评定的依据，为了提高标准的科学性，需要分析选取的质量因素对稳控系统评价的影响。首先分析制动效能中的质量因素。根据单一路面紧急制动过程的车辆运动学分析，控制距离为

$$S = \frac{v_0^2}{2a_{\max}} + v_0 t_0 + \frac{v_0 t_1}{2} - \frac{a_{\max} t_1^2}{24} \quad (2-51)$$

式中 S ——控制距离；

v_0 ——制动初速度；

$a_{\max}$ ——制动时最大速度；

t_0 ——制动器开始升压的滞后时间。

$t_1 - t_0$ 之后, 压力升至使减速度达到 $a_{\max}$ 所用时间, 控制距离的第一项与 v_0 , $a_{\max}$ 有关, $a_{\max}$ 由控制性能和路面附着条件决定, 控制越好, 则 $a_{\max}$ 越接近路面峰值附着系数对应的减速度。

车辆横摆动运动方程如式 (2-52):

$$\begin{aligned} I_z \ddot{Y}_{aw} = & \frac{B_1}{2} [(-F_{x11} + F_{x12}) \cos \delta - (-F_{y11} + F_{y12}) \sin \delta] \\ & + \frac{B_2}{2} (-F_{x21} + F_{x22}) - b(F_{y21} + F_{y22}) \\ & + a[(F_{x11} + F_{x12}) \sin \delta + (F_{y11} + F_{y12}) \cos \delta] \end{aligned} \quad (2-52)$$

式中

I_z ——车辆绕横摆轴的转动惯量;

Y_{aw} ——车辆横摆角加速度;

B_1 、 B_2 ——车辆前后轴的轮距;

F_{x11} , F_{x12} , F_{x21} , F_{x22} ——四个车轮的纵向力;

F_{y11} , F_{y12} , F_{y21} , F_{y22} ——四个车轮的侧向力;

a 、 b ——车辆悬上结构质心至前、后轴的距离;

δ ——车轮转角。

在进行车辆仿真时, 认同转向盘转角与车轮转角的关系如式 (2-53):

$$\delta = \theta / i_w \quad (2-53)$$

式中 θ ——转向盘转角;

i_w ——转向系统的角传动比。

$\cos \delta \approx 1$, $\sin \delta \approx \delta$, 在直线行驶工况下, 可得:

$$\begin{aligned} I_z \ddot{Y}_{aw} = & \frac{B_1 [(-F_{x11} + F_{x12}) - (-F_{y11} + F_{y12}) \delta]}{2} \\ & + a[(F_{x11} + F_{x12}) \delta + (F_{y11} + F_{y12})] \end{aligned} \quad (2-54)$$

由于前轮转角较小, 在直线制动工况下, 可以假定前轮侧偏角与转角一致, 纵向力与侧向力存在近似关系式 $F_y = F_x \delta$ 。由于两前轮侧向力相差不大, 则可以得到车辆直线行驶时稳定的转角与两侧车轮纵向力关系如式 (2-55):

$$\delta = \frac{B_1 (-F_{x11} + F_{x12})}{4a (F_{x11} + F_{x12})} = \frac{\theta}{i_w} \quad (2-55)$$

车轮纵向力即车轮制动力。从式 (2-55) 可以看出, 在总制动力相等的情况下, 当在单一路面制动时, 两侧制动力可以认为相等, 因此车轮转角为 0, 当两侧附着系数不同时, 附着差异越大则车轮制动力差异越大, 需要的车轮转角越大, 转向盘修正转角也就越大。转向盘转角的大小还与车辆结构参数 i_w 、 B_1 、 a 密切相关。由于轮胎的侧偏特性, 侧偏角控制在线性区间比较安全, 在极限情况下侧偏角不应超过 10° , 则前轮转角 δ 最好控制在 10° 以下, 此时 $i_w = 18$ 对应的

最大转向盘转角在 180° 以内, 即 $\theta < 180^\circ$ 。由于制动过程中发生载荷前后转移, 采用后轮低选控制策略, 可以认为后轮高附侧制动力与低附制动力相同, 且两后轮与前低附侧车轮的制动力系数一样, 则四个车轮制动力如式 (2-56):

$$\begin{cases} F_{x11} = Gk_h(b + zh_g)/2L \\ F_{x12} = Gk_l(b + zh_g)/2L \\ F_{x21} = Gk_l(a - zh_g)/2L \\ F_{x22} = Gk_l(a - zh_g)/2L \\ F_{x11} + F_{x12} + F_{x21} + F_{x22} = G_z \end{cases} \quad (2-56)$$

式中 G ——车辆重力;

k_h ——高附制动力系数, $k_L \leq k_h \leq k_H$, k_H 是高附路面附着系数;

k_l ——低附制动力系数, $k_l < k_L$, k_L 是低附路面附着系数;

h_g ——车辆质心高度;

L ——车辆轴距, $L = a + b$ 。

在对开路面上, 提高稳定性, 则减小转向盘修正转角, 损失附着系数利用率, 降低制动效能; 提高制动效能, 则增大转向盘修正转角, 损失稳定性。转角控制由调节高附增压速率实现。

第三章 稳控系统基本方法

第一节 正交匹配方法

一、正交匹配实验

稳控系统与整车的匹配分为两部分，即硬件匹配与软件匹配。硬件匹配包括传感器及齿圈的安装设计，电子与液压控制单元的安装设计，制动管路、电线束及仪表的布置和 HCU 节流阀孔直径的匹配设计等。HCU 节流阀孔直径的匹配设计关系到制动系统的增减压速率，在硬件匹配中最为关键。软件匹配是根据车辆车轮的转动惯量、重心高度、制动器结构形式、载质量和制动系统的增减压速率等参数匹配软件中的各种门限值和缓增压过程。匹配过程为：首先在计算机上进行数字模拟，获得匹配参数的初步区间；然后在混合仿真实验台上进行控制系统硬件在环混合仿真模拟，进一步缩小匹配参数的区间；最后进行实车道路实验，确定匹配的参数。为了提高软件匹配的效率，研究了正交设计的方法在控制系统软件匹配中的应用，软件中有超过 60 个控制参数。若对这些参数进行全面实验，即使每个参数只选取两个水平进行实验，那么需进行 $2^{60} = 1.15 \times 10^{18}$ 次实验，这显然是不可能的。为此引入正交实验设计法，该方法就是采用正交设计原理设计好的表格——正交表来安排实验并进行数据分析的一种方法。正交实验设计的基本工具是正交表，它是根据均衡分布的思想，运用组合数学理论构造的一种数学表格。正交表必须具备的性质为：在任何一列中各水平都出现，且出现的次数相等；任意两列之间各种不同水平的所有可能组合都出现，且出现的次数相等。这样，在正交表中，任一列的各水平都出现，使得部分实验中包含所有因素的所有水平；任意二列的所有组合都出现，使得任意二因素间都是全面实验。以此正交表安排的虽然只是部分实验，但能够了解到全面实验的情况，从这个意义上讲，部分实验可以代表全面实验。而且，在正交表中，任一列各水平出现的次数都相等，任二列间所有可能的组合出现的次数都相等，因此就使得任一因素各水平的实验条件相同。这就保证了在每列因素各个水平的效果中，最大限度地排除了其他因素的干扰，从而可以综合比较该因素不同水平对实验指标的影响。

正交实验法确定稳控系统软件参数的步骤可归纳为：确定稳控系统性能评价指标；选定对稳控系统性能可能有较大影响的软件参数，即实验因素，然后确定各软件参数的水平数；根据上一步选取的因素数和水平数选定合适的正交表，排定表

头;按照表中排定的条件进行实验,求出每次实验条件下的稳控系统评价指标的值,并将结果填入表格相应位置;计算各列的同一水平的数据和,并计算极差,填入表格,按极差的大小排出因素的主次,选取因素的最佳组合;如有必要,以各因素取值为横坐标,评价指标为纵坐标,将各主要因素的各个水平的数据标注于坐标系内,根据其变化趋势推测稳控系统软件参数的寻优方向,进行软件参数优化。

二、硬件匹配方法

在进行稳控系统匹配之前,首先需要对匹配车辆进行充分测试,检测车辆是否符合稳控系统匹配的要求。如车辆的制动器必须能够提供足够大的制动器摩擦力矩,保证前后轮在各种附着和负载情况下均能抱死,使稳控系统能够发挥作用,保证制动效能和制动稳定性;车辆的行车制动系统促动和放松时间应尽量短,即制动滞后现象应尽量小,必须满足稳控系统压力调节需要;车辆的制动力分配必须合理。另外需要了解车辆的车型、整车布局、驱动形式、制动器形式、制动管路的布置等信息,这些与传感器的选择与安装、液压控制单元的安装、电子控制单元的安装、线束的设计及软件参数匹配都有直接的关系。测量获取整车质量、重心位置和高度、制动器参数等整车参数,为HCU的匹配、软件匹配奠定基础。首先,进行仿真初步匹配,将获取的待配车辆的整车参数输入基于ANSYS和AMESIM软件平台上开发的稳控系统液压控制单元的仿真分析软件中,对HCU进行参数选择和仿真,确定HCU的增减压阀孔径、低压蓄能器大小等性能参数。其次,将设计完成的HCU在电磁阀测试实验台上进行性能测试,根据电磁阀的响应等指标对HCU进行进一步改进。HCU的匹配需要进行实车检测,并且根据稳控系统软件匹配的效果对HCU的设计匹配进行反复验证和测试。

传感器由两部分组成,即传感器和齿圈。根据制动器和车轮的布局设计合适齿圈,选择合适的传感器安装形式和位置。安装传感器时,首先要保证空气间隙值符合规定要求;其次要使传感器及齿圈安装牢靠,相对振动较小,以防空气间隙的变化;传感器的中心线应垂直于脉冲环的齿面,且中心应位于齿面宽度方向上的中部。由于制动液有良好的不可压缩性,并且液压控制单元与制动主缸形成分离式结构,所以液压控制单元在制动系统中的布局柔性很大。为了便于安装,将其安装在离制动主缸较近的地方。在匹配过程中曾发生过主缸与HCU间连接油管因振动发生断裂的情况,因此在安装HCU时要充分考虑HCU与主缸间的振动因素。稳控系统的电磁阀继电器和电动机继电器直接插接在液压控制单元的相应的插座上,为了避免尘土和油污的沾染,在液压控制单元上应有一罩盖。液压控制单元是阀类零件,受的振动冲击愈小愈好。液压控制单元应作为汽车的簧上质量,既可减少对阀的振动冲击,又可以提高汽车的舒适性。

ECU由安置在印制电路板上的一系列电子元器件构成,封装在金属壳体中,形成一个独立的整体。在汽车上安装ECU应注意防振冲击、防雨水及灰尘的侵

蚀，并且要远离高温源并避免温度突变等对它的冲击。其通常安置在汽车上尘土和潮气不易侵入，电磁干扰较小的部位。如电子控制单元可以安置在行李舱中的隔离室内，也可以安置在仪表板下或座椅下或发动机舱中的隔离室内等部位。ECU 通过线束与传感器和执行器相连（在有些车型上，为了使稳控系统紧凑，也可将 ECU 安置在 HCU 上）。另外稳控系统硬件匹配还包括制动管路布置与连接、线束设计、ECU 接线等。稳控系统硬件匹配安装完毕后，需要对稳控系统各硬件单元进行严格测试，保证整个系统的正常工作。

三、软件匹配方法

软件匹配主要包括三个步骤：数字模拟计算，获得匹配参数的初步区间；稳控系统硬件在环混合仿真，进一步缩小匹配参数的区间；最后进行实车道路实验，确定匹配的参数。将硬件匹配得到的整车及 HCU 参数输入基于 AMESIM 的整车稳控分析系统中，进行仿真计算，对软件参数进行初步匹配，获取匹配参数的初步区间。开发过程中，采用混合仿真实验台进行稳控系统硬件在环混合仿真，实验逻辑结构如图 3-1 所示，实验台如图 3-2 所示。

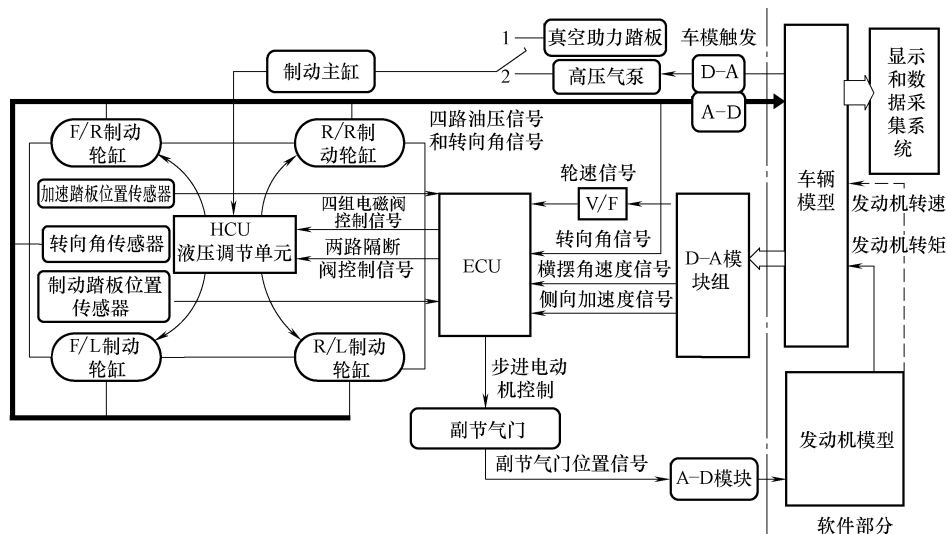


图 3-1 稳控系统混合仿真实验逻辑结构

将与匹配车辆同型号的制动器、HCU 和 ECU 安装在实验台上，根据匹配车辆的参数，调整车辆模型，形成与目标匹配车辆相适应的混合仿真系统。在系统中进行稳控系统的硬件在环仿真，包括工作电路检测与调试；压力控制单元的功能调试，以及压力控制过程升压速率、减压速率的测试；根据硬件在环仿真系统软件的设置，分别对车辆行驶在高附着系数路面、低附着系数路面、高低附着系数对接路面和对开路面上的直线制动情况，高低附着路面转弯制动、移线、双移

线等情况进行仿真分析,检测所设计控制软件的控制参数是否合理;根据硬件在环仿真分析的结果,确定实车道路匹配时的重点参数匹配表。另外在本实验台上也可以进行稳控系统的 HCU、ECU 的测试,以及可以完成部分道路实验难以完成或者无法完成的实验。

四、实车匹配方法

完成稳控系统的硬件在环仿真分析后,在匹配车辆上安装专用便携式车载实验计算机及其数据采集与分析系统,使用正交实验的方法,对安装了稳控系统的车辆进行道路匹配实验。在稳控系统匹配实验中,为方便调试,可将 ECU 固定在车内,用扩展 Flash 代替片上内存,这样可以方便地对程序进行修改和反复擦写。同时构建了综合测试系统,测量制动过程中的轮速、车速、电磁阀开关状态、制动压力等一系列参数,并利用自行开发的数据分析软件将制动过程曲线直观地显示出来,同时按照国标要求计算出制动距离、平均制动强度等参数量,客观地对制动过程作出评价,并以此为依据修改控制程序。车载调试系统框图如图 3-3 所示。

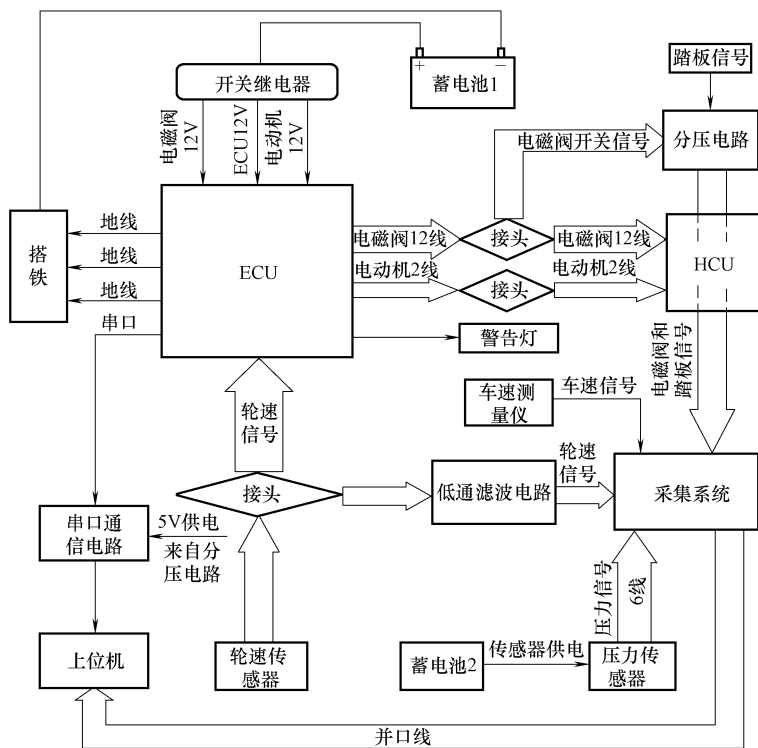


图 3-2 稳控系统混合仿真实验台

实车道路匹配实验主要完成如下工作:

- ① 行驶过程中稳控系统工作电路的功能检测和可靠性考核。
- ② 对匹配车辆行驶在高附着系数路面(附着系数大于 0.6)直线制动时的制动功能和制动效果的调试。
- ③ 对匹配车辆行驶在低附着系数路面(附着系数小于 0.4)直线制动时的制动功能和制动效果的调试。
- ④ 对匹配车辆行驶在高/低附着系数路面和低/高附着系数路面(对接路面)直线制动时的制动功能和制动效果的调试。
- ⑤ 对匹配车辆行驶在左高/右低附着系数路面和左低/右高附着系数路面(对开路面)直线制动时的制动功能和制动效果的调试。
- ⑥ 对匹配车辆在高附着路面和低附着路面转弯制动情况进行制动功能和制动效果的调试。
- ⑦ 对匹配车辆在高附着路面和低附着路面移线制动情况进行制动功能和制动效果的调试。
- ⑧ 对匹配车辆在不平路面的制动情况进行制动功能和制动效果的调试。
- ⑨ 对匹配车辆在坡道上的制动情况进行制动功能和制动效果的调试。

在完成稳控系统匹配之后,进行全面的道路实验,进行性能测试和可靠性实验,对整车的软硬件匹配进行优化。冬季实车道路匹配实验如图 3-4 所示。



注：压力传感器需要单独供电，故在车上要再用一个蓄电池为压力传感器供电。

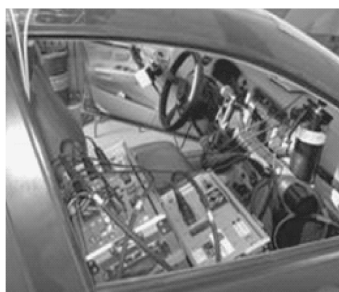
图 3-3 车载调试系统框图



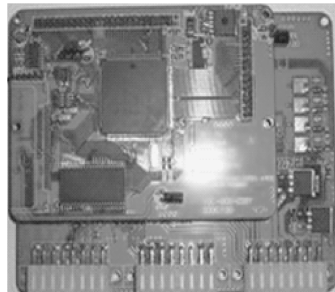
a) 雪面实验



b) 冰面实验



c) 转向机器人



d) 实车控制器

图 3-4 冬季实车道路匹配实验

第二节 压力控制方法

一、压力变化特性

汽车防抱死制动系统通过压力控制单元调节轮缸制动压力，从而控制车轮运动状态，所以要有效地进行稳控系统研究，就必须考虑液压特性对防抱死制动过程的影响。稳控系统制动管路压力响应受到管路截面面积、电磁阀开关特性、制动液性能及制动管路布置等众多因素的影响。在附着状况不同的路面上进行稳控系统制动，轮缸的压力工作水平不同，导致了轮缸压力增、减压速率的不同；轮缸的压力状态切换过程中存在一定的滞后，对防抱死制动效果将产生不利的影响。为了提高稳控系统控制质量，稳控系统应该能够辨识轮缸的工作压力，根据不同的压力特点采用不同的控制逻辑，以补偿液压特性的影响。因此研究稳控系统制动系统压力特性对于稳控系统技术的发展具有理论和实践价值。在安装有稳控系统的车辆中，其管路布置形式、HCU 结构参数等结构因素已经确定，此时的制动轮缸压力变化与驾驶人施加的主缸压力、HCU 工作状态、制动轮缸的压力等因素有关。基于 AMESim 平台的稳控系统液压模型在不同的主缸压力输入、轮缸压力水平和 HCU 控制指令的条件下，分析各制动轮缸的压力响应情况。

1. 制动轮缸压力对主缸压力输入的响应

对于常态的稳控系统制动系统，即 HCU 的增压阀打开、减压阀关闭的状态，将主缸压力视为输入，将制动轮缸压力视为输出，研究其响应情况。主缸压力为伪正弦输入，HCU 电磁阀状态为常态，仿真结果（以左前轮缸为例）如图 3-5 所示。

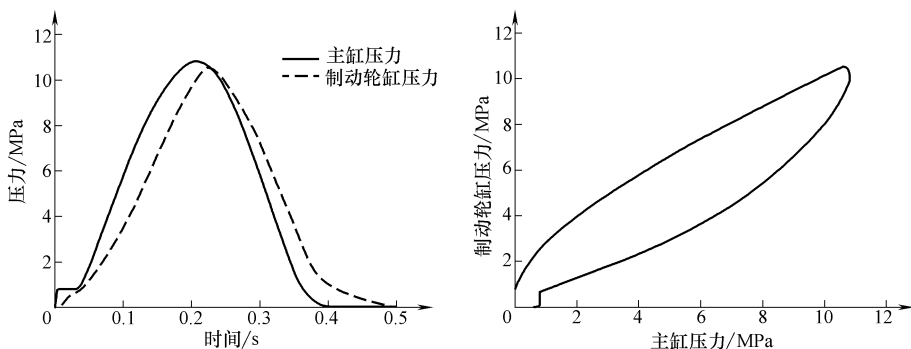


图 3-5 主缸压力输入与制动轮缸压力响应

轮缸压力对主缸压力响应呈滞环特性，在增压时，由于系统间隙、弹性、液体特性等，轮缸压力滞后于主缸压力；减压时，由于回油阻力、液体特性等因素，轮缸压力滞后于主缸压力。

2. 主缸压力与制动轮缸压力间的压力差对增压速率的影响

根据制动系统的数学模型可知,增压阀阀口上下游的压力差是影响增压速率的主要因素,以下将“主缸与轮缸间的压力差”简称为“压力差”。在稳定的主缸压力水平下的增压速率,以左前轮轮缸为例。仿真的条件为:左前轮增压阀关闭,减压阀关闭;主缸压力上升到12MPa左右后维持;主缸压力稳定后左前轮增压阀打开,左前轮缸压力上升。仿真结果如图3-6所示。

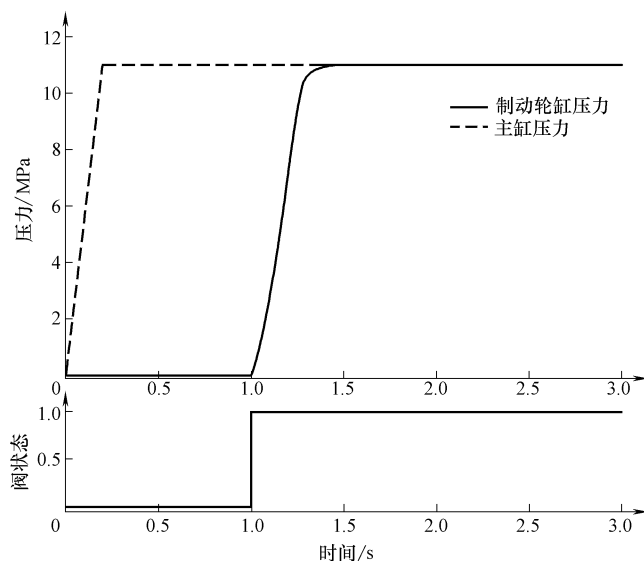


图 3-6 稳定的主缸压力下的轮缸压力响应

对左前轮缸的电磁阀状态,由保压切换到增压后的压力响应进行分析,取图3-6中1~1.6s时间段,得到增压速率和压力差曲线如图3-7所示。

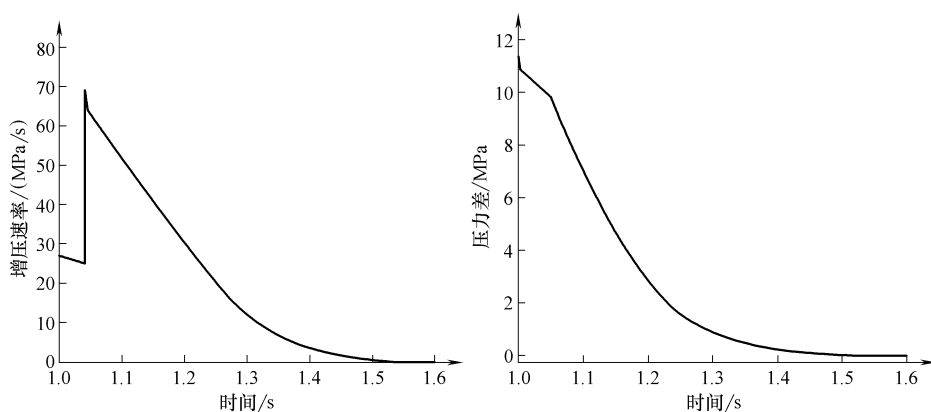


图 3-7 左前轮缸增压速率与压力差

根据仿真结果可知,在增压初期,左前轮缸增压速率波动,这是由于增压阀突然打开液体瞬时冲击以及克服系统间隙等原因造成的。增压初期阶段过后,增压速率随压力差的减小而减小,也就是压力差越大,增压速度越快。

3. 主缸压力水平对轮缸增压速率的影响

下面分析变化的主缸压力对轮缸增压速率的影响。令左前轮缸电磁阀状态保持常态,主缸压力按照不同的斜率进行线性输入,仿真结果如图 3-8 所示。随着主缸压力输入斜率的升高,轮缸增压速率随之升高。

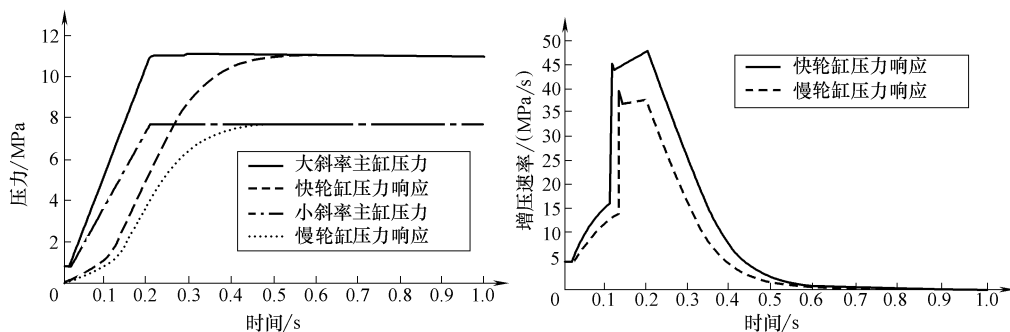


图 3-8 不同斜率的主缸压力输入下的轮缸压力响应

4. 电磁阀开关状态切换对压力的影响

受电磁阀的开关响应能力、阀芯运动、制动管路长和压力波传播速度等因素的影响,在压力状态切换时,轮缸压力对控制指令的响应存在一定的滞后。

例如左前轮电磁阀状态由增压变为减压时,其响应的仿真结果如图 3-9 所示,电磁阀减压信号在 1.197s 时刻发出,压力在 1.202s 时刻才开始下降,说明电磁阀状态由增压变为减压时,压力响应的滞后时间为 5ms。

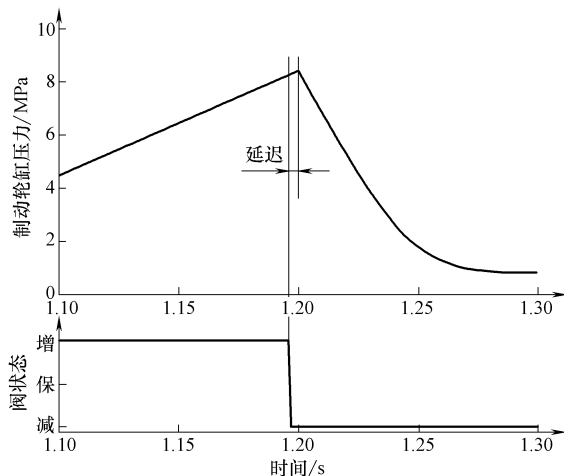


图 3-9 电磁阀状态切换的压力滞后

5. 减压速率的影响因素

减压时，增压阀关闭，将主缸与制动轮缸断开；减压阀打开，制动轮缸的制动液流入低压蓄能器，通过回流泵泵回主缸。根据制动系统的数学模型，减压速率的主要影响因素为减压阀两端的压力差。由于低压蓄能器的压力较低，当低压蓄能器容量与回油泵的泵油能力足够时，可忽略低压蓄能器的压力，因此压力差与当前轮缸压力数值相差不大，可以认为减压速率与当前轮缸压力有关。轮缸压力越大，减压速率越大，轮缸压力随着主缸压力的上升而上升，主缸压力稳定一段时间且轮缸压力维持在一定压力水平后，增压阀关闭、减压阀打开，进行减压。分别对轮缸初始压力水平为 11MPa 和 8MPa 的工况进行分析，其压力变化情况与减压速率的结果如图 3-10 所示。

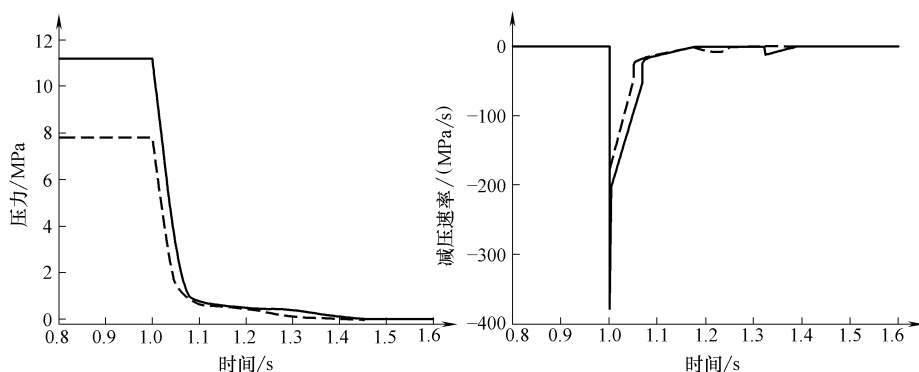


图 3-10 不同初始压力水平的减压仿真结果

减压速率与当前轮缸压力之间的关系如图 3-11 所示。除减压切换初期的减压速率波动外，当前轮缸压力越大，减压速率的绝对值越大，即减压越快。同时，减压速率仅与轮缸压力有关。

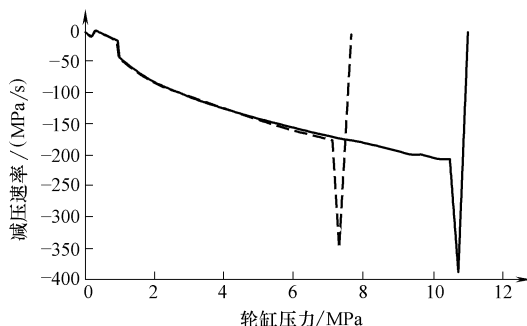


图 3-11 减压速率与轮缸压力的关系

在结构参数与液压控制单元结构参数确定的情况下，轮缸压力变化主要由主

缸压力、主缸与轮缸间的压力差、电磁阀开启状态和时间历程等因素决定，有以下结论：

- 1) 电磁阀的增压、减压和保压状态决定制动轮缸压力的变化方向。
- 2) 当电磁阀为增压状态时，增压速率主要由主缸与制动轮缸间的压力差和主缸压力决定。
- 3) 当电磁阀为减压状态时，减压速率主要由当前轮缸压力决定。
- 4) 在电磁阀状态切换时，压力响应有滞后。
- 5) 切换到增压和减压时的初始增压和初始减压阶段，其速率有波动。

通过仿真得到了影响制动轮缸压力的主要因素，为了进一步验证所得到的结论，进行实车实验研究。在主缸与 HCU 之间加装一个压力传感器，用以测量主缸压力；在四个车轮制动器轮缸附近加装四个压力传感器，测量四个轮缸的压力，控制电磁阀动作，实现增压、保压和减压，实现测试要求。

(1) 制动轮缸压力对主缸压力输入的响应

HCU 维持常态，迅速踩下制动踏板，然后松开，实验结果（以左前轮为例）如图 3-12 所示。轮缸压力对主缸压力输入的响应呈滞环特性，与仿真结论相同。

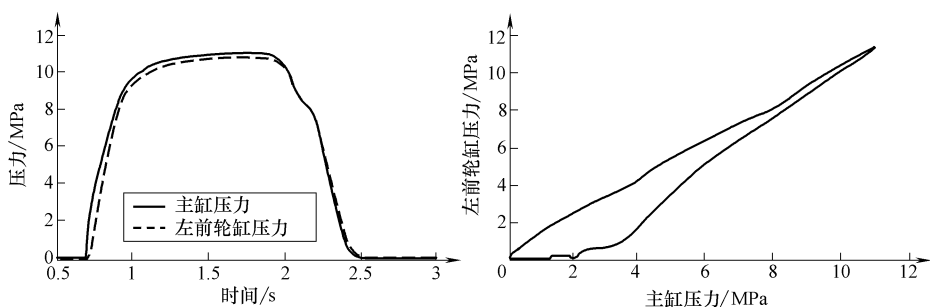


图 3-12 左前轮缸压力在主缸压力输入下的响应

(2) 主缸与轮缸压力差对增压速率的影响

迅速踩下制动踏板，主缸压力上升，电磁阀初始阶段为常态，轮缸压力随之上升；压力稳定后，减压 150ms；切换到保压 30ms 后，转入增压状态，增压 80ms；然后保压，结束测试程序。在增压的 80ms 阶段的增压速率与压力差的关系如图 3-13a 所示，增压 80ms 阶段的增压速率和压力差如图 3-13b 所示。

在增压初期，轮缸增压速率有波动。增压初期阶段过后，增压速率随压力差的减小而减小。压力差是决定增压速率的主要因素，需要对电磁阀切换时的增压速率进行特殊考虑。

(3) 主缸压力水平对轮缸增压速率的影响

保持电磁阀常态，按照不同速率踩下制动踏板至不同位置，其轮缸压力响应如图 3-14 所示。可见，主缸压力输入越快，增压速率越快。

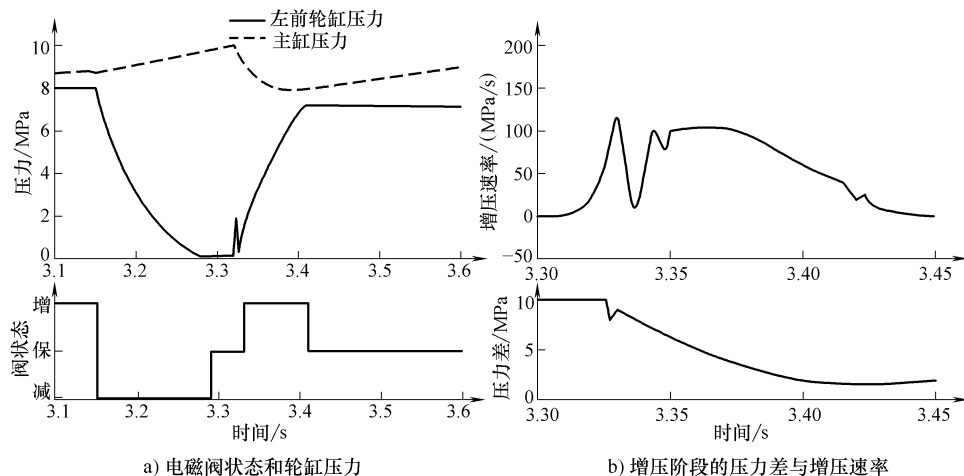


图 3-13 压力状态

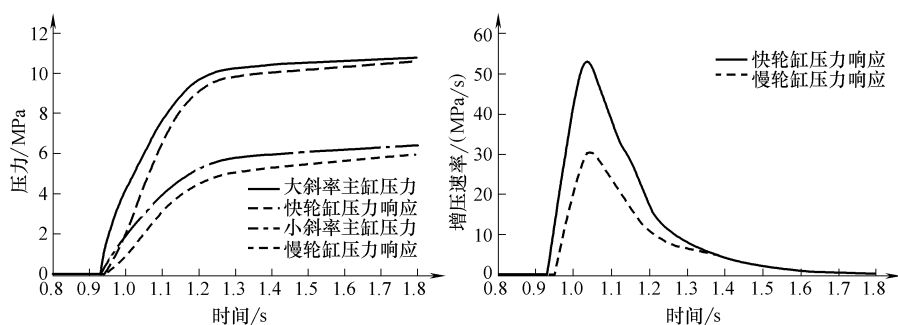


图 3-14 不同制动踏板位置和速率下的轮缸压力响应

(4) 电磁阀状态切换对压力的影响

迅速踩下制动踏板，首先电磁阀保持常态，轮缸压力随主缸压力上升至 8MPa 左右时，保压，保压一段时间后电磁阀切换到减压状态，持续减压 100ms；然后切换到增压状态。实验结果如图 3-15 所示。

如图 3-15 可知，7.272s 时刻减压指令发出，直到 7.278s 时刻压力才开始下降，说明保压切换到减压的压力响应滞后时间为 6ms。

7.371s 时刻电磁阀状态由减压切换到增压，7.378s 时刻压力开始上升，说明减压切换到增压的压力

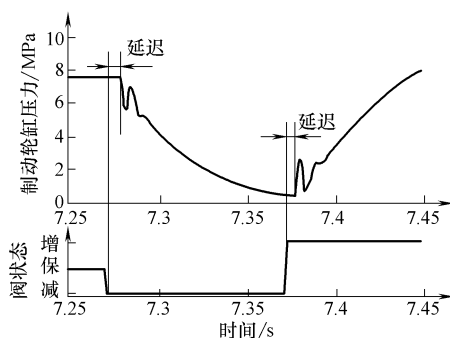


图 3-15 电磁阀状态切换的压力响应滞后

滞后时间为 7ms。在研究轮缸压力响应时必须考虑电磁阀状态切换带来的影响。

(5) 当前轮缸压力对减压速率的影响

在不同的初始轮缸压力下进行减压实验,研究其减压速率。图 3-16、图 3-17所示为初始分泵压力分别为 6MPa (实线部分) 和 4.5MPa (虚线部分) 的条件下的减压情况。

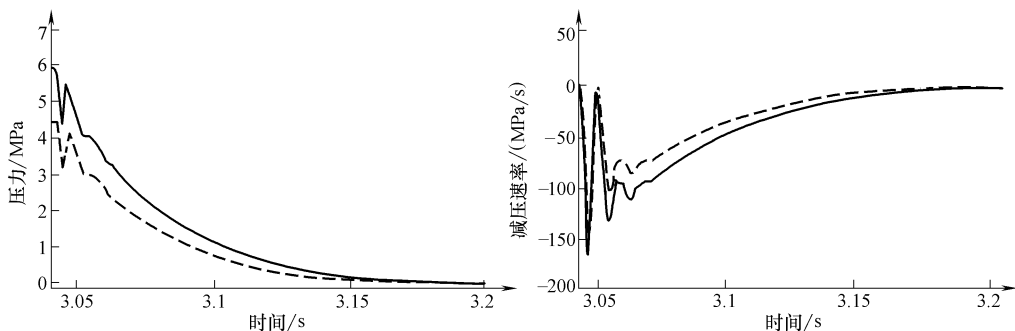


图 3-16 不同初始压力水平的减压实车实验数据

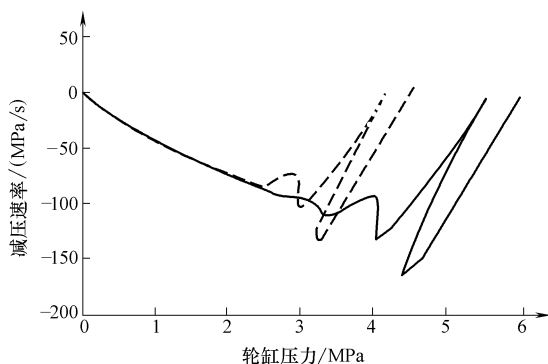


图 3-17 轮缸压力与减压速率关系

根据稳控系统制动系统的动态特性仿真研究和充分的实车实验验证,得到了决定制动系统的轮缸压力变化的主要因素:主缸压力输入、主缸与制动轮缸间的压力差、电磁阀开启状态和时间历程等,这些因素对轮缸压力的影响为:

- 1) 电磁阀的增压、减压、保压状态决定制动轮缸压力的变化方向。
- 2) 当电磁阀为增压状态时,增压速率主要由主缸与制动轮缸间的压力差和主缸压力决定。
- 3) 当电磁阀为减压状态时,减压速率主要由当前轮缸压力决定。
- 4) 在电磁阀状态切换时,压力的变化响应有滞后。
- 5) 对于切换到增压和减压时的初始增压和初始减压阶段的压力变化速率有

波动。

通过主缸压力、压力差和电磁阀状态及开启时间估计制动轮缸压力是可行的。

二、压力估计算法

根据稳控系统控制要求，每个控制周期都需要进行制动轮缸压力估计。当前周期的制动轮缸压力可以由上周期的制动轮缸压力和本周期的轮缸压力腐化率得到。由于制动轮缸压力估计的初始条件为轮缸压力为零，所以每个周期的制动轮缸压力可以看做是制动轮缸压力变化率对时间的积分，因此对制动轮缸压力的估计相当于对每个周期的轮缸压力变化率的估计。制动轮缸压力估计流程如图3-18所示。

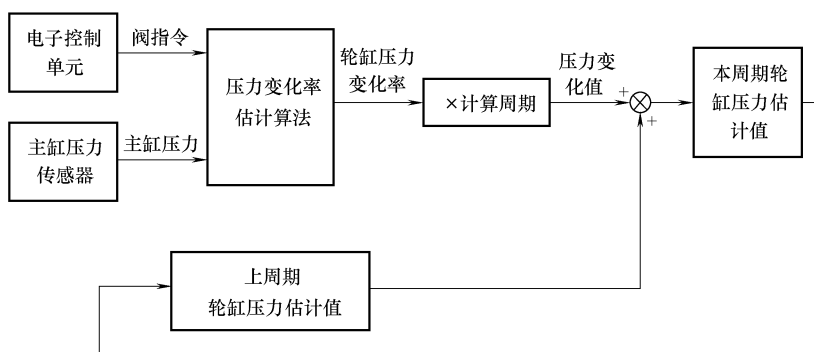


图 3-18 制动轮缸压力估计流程框图

基于上节研究，制动轮缸压力变化率根据电磁阀的状态可以分为三个部分：

- 1) 增压速率，由主缸压力及主缸与制动轮缸间的压力差确定。
- 2) 减压速率，由制动轮缸压力确定。
- 3) 压力变化率的补偿，即对于电磁阀状态切换和增减压的初始阶段的补偿，以及对电磁阀状态切换带来的压力滞后的补偿。

由于制动系统复杂，增减压速率与主缸压力、压力差和制动轮缸压力的关系难以用准确的数学模型来描述；即使得到数学模型，由于计算量太大也无法应用于资源有限的单片机中。模糊推理可以不依赖对象的数学模型，是处理非线性问题的有力工具，并且模糊推理可以在单片机中实现。当电磁阀状态为常态时，轮缸压力变化由主缸压力及主缸与轮缸间的压力差决定。构造如图 3-19 所示的模糊推理模型，以主缸压力和压力差为输入，增压速率为输出。该模型为多输入单输出的模糊推理模型。

模糊模型的建立包括论域的设定、隶性度函数的选择与划分、模糊规则的确定和输入的模糊化及输出的反模糊化等。将实车实验测量得到的主缸压力、压力

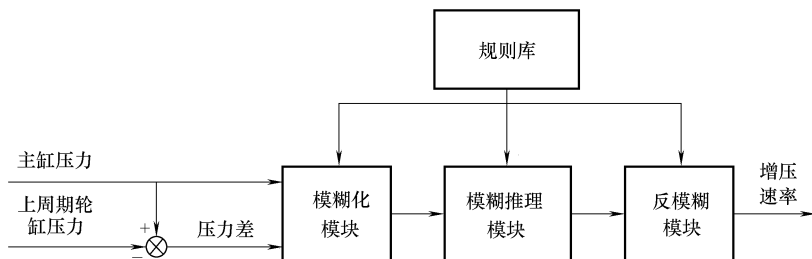


图 3-19 增压速率模糊推理模型

差和增压速率的数据对作为给定的专家经验，按照经验和对制动系统的定性研究解释模糊模型，从而确定合适的隶性度函数和模糊规则。由于模糊推理本身不具备自学习功能，其对基于数据建模的应用受到了限制。人工神经网络具有自学习功能，但不能表达模糊语言，类似一个黑箱，不能很好地利用经验知识，从而增加了训练时间或者陷入局部极值。若能够将模糊推理和神经网络二者有机地结合起来，则既能够发挥二者的优点，又可以弥补各自的不足。将神经网络的自学习方法应用于对模型特性的分析和建模上，产生自适应神经网络技术，将自适应神经网络技术用于模糊推理系统的隶属函数和模糊规则的确定，形成自适应神经模糊推理系统。自适应神经网络模糊推理方法可以基于大量已知数据建立模糊规则。自适应神经网络模糊推理方法如图 3-20 所示。

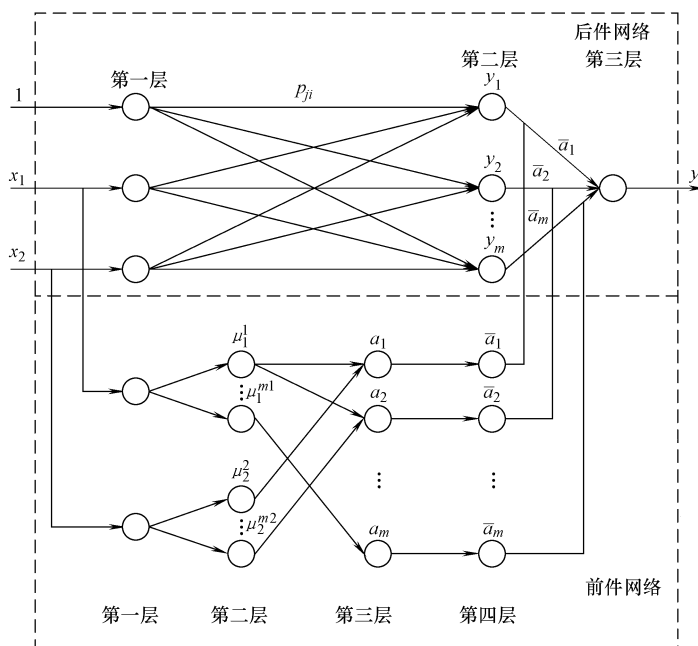


图 3-20 自适应神经网络模糊推理图

(1) 建立模糊推理系统

建立模糊神经网络系统（图 3-20）的输入为主缸压力、主缸与制动轮缸间的压力差，其模糊输入语言变量分别用 x_1 、 x_2 表示；系统的输出为增压速率，用 y 表示。本网络由前件网络和后件网络组成，前者用来匹配前件模糊规则，后者用来产生后件模糊规则。

(2) 确定模糊推理隶属度函数与模糊规则

通过实车实验获得大量的主缸压力、压力差与增压速率的数据对，将数据对输入上述模糊神经网络系统中进行学习训练。训练得到的模糊推理系统示意图如图 3-21 所示。

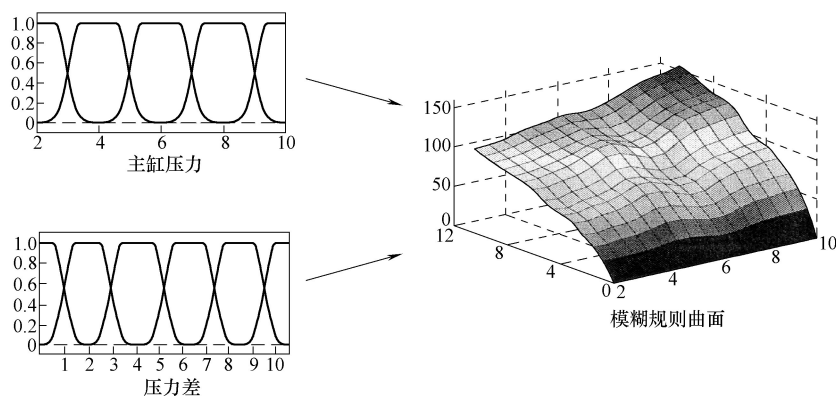


图 3-21 训练得到的增压速率模糊推理系统示意图

对得到的增压速率模糊推理系统进行验证，以一组实车测试的增压曲线（左前轮缸数据）为例，其主缸压力、压力差如图 3-22 所示。

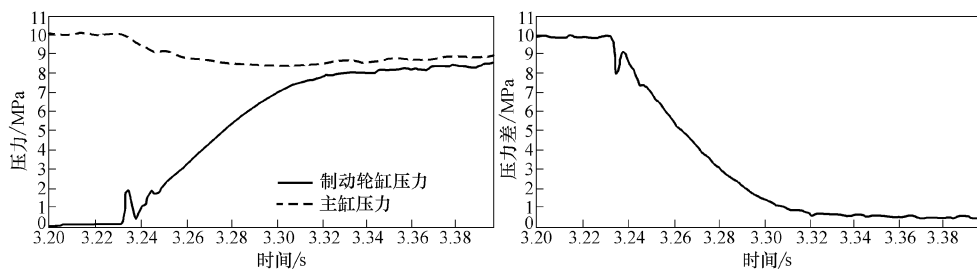


图 3-22 实车测试得到的主缸压力、左前轮缸压力及压力差

不考虑增压初期的压力波动，仅考察增压阶段，将主缸压力和压力差输入模糊推理系统，输出为增压速率的估计值，估计值与实测值如图 3-23 所示，满足稳控系统使用需要。与增压速率的估计方法类似，构建减压速率的模糊推理系统如图 3-24 所示。

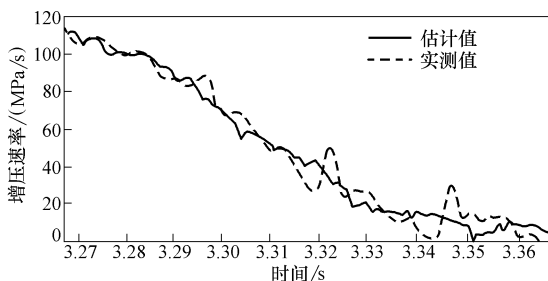


图 3-23 增压速率的估计值和实测值

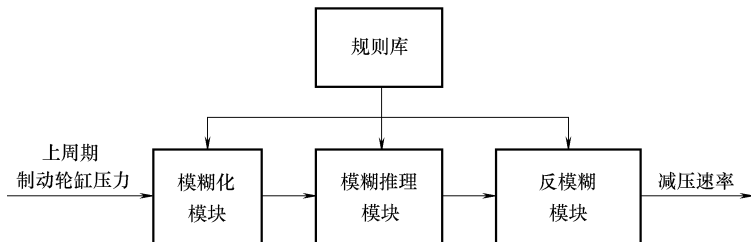


图 3-24 减压速率模糊推理系统

构建的模糊推理系统为单输入单输出系统，输入为当前的制动轮缸压力，输出为减压速率。将大量实车实验数据输入系统进行学习训练，得到减压速率估计的模糊推理系统，训练方法与增压速率的训练方法相似。以一组实车测试的减压曲线为例，其轮缸压力如图 3-25 所示。

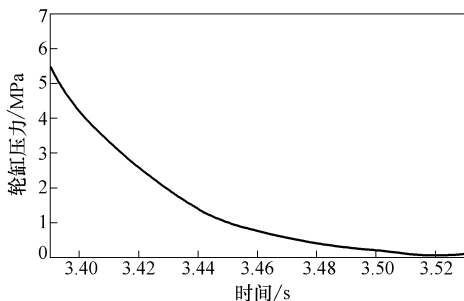


图 3-25 减压时轮缸压力的实车实验数据

将轮缸压力输入减压速率估计模糊推理系统，输出即为减压速率。图 3-26 所示为估计得到的减压速率和实测的减压速率对比。在电磁阀进行状态切换时，压力的响应有滞后，并且切换到增压和减压的初期压力有波动，其增减压速率无法通过正常的压力速率模糊推理过程得到，因此需要进行补偿。

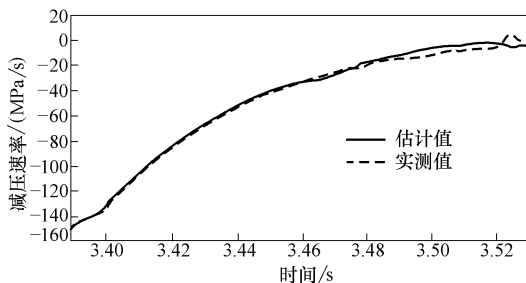


图 3-26 减压速率估计值与实测值

(1) 对于切换到增压和减压的

初期阶段压力波动的补偿。

当电磁阀状态由保压或减压状态切换到增压状态时，在较短的一段时间内压力会有波动，如图 3-27 所示。当电磁阀状态由增压或保压状态切换到减压状态时，会出现初始减压阶段压力波动。

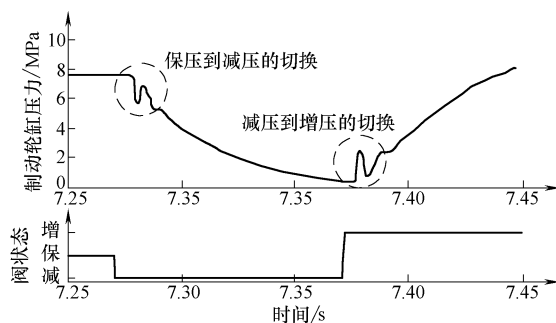


图 3-27 初始增压和减压阶段的压力波动

由实车数据分析可知，初期的压力波动速率和后续的压力变化率差别较大，如果采用模糊推理的方法对波动速率进行估计，则会大大增加模糊规则的设计难度和计算量，因此本章采用对初始压力波动进行补偿的方法。对实车的两段增压过程进行研究：第一段增压属于普通增压阶段，历时 32ms，由 5.287MPa 上升到 8.119MPa，其轮缸压力、主缸压力和增压速率如图 3-28 所示，用曲线“1”标识；第二段增压包含初始增压阶段，轮缸压力由保压切换到增压，出现初始增压的波动，初始值 5.287MPa，经历 33ms，压力上升至 8.07MPa，其轮缸压力、主缸压力和增压速率用曲线“2”标识。

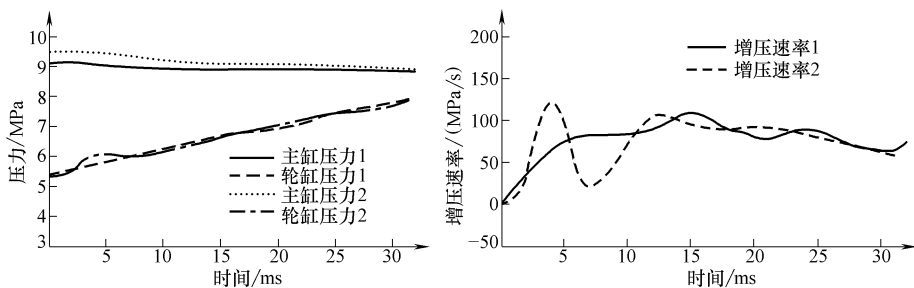


图 3-28 普通增压过程和含初始增压阶段增压过程的实车数据对比

根据数据分析可知，两种增压情况的初始条件基本一致；两种增压情况增压速率相差较大，但在初始增压波动结束后，二者的增压速率趋于相同，且二者的轮缸压力接近一致。这说明在相同的初始条件下，当时间超过初始压力波动时间后，普通增压和初始增压经历相同的时间，其增压结果是相同的，如上例中，普

通增压历时 32ms, 增压了 2.832MPa, 初始增压历时 33ms, 增压了 2.792MPa。由于初始增压阶段的压力波动时间很短, 一般在 10ms 以内, 压力波动对于制动力矩的影响可以忽略, 并且稳控系统的计算周期一般为 10ms, 相当于忽略了很短时间内的压力波动, 但其增压的结果并没有变化。因此本章用普通增压阶段的增压速率估计来代替增压的初始阶段的增压速率, 忽略了切换初期的压力波动。对于初始增压阶段的增压速率补偿进行验证, 将图 3-29 所示的主缸压力和轮缸压力的初始条件输入普通增压速率模糊推理系统, 得到增压速率估计值, 以及按照增压速率估计得到的轮缸压力估计值与实测值对比, 如图 3-30 所示。当压力由增压和减压切换到保压时, 压力也有波动, 在进行切换延迟的补偿后, 忽略保压时候的压力波动, 以稳定后的压力作为保压状态的压力。

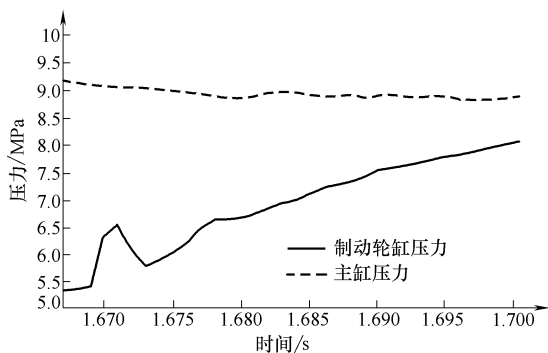


图 3-29 实测的含有初始增压阶段的主缸和轮缸压力

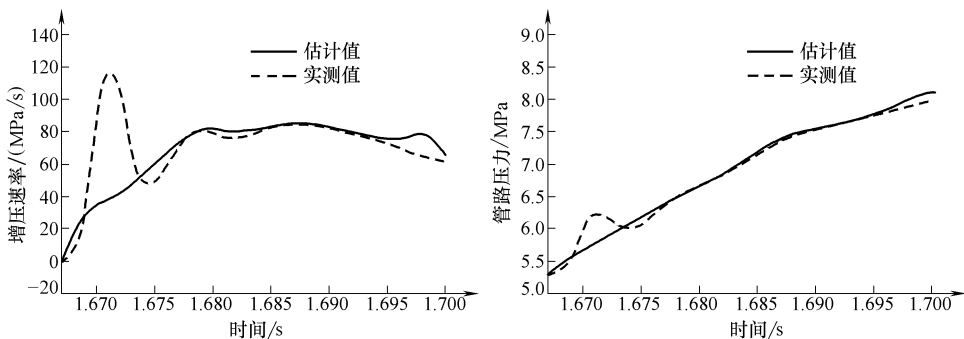


图 3-30 模糊推理得到的估计值与实测值的对比

(2) 对于电磁阀状态切换的压力滞后的补偿

在电磁阀状态切换时, 压力响应有滞后。例如电磁阀处于减压状态, 在 t_0 时刻电磁阀切换到增压状态, 即 t_0 时刻发出增压命令, 压力需要到 t_1 时刻才开始由减压变为增压, 把 $t_d = t_1 - t_0$ 称为电磁阀由减压状态切换到增压状态的压力响应滞后时间。这个滞后时间已经包括电磁阀的开关响应、阀芯运动时间、制动

轮缸因素等。由于制动轮缸压力是由电磁阀的状态经历时间和压力变化速率计算得到的，因此必须考虑电磁阀状态切换带来的压力响应滞后。例如在稳控系统控制过程的缓增压中，电磁阀状态在保压、增压之间反复切换，切换带来的滞后示意图如图 3-31 所示。

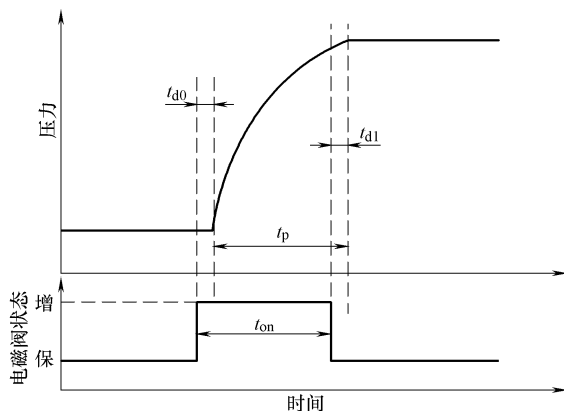


图 3-31 缓增压状态切换示意图

对于缓增压中的一个阶段而言，由保压切换到增压的压力响应滞后时间为 t_{d0} ，本阶段电磁阀增压指令的时间为 t_{on} （称之为期望增压时间），再由增压切换到保压的压力响应滞后时间为 t_{d1} ，因此实际处于压力上升状态的时间为 $t_p = t_{on} - t_{d0} + t_{d1}$ ，称 t_p 为实际增压时间。可见由于压力滞后的存在，实际增压时间与期望增压时间并不一致。同理，状态切换为减压或是保压时现象也类似。根据电磁阀切换的滞后特点研究得到以下补偿方案：电磁阀切换前状态为 A，压力为 p_0 ，在 t_0 时刻切换为状态 B，则 t_1 时刻（ $t_1 > t_0$ ）的压力 p_{t_1} 按式（3-1）进行计算：

$$\begin{cases} p_{t_1} = p_0 + \int_{t=t_0}^{t=t_1} \dot{p}_A dt & t_1 \leq t_0 + t_d \\ p_{t_1} = p_{t_d} + \int_{t=t_0+t_d}^{t=t_1} \dot{p}_B dt & t_1 > t_0 + t_d \end{cases} \quad (3-1)$$

式中 A, B——A, B ∈ {增压, 保压, 减压}；

t_d ——状态 A 切换到状态 B 的压力响应延迟时间；

$\dot{p}_A$ ——按照状态 A 估计的压力变化率；

$\dot{p}_B$ ——按照状态 B 估计的压力变化率；

p_{t_d} ——压力开始响应时的初始值, $p_{t_d} = p_0 + \int_{t=t_0}^{t=t_d} \dot{p}_A dt$ 。

需要根据实车数据对状态切换的压力响应延迟时间 t_d 进行标定, 包括保压切换到增压、减压切换到增压、增压切换到保压、减压切换到保压、增压切换到减压以及保压切换到减压六种状态的延迟时间。以由减压到增压的状态切换的补偿为例, 其初始条件如图 3-32a 所示, 将主缸压力、电磁阀状态, 初始压力值 2.6701MPa 作为初始条件, 根据阀状态和开启时间, 用模糊逻辑推理估计增压和减压速率, 并将压力变化率积分, 得到轮缸估计压力值如图 3-32b 所示, 阀状态切换的压力响应延迟没有补偿的估计值与实测值有一定误差; 对阀状态切换压力响应延迟进行补偿的压力估计值与实测值基本吻合, 从而证明了本补偿方法的必要性和有效性。制动压力的估计是从初始主缸压力和轮缸压力为零的状态开始的, 因此制动轮缸压力可以通过制动轮缸压力变化率对时间积分得到, 具体算法如图 3-33 所示。

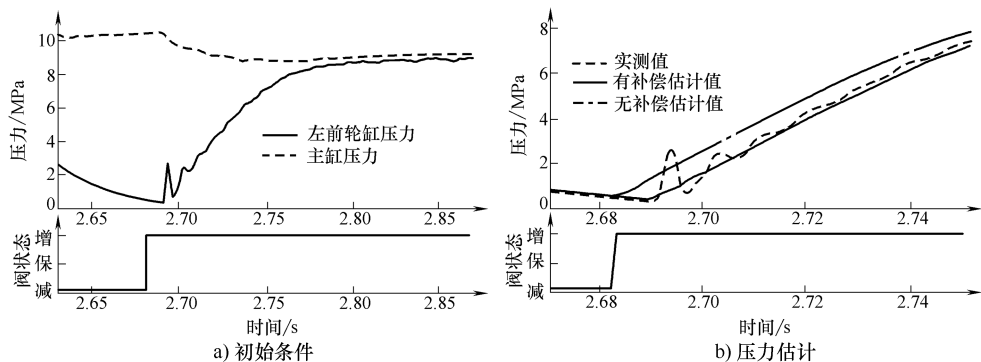


图 3-32 减压切换到增压的压力估计

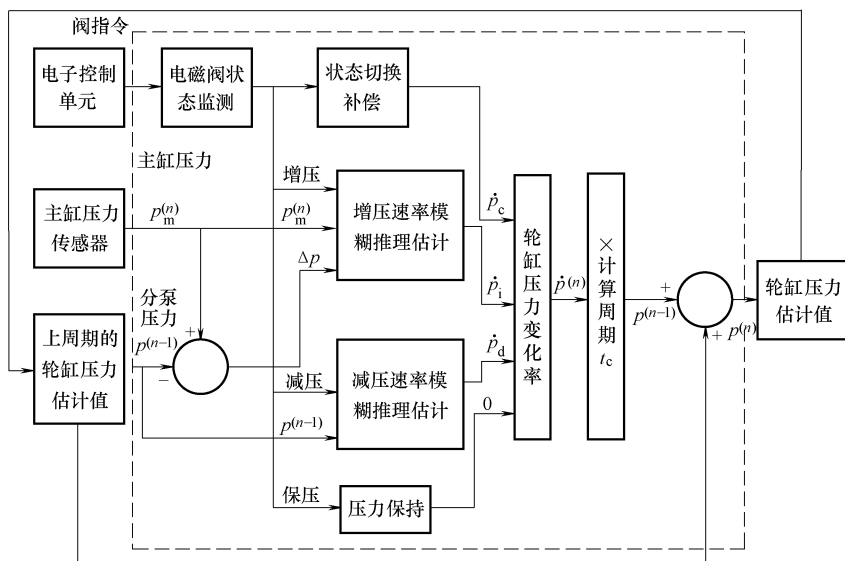


图 3-33 轮缸压力估计算法框图

对轮缸压力估计算法说明如下：

1) 轮缸压力的估计算法中，主缸压力和阀的开关状态为已知量，主缸压力通过主缸压力传感器得到，阀的开关状态直接从电子控制单元的控制程序中得到。

2) 压力估计的基本公式如式 (3-2) 所示。

$$p^{(n)} = p^{(n-1)} + \dot{p}^{(n)} \cdot t_c \quad (\text{初始条件为 } p^{(0)} = 0) \quad (3-2)$$

式中 $p^{(n)}$ ——第 n 个计算周期的分泵压力估计值；

$p^{(n-1)}$ ——第 $n-1$ 个计算周期的轮缸压力估计值；

$\dot{p}^{(n)}$ ——第 n 个计算周期的轮缸压力变化率的估计值；

t_c ——计算周期。

3) 每个计算周期根据电磁阀状态选择轮缸压力估计路径。

① 如果处于电磁阀状态切换过程，则根据“状态切换补偿”估计压力变化率 $\dot{p}_c$ 。

② 如果处于非切换过程的增压状态，则根据“增压速率模糊推理”模块估计增压速率 $\dot{p}_i$ 。

③ 如果处于非切换过程的减压状态，则根据“减压速率模糊推理”模块估计减压速率 $\dot{p}_d$ 。

④ 如果处于非切换过程的保压状态，则保压压力不变。

4) 增压速率估计的输入为主缸压力 $p_m^{(n)}$ （压力传感器测得）和主缸与轮缸间的压力差 $\Delta p^{(n)}$ ($\Delta p^{(n)} = p_m^{(n)} - p^{(n-1)}$)。

5) 减压速率估计的输入为轮缸压力 $p^{(n-1)}$ 。

为了验证制动轮缸压力估计算法，进行如下实车实验：迅速踩下制动踏板并在整个实验过程中维持踏板位置；电磁阀状态由 ECU 预先设定的测试程序确定，其输出包括了稳控系统控制过程中电磁阀的各种状态，如直增压、缓增压、直减压、缓减压、保压、各种状态间的切换等，可以充分地验证压力估计算法。实车实验结果如图 3-34 所示。

将上述实验中的主缸压力和电磁阀的时间经历状态作为轮缸压力估计

的已知条件，其初始条件为主缸和轮缸压力均为零，轮缸压力估计值如图 3-35 所示。制动轮缸压力的估计值基本与实测值符合。为了对比更清楚，将实测压力

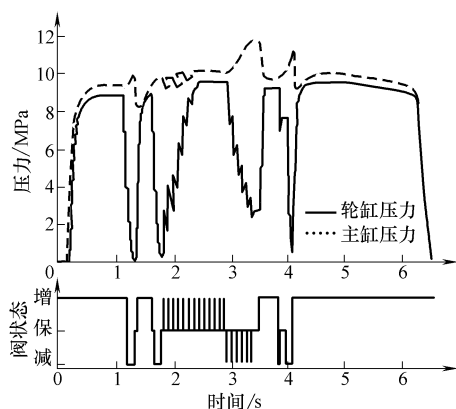


图 3-34 制动系统压力综合变化实验结果

与估计压力的 1.7 ~ 2.2 s 的缓增压曲线放大显示在一张图上, 如图 3-36 所示。轮缸压力估计值忽略了压力切换初期的压力波动, 但总体压力水平与实测值保持一致, 可以满足稳控系统控制的需要。根据制动轮缸压力变化特性, 建立了轮缸压力变化率的模糊推理模型, 并设计了压力变化率的补偿算法, 提出了通过主缸压力估计制动轮缸的方法。该估计方法得到的轮缸压力与实测值符合程度很好, 能够满足稳控系统需要。

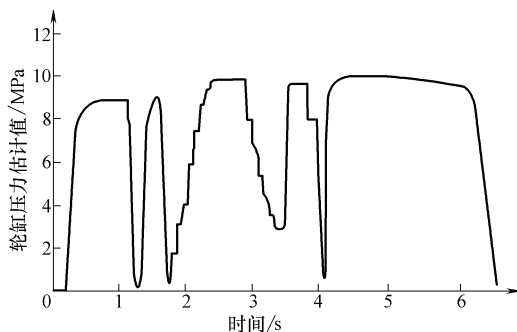


图 3-35 制动轮缸压力估计结果

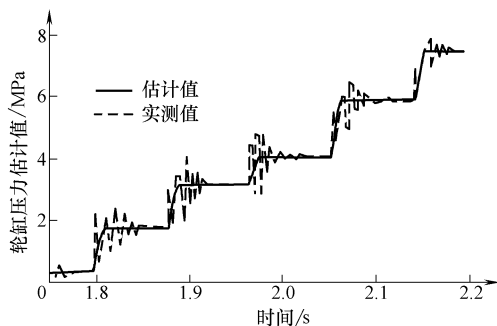


图 3-36 缓增压过程的实测值与估计值对比

三、压力识别技术

在稳控系统控制中, 无论是基于车轮滑移率的控制, 还是基于车轮加、减速度的控制, 都需要实时准确地辨识路面。因为对于不同的路面, 其防抱死特征是不一样的, 其控制参数也不同, 为了保证稳控系统在不同的路面上正常工作并获得最佳制动效果, 必须进行路面识别。路面识别问题是稳控系统研究的关键技术之一。由车辆与路面构成的系统是一个复杂的非线性动态系统, 车辆制动过程复杂多样, 而传统的稳控系统仅能采集轮速信号, 因此路面识别难度十分大。一些研究者提出了通过光学、声学、雷达等传感器识别路面的方法, 但是由于成本原

因,不适用于稳控系统。国内外研究者提出了采用估计出的道路附着系统对车轮滑移率相对变化的梯度来对路面进行分类、基于轮胎模型的路面估计、基于竞争神经网络路面识别、路面模糊分类识别等的稳控系统路面识别方法,但是由于分类粗糙、计算量较大或依赖轮胎模型的准确性等原因,实际应用的不多。

仿真条件为:车辆以 80km/h 初速在三种不同纵向附着系数的单一路面上进行常规制动,三种路面的纵向峰值附着系数 (μ_c) 分别为 0.8、0.5、0.3。三种路面上常规制动过程中的耗散功率(均以左前轮为例)如图 3-37 所示,图中显示了制动开始到抱死的一段时间的数据。由仿真结果可知,路面附着系数越高,车轮所能达到的制动器耗散功率的最大值越大。

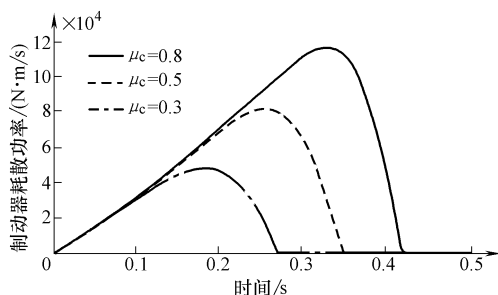


图 3-37 不同纵向附着系数路面上的耗散功率

仿真条件:车辆分别以 80km/h、60km/h 和 30km/h 的初速在纵向峰值附着系数为 0.8 的路面上进行常规制动,制动过程的耗散功率仿真结果(以左前轮数据为例)如图 3-38 所示。仿真结果表明,制动初速越高,车轮所能达到的耗散功率的最大值越大。综上,在车辆制动过程中,耗散功率所能达到的最大值与路面附着系数和车速有关。因此在考虑车速对耗散功率的影响后,路面附着状况识别通过耗散功率实现。对几种典型的稳控系统制动过程进行分析,首先考虑在单一路面上进行稳控系统制动的工况,车辆以 60km/h 的初速度在附着系数 0.8 的路面上进行稳控系统制动,其轮速(以左前轮为例)、车速及耗散功率的仿真结果如图 3-39 所示。可见耗散功率基本上随着车速的降低而降低。

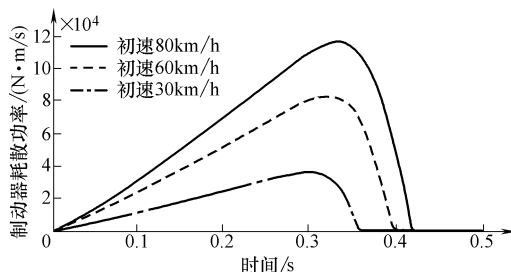


图 3-38 不同初速度条件下的耗散功率

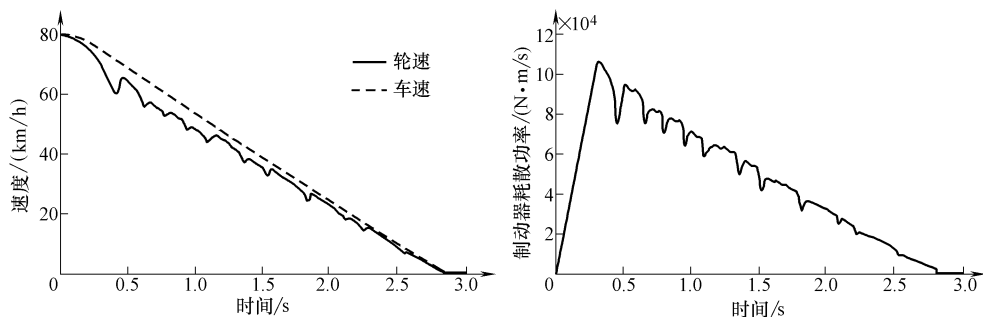


图 3-39 高附着路面上稳控系统制动的耗散功率

对车辆在对接路面上的稳控系统制动工况进行仿真，对接路面由高附着路面过渡到低附着路面，制动初速 80km/h，仿真结果（以左后轮数据为例）如图 3-40 所示。可见当车辆制动从高附着路面过渡到低附着路面时，耗散功率迅速降低。路面附着越高，耗散功率越大；当路面附着系数跳变时，耗散功率数值变化也很明显；耗散功率与车速有关，车速越高，制动耗散功率越大。路面识别需要准确并且及时，无论稳控系统采用何种控制方法，其本质都是将滑移率控制在峰值附着系数对应的滑移率附近，如图 3-41 所示。稳控系统首次开始控制的条件为实际滑移率大于峰值附着系数对应的滑移率，即进入非稳区。当稳控系统判断车轮进入非稳区时，稳控系统开始控制制动压力，将稳控系统首个控制循环时间段内的路面识别称为首次路面识别。首次路面识别的准确性与及时性直接影响后续控制过程的效果。

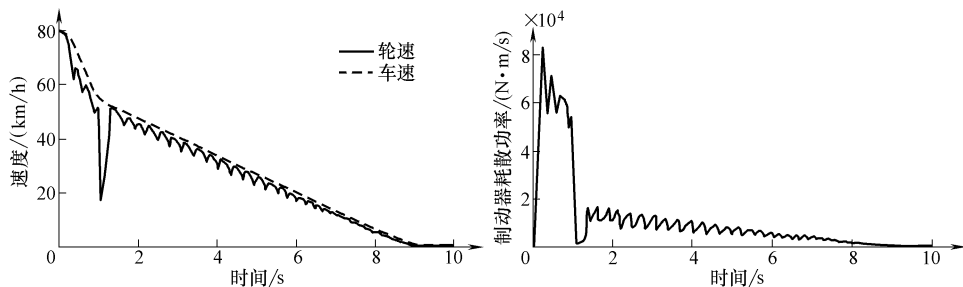


图 3-40 对接路面稳控系统制动过程的耗散功率

对稳控系统在低附着路面上的制动工况进行仿真，其路面的纵向峰值附着系数为 0.2109，对应的滑移率为 0.095。仿真结果如图 3-42 所示，图中显示的是稳控系统首个控制循环的滑移率与耗散功率的情况。由仿真结果可知，对于稳控系统的首次路面识别阶段，耗散功率最大值的出现（图 3-42 中的 B 点）比对应峰值附着系数的滑移率出现（图 3-42 中的 A 点）略早，因此在稳控系统判断车

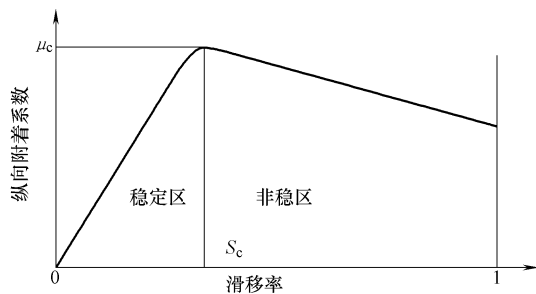


图 3-41 稳定区与非稳定区

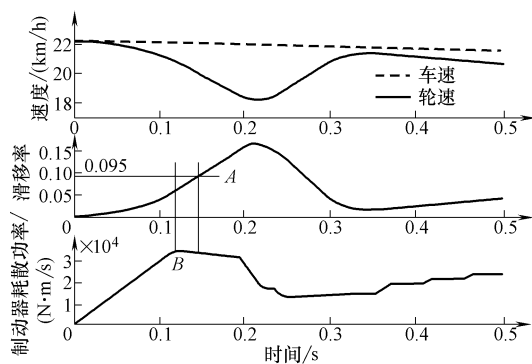


图 3-42 滑移率与耗散功率的仿真结果

轮进入非稳区之前就已经出现耗散功率的最大值，根据此最大值进行的路面识别能够在稳控系统第一次控制出现之前完成，因此路面识别迅速。用模糊推理的方法进行路面识别，建立的路面识别模糊推理模型如图 3-43 所示。路面识别模糊推理模型是两输入单输出系统，以耗散功率和车速为输入，识别的路面附着系数为输出。

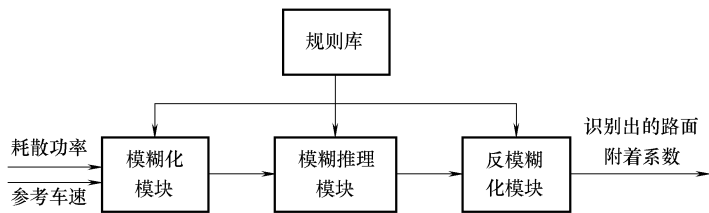


图 3-43 路面识别的模糊推理模型

(1) 输入输出论域及模糊集合的设定

设车速 v 的变化区间是 $[0 \ 120\text{km/h}]$ (车速超过 120km/h 的以 120km/h 计), 将车速变化区间通过线性处理转化为区间 $[0 \ 12]$, 称为输入论域 U_v 。 U_v 上有 7 个模糊集合, 分别代表非常低速 (VS)、低速 (S)、中低速 (MS)、中速 (M)、中高速 (MH)、高速 (H) 和非常高速 (VH) 7 个状态。耗散功率的变化范围是 $[0 \ 1.6 \times 10^5 \text{N} \cdot \text{m/s}]$ (超出边界部分按照边界处理), 将耗散功率变化区间通过线性处理转化为区间 $[0 \ 16]$, 称为输入论域 U_p 。 U_p 上有 16 个模糊集合, 分别代表耗散功率为零 (Z)、极小 (TS)、非常小 (VS)、很小 (QS)、较小 (CS)、小 (S)、偏小 (LS)、中小 (MS)、中 (M)、中大 (MB)、偏大 (LB)、大 (B)、较大 (CB)、很大 (QB)、非常大 (VB) 和极大 (TB) 16 个状态。设论域 $U_\mu [0.1 \ 0.8]$ 为系统输出路面附着情况的变化区间, 其上有 8 个模糊集合, 分别代表路面附着系数非常低 (VL)、较低 (CL)、低 (L)、中低 (ML)、中 (M)、中高 (MH)、高 (H) 和很高 (VH)。

(2) 模糊规则的制定

确定输入输出论域及隶属度函数后, 制定模糊推理规则库。两个输入论域分别有 7 和 16 个模糊集合, 则总的模糊推理规则数为 $7 \times 16 = 112$ 条。模糊规则根据实车数据和路面具体条件的经验总结制定, 制定的主要原则为:

- 1) 如果耗散功率极大, 无论车速高低, 都可以判断路面附着系数都很高。
- 2) 如果耗散功率极小, 无论车速高低, 都可以判断路面附着系数很低。
- 3) 如果耗散功率比较大, 这时需要考虑车速的高低, 如果车速很高, 则路面附着系数低, 如果车速很低。则路面附着系数高。
- 4) 如果耗散功率比较小, 也需要考虑车速的高低, 如果车速很高, 则路面附着系数低, 如果车速很低, 则路面附着系数高。

根据上述原则, 结合实车数据, 可以制定所有的模糊推理规则, 见表 3-1。

表 3-1 路面识别模糊推理规则表

耗散功率	车速						
	VS	S	MS	M	MB	B	VB
Z	VL	VL	VL	VL	VL	VL	VL
TS	CL	CL	VL	VL	VL	VL	VL
VS	ML	L	CL	VL	VL	VL	VL
QS	MH	M	L	CL	VL	VL	VL
CS	H	H	ML	CL	VL	VL	VL
S	VH	VH	M	L	CL	CL	VL
LS	VH	VH	MH	L	CL	CL	VL
MS	VH	VH	H	ML	CL	CL	VL

(续)

耗散功率	车速						
	VS	S	MS	M	MB	B	VB
M	VH	VH	VH	M	L	CL	CL
MB	VH	VH	VH	MH	L	CL	CL
LB	VH	VH	VH	H	ML	CL	CL
B	VH	VH	VH	VH	M	L	CL
CB	VH	VH	VH	VH	H	M	L
QB	VH	VH	VH	VH	VH	H	M
VB	VH	VH	VH	VH	VH	VH	H
TB	VH	VH	VH	VH	VH	VH	VH

根据上述规则建立模糊推理模型，得到模糊推理示意图如图 3-44 所示。

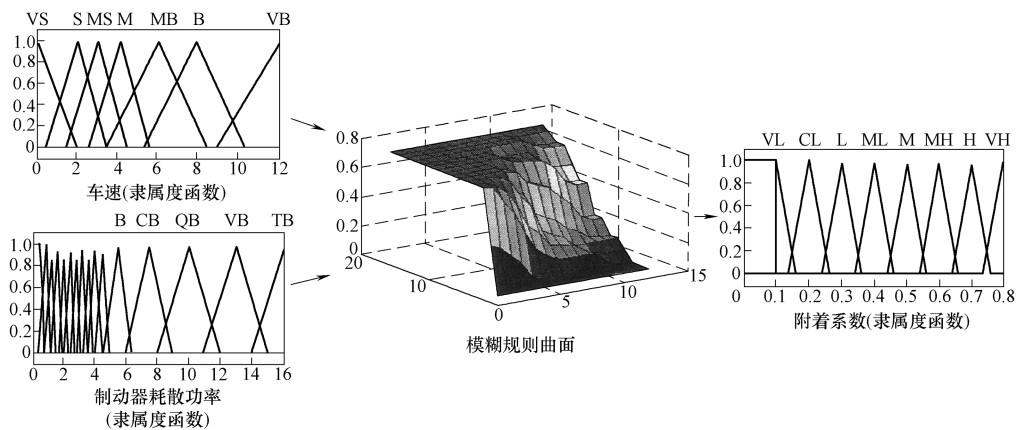


图 3-44 路面识别模糊推理示意图

(3) 路面识别算法

路面识别算法如图 3-45 所示。路面识别的输入为耗散功率和参考车速。其中耗散功率由制动轮缸压力和轮速计算得到，轮速由轮速传感器测得，轮缸压力通过轮缸压力估计算法得到；参考车速通过车轮的轮速按照一定的算法得到。路面识别分为首次路面识别和后续路面识别。首次路面识别通过稳控系统第一次动作前耗散功率所能达到的最大值及对应的车速通过模糊推理得到；后续路面识别通过滤波后的耗散功率与参考车速通过模糊推理得到，对耗散功率进行低通滤波

波，可以一定程度上消除耗散功率波动带来的影响。图 3-46 所示为车辆在高附着路面（路面附着系数 0.8 左右）上进行稳控系统制动的数据，识别结果与实际路面状况一致，识别及时准确。

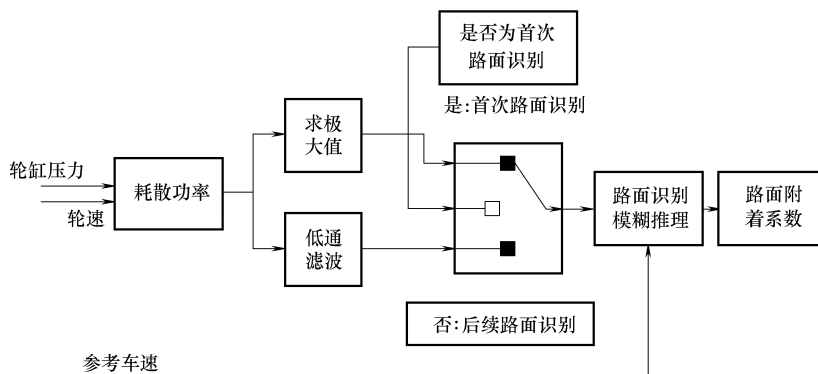


图 3-45 路面识别算法框图

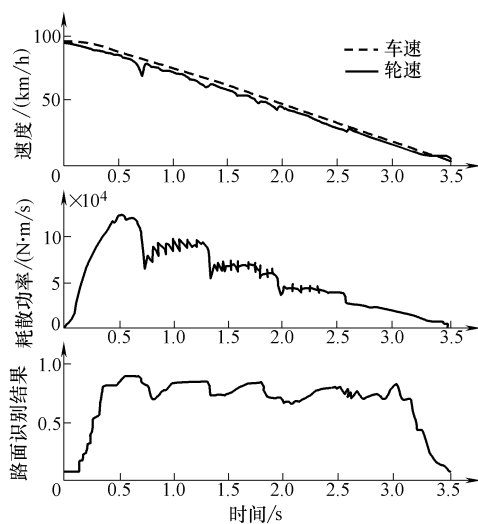


图 3-46 高附着路面上稳控系统路面识别

图 3-47 所示为车辆在对接路面上进行稳控系统制动的情况，对接路面情况为由 0.8 左右的高附着路面过渡到 0.15 左右的低附着路面，识别结果与实际路面状况基本一致，在路面切换时，可以及时识别出路面附着系数的跳变。

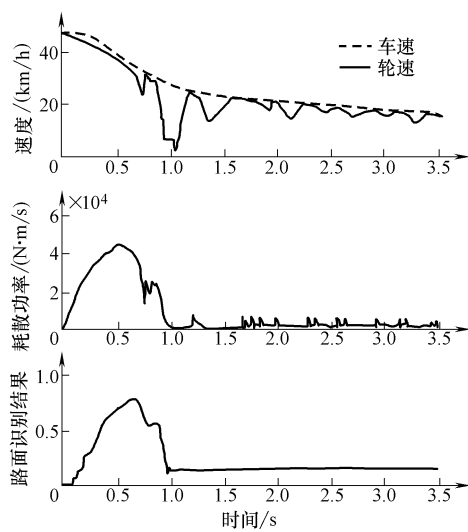


图 3-47 对接路面上稳控系统路面识别

第四章 稳定控制计算技术

以产业化为目标的稳控系统（ABS/TCS/ESP）控制算法的若干技术，包括关键控制量、自适应调节算法及特殊工况算法等。在关键控制量计算中，轮速计算是稳定控制基础，实时车速估计是算法中的难点。在逻辑门限值算法中，缓增压/减压速率的设定对控制效果影响很大，根据路面情况调节缓增压/减压速率是控制算法的难点。行驶状况复杂，车辆稳控系统在复杂工况的控制效果是技术核心。稳控系统计算技术逻辑框架如图 4-1 所示。

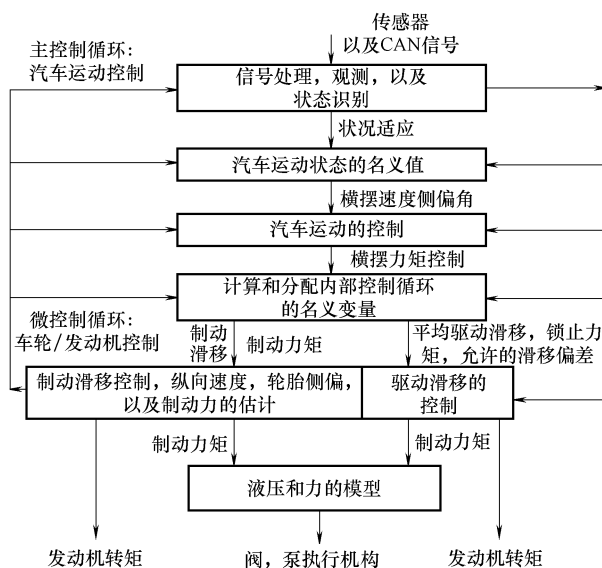


图 4-1 稳控系统计算技术逻辑框架

第一节 轮速控制计算技术

轮速计算是稳控系统控制算法的基本问题，无论什么控制算法其基本信号都来自于轮速传感器产生的轮速信号，准确、合理的轮速计算是稳控系统控制顺利进行的前提。轮速信号来自轮速传感器，常见的轮速传感器有磁电式、霍尔式和电涡流式。车辆行驶时，齿圈随车轮旋转，相对于传感器运动，轮速传感器产生

一系列与车轮轮速成正比的伪正弦信号，单片机按照一定的方式对脉冲进行捕捉计算，再经过异点剔除、平滑、滤波等算法形成稳控系统可以控制使用的轮速信号。两级迟滞比较器和低通滤波的轮速处理电路，如图 4-2 所示。通过该处理电路，得到规则的方波信号。实践表明该处理电路工作可靠，满足稳控系统的要求。

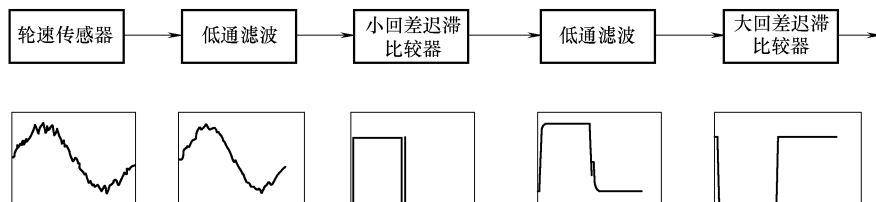


图 4-2 轮速处理电路的输出波形图

一、计算原理

稳控系统控制要求每个计算周期计算一次轮速，计算周期一般为 8 ~ 10ms。轮速计算的原理见式 (4-1)。

$$V = \frac{2\pi r}{n} \times f \quad (4-1)$$

式中 r —— 车轮半径；
 n —— 齿圈的齿数；
 f —— 轮速脉冲频率。

其中脉冲频率的计算是通过单片机的脉冲输入捕捉、记录脉冲发生时刻和发生个数完成的。稳控系统对于轮速计算的要求为：在高速和低速时，都有较高的精确度，保证计算的实时性，有抗干扰能力。

在稳控系统的轮速传感器和齿圈齿数确定的情况下，轮速计算的精度和实时性是一对矛盾。计算周期越长，脉冲个数越多，计算误差越小，但是不能满足稳控系统实时控制的要求；计算周期越短，实时性越好，但脉冲个数越少，计算误差大。因此计算需要兼顾精度与实时性，并考虑低速时的准确性。

二、计算方法

提出了基于上升沿、下降沿同时采样的自适应轮速计算方法，如图 4-3 所示。

1) 根据本周期最后一个上升沿与上周期最后一个上升沿之间的上升沿发生时刻与脉冲数，计算得到上升沿轮速，见式 (4-2)。

$$V_u = \frac{2\pi r}{n} \times \frac{M}{t_4 - t_1} \quad (4-2)$$

式中 M —— 本计算周期的上升沿数；

t_1 ——上周期最后一个上升沿发生时刻；
 t_4 ——本周期最后一个上升沿发生时刻；
 V_u ——通过上升沿计算得到的轮速，记为上升沿轮速。

2) 用本周期最后一个下降沿与上周期最后一个下降沿之间的下降沿发生时刻与脉冲数，计算得到下降沿轮速，见式(4-3)。

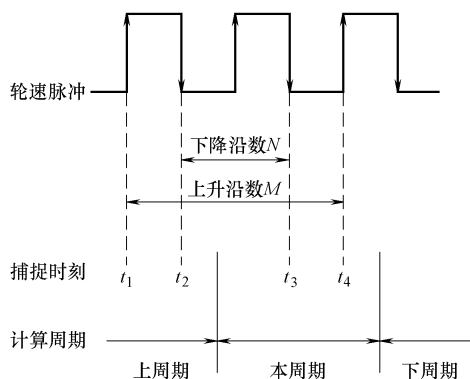


图 4-3 轮速计算方法

$$V_d = \frac{2\pi r}{n} \times \frac{N}{t_3 - t_2} \quad (4-3)$$

式中 N ——本计算周期的下降沿数；

t_2 ——上周期最后一个下降沿发生时刻；

t_3 ——本周期最后一个下降沿发生时刻；

V_d ——通过下降沿计算得到的轮速，记为下降沿轮速。

3) 对上升沿轮速和下降沿轮速进行比较，若二者之差在允许的范围，则将二者平均作为本周期轮速。

$$V = \frac{V_u + V_d}{2} \quad (4-4)$$

4) 若二者之差超过允许范围，则将其中相对接近上周期轮速者作为本周期轮速。

5) 若本周期只采集到上（下）升沿，则将上（下）升沿轮速作为本周期轮速。

按照上述算法计算轮速具有几个特点：不以计算周期作为脉冲频率计算的时间周期，而以脉冲实际发生时间对脉冲频率进行计算，提高了计算精度，具有很好的实时性；一般情况下（除了采集不到脉冲的情况），上周期最后一个上（下）升沿至本周期最后一个上（下）升沿之间的时间间隔约为一个计算周期，保证每个计算周期都能计算轮速；低速计算的准确性得到了提高，低速计算门槛下降一半，具有一定的抗干扰能力。

三、干扰算法

按照上升沿下降沿同时采样的算法，可以将轮速的低速计算门槛下降一半，如图 4-4 所示。仅以上升沿轮速采样计算轮速，则一个周期恰好采集不到脉冲对

应的轮速为 15.2km/h；若上升下降沿同时采样，则一个周期内上升沿下降沿都采集不到对应的轮速为 7.6km/h。

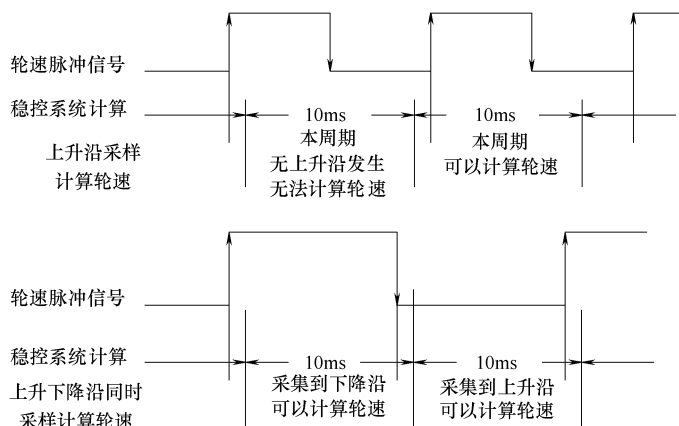


图 4-4 低速轮速计算规则

采用上升沿下降沿同时采样的算法能将低速计算门槛降低。当轮速较低时，在一个计算周期无法采集到脉冲，需要对此时的轮速计算作处理：当一个计算周期没有采集到任何上升沿和下降沿的现象第一次出现时，这个周期的轮速由上周期轮速和轮加速度外插计算得到。当连续两个周期或以上没有采集到脉冲上升沿或者下降沿时，可以认为轮速为 0。采用上升下降沿同时采样，对采集不到脉冲的周期作如上处理，可以提高稳控系统的低速轮速计算能力，为稳控系统的控制打下基础。为了验证轮速低速算法的可靠性，进行实验，将单片机中的轮速计算值通过串口发送到上位机中，采样周期为 10ms，实验结果如图 4-5 所示。采用上升或下降沿进行计算时，在低速计算出现跳动，效果不好；采用上下沿同时采样的低速计算效果好。

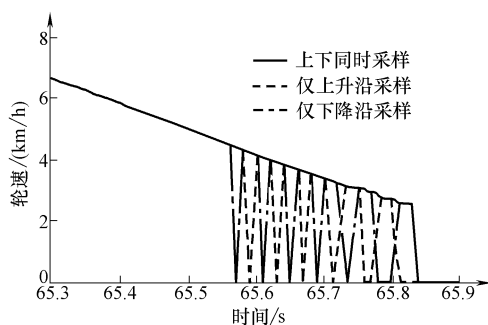


图 4-5 低速时轮速计算数据

轮速信号传感器回路是弱电系统，容易受外界强电磁的干扰；而且汽车运行过程中轮速检测装置也易发生振动；同时由于轮速脉冲通过单片机的捕捉和中断进行处理，若轮速过高有可能出现丢失脉冲的现象，以上这些都会对轮速计算产

生影响,因此轮速算法的抗干扰能力是其算法优劣的评价指标之一。通过上升沿和下降沿轮速的分别计算、比较和处理,可以把异点剔除。轮速的实车数据如图 4-6a 所示,上升沿轮速在 22.33s 时刻,出现了由于丢脉冲造成的轮速异点,在 22.33s 时刻,上升沿轮速和下降沿轮速出现了较大差异,取与上周期轮速更为接近的下降沿轮速作为计算轮速,剔除异点,保证了轮速计算准确性。计算结果如图 4-6b 所示。

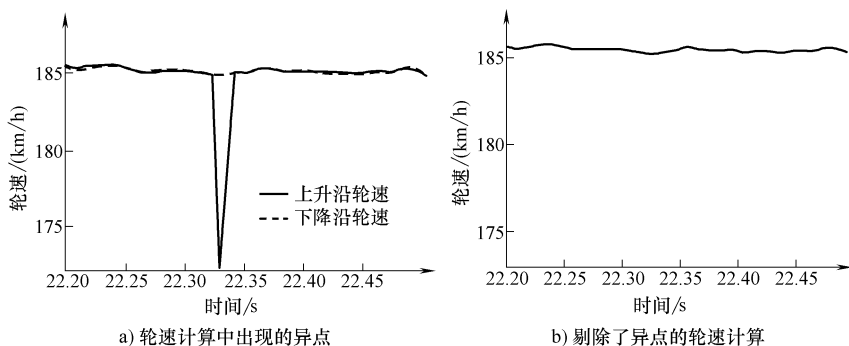


图 4-6 轮速异点计算处理

四、滤波算法

按照上述轮速算法得到了轮速的初始值,但是轮速中含有传感器、路面等引起的噪声,而轮加减速度一般由轮速一阶差商得到。轮速中的噪声微分后会给轮加速度带来更大的误差,从而影响稳控系统的控制效果,因此轮速在进一步使用前必须进行滤波。滤波要求为:滤去大部分噪声但不损失重要信息;滤波造成的延时要小;滤波器形式简单且计算量小。经过大量实验分析,采用低通滤波器模型,如式(4-5)所示。

$$V_f^i = \frac{\sum (V_{\text{raw}}^i - V_f^{i-1}) \times a}{256} \quad (4-5)$$

式中 V_f^i ——本周期的轮速滤波值;

V_f^{i-1} ——上周期的轮速滤波值;

V_{raw}^i ——本周期的轮速初始值;

$a/256$ ——滤波系数,写成这样的形式是为了方便单片机计算,在单片机中除以 256 可以用右移 8 位来代替,可提高运算速度。

使用本滤波器对轮速滤波计算的结果如图 4-7 所示。

可见经过滤波后的轮速已经比较平滑,带来的滤波延时也很小,能够满足稳控系统需要。该滤波器具有滤波效果好、形式简单、计算量小的特点,适合实时

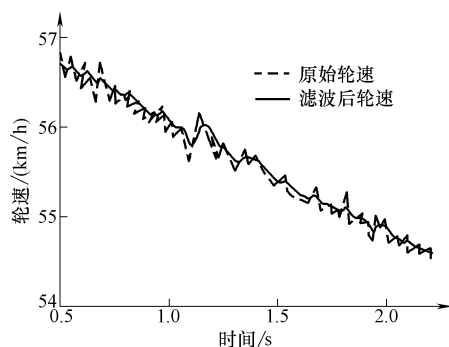


图 4-7 轮速滤波前后的曲线

性要求高的稳控系统控制器使用。上升下降沿同时采样的自适应轮速算法计算精度高、低速计算门槛低、滤波效果好、计算量小，能够满足稳控系统实时控制需要。

第二节 车速控制计算技术

滑移率是稳控系统控制算法中的重要参数，即便在不以滑移率为控制对象的控制算法中，滑移率计算的准确性也直接影响控制效果。滑移率通过车速和轮速计算得到，由于轮速直接通过传感器测量，因此滑移率计算准确与否主要依赖车速计算的准确。在稳控系统中车速一般不能直接获得，只能按照一定的算法估算得到，因此也称为参考车速。参考车速算法的研究一直是稳控系统研究中的热点和难点。车辆速度的获取主要可以分为直接法和间接法两种。其中直接法是通过接触式或非接触式的车速传感器直接测量获得^[108, 109]，例如光电传感器、多普勒雷达等，但由于成本过高或使用条件要求严格，不适用于稳控系统的需要。间接法是通过稳控系统本身具备的传感器或者添加低成本的传感器所获得的信号估算得到的，例如最大轮速法、斜率法、自适应斜率法、递推法和数值解析法，或是利用车辆加速度的模糊估计法、Kalman 滤波法、最小二乘法。间接法在硬件的可实现性上满足稳控系统的需要，但有精度低或者计算量大的缺点。

一、参考车速算法

稳控系统参考车速算法的主要要求：兼顾准确性和计算量；在硬件上最好不增加成本或增加的成本可接受；控制算法简单、可靠性高。基于以上要求，本章根据大量研究和实践，提出了双层结构的参考车速算法，如图 4-8 所示。

所谓双层结构是指：第一层为基础参考车速算法，根据四路轮速估计参考车速；第二层为综合参考车速算法，需要借助额外的车身加速度信号，并结合第一

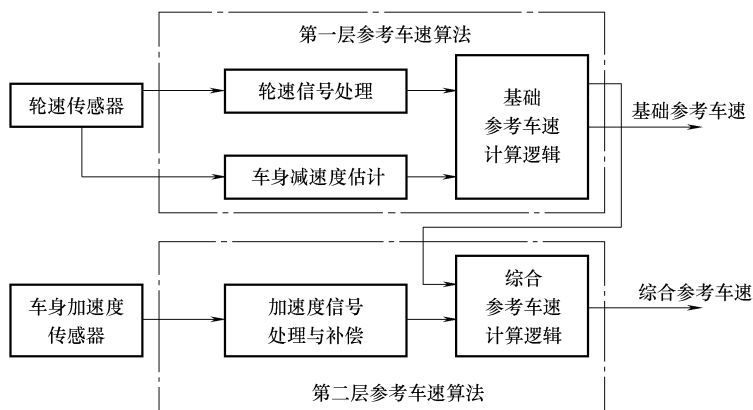


图 4-8 双层结构的参考车速算法示意图

层得到的参考车速进行综合估计，可以获得更为精确的估计车速。

双层结构的参考车速算法的优势：第一层的基础算法相对独立，普遍性更强，在无车身加速度传感器或加速度传感器故障的情况下，可以单独用于稳控系统控制。在某些具备车身加速度传感器的稳控系统中（例如某些越野车的稳控系统产品含有加速度传感器），第二层综合算法以基础算法的结果为基础，进一步引入车身加速度信号，可以获得更精确的参考车速，从而提高稳控系统的控制质量。基础参考车速算法在传统的稳控系统硬件系统中即可实现，主要根据来自轮速传感器的四路轮速信号信息进行估算。本算法的依据是，在不制动或者制动初期，轮速变化缓慢，滑移率小，可以用轮速近似代替车速；但是当车轮有抱死趋势时，轮速和车速发生分离，以分离临界点的轮速为初值、以估计的车身减速度为斜率进行线性外插，计算得到参考车速，关键在于分享点和插值斜率的选择，得到的车速计算逻辑如图 4-9 所示。

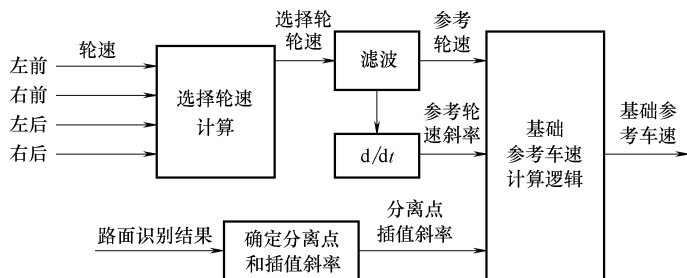


图 4-9 第一层的基础参考车速计算方法

基础参考车速算法的流程：在四个车轮的速度中提取选择轮轮速信息；选择

轮轮速进一步计算得到参考轮速和参考轮速斜率；根据路面识别结果确定分离点和插值斜率；通过参考轮速、参考轮速斜率、分离点和插值斜率估算参考车速。选择最接近车速的轮速，以其为基础进行分离插值计算可以提高参考车速计算的准确性。由于运动过程千变万化，最接近车速的车轮速度也是在时刻变化的，固定以某一个车轮轮速为参考车速并不合理。根据四个车轮轮速信息生成一条“虚拟”的选择轮轮速的方法，以选择轮轮速为参考车速计算。所谓“虚拟”是指选择轮轮速实际是不存在的，只是为了计算需要人为给定。制动过程中四个车轮的轮速总是小于或等于车速，最大轮速接近车速，但是当驱动的时候，驱动轮打滑，会出现驱动轮轮速大于车速的情况，此时从动轮轮速更接近实际车速。另外由于齿圈和轮速传感器的振动、电磁干扰等情况，轮速计算可能引入误差，导致车速计算偏大，超过实际车速。参考轮速及参考轮速斜率的计算方法：每个计算周期将四个轮速比较排序；稳控系统不工作时选择第三轮速，稳控系统工作时选择第二轮速，轮速滤波后得到参考轮速。在正常行驶和弱制动下，取车速等于参考轮速；在强制动情况下，当参考轮速的斜率大于路面最大制动减速度时，说明参考轮速与实际车速分离，参考轮速已经偏离实际车速，参考车速应该按照车辆减速度插值计算，如图 4-10 所示。

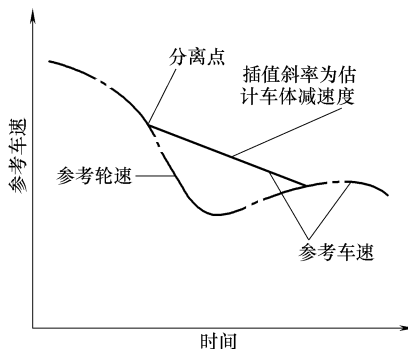


图 4-10 参考车速的分离与插值

分离点和插值斜率的选择显然与路面附着情况有关，路面附着系数越低，车辆减速度越小，分离点对应的轮减速度应该越小，而且插值斜率也应该越小。因此需要根据路面识别结果估计车辆减速度，四个车轮有不同的估计路面附着系数，对应着对开、对接等路面工况，但车辆减速度只有一个。将路面简化为单一附着、对接路面、对开路面三种情况。在车辆减速度的估计中以前轮附着状况的识别结果为准，路面情况进一步简化为单一附着路面和对开路面，用两个前轮的路面识别结果为准进行车辆减速度的估计。车辆减速度的估计见式 (4-6)。

$$\hat{a} = \frac{-\mu_{fl} + \mu_{fr}}{2} \cdot g \quad (4-6)$$

式中 $\hat{a}$ ——估计的车辆减速度；

μ_{fl} 、 μ_{fr} ——左前轮、右前轮的路面附着识别结果。

若两个前轮都识别为高附着路面，那么车辆减速度较大；若两个前轮识别为低附着路面，车辆减速度小；若一侧为高附、一侧为低附，则车辆减速度适中。

得到车辆减速度后, 需要根据估计的车辆减速度进一步确定分离点和插值斜率。由于逻辑门限值方法的路面识别结果对于路面划分较为粗糙, 车辆减速度的估计可能有一定的误差, 计算时不能以估计的车辆减速度作为插值斜率, 若误差引起估计减速度偏小使插值斜率偏小, 会有计算的参考车速大于实际车速的情况发生, 进而引起滑移率计算偏大、稳控系统控制减压过度、制动强度偏小的不安全情况的产生。因此, 在实际稳控系统控制系统的参考车速使用中, 得到的参考车速小于实际车速, 以保证安全性, 在分离点和插值斜率的选取上偏保守, 即选取的插值斜率一般大于估计的车辆减速度。根据实车标定选用的分离点和插值斜率与估计的车辆减速度的关系如图 4-11 所示。

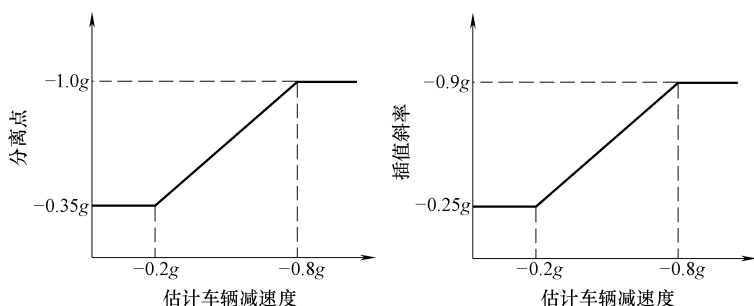


图 4-11 分离点、插值斜率与估计的车辆减速度的关系

按照上述算法得到了参考轮速、参考轮速斜率、分离点和插值斜率, 然后可以进一步计算参考车速, 具体算法: 参考车速计算开始时, 首先令参考车速等于参考轮速; 每周期实时监控参考轮速斜率, 当参考轮速斜率小于分离点时, 参考车速由插值得到; 参考车速持续插值, 直到参考轮速再次大于参考车速时, 插值结束, 令参考车速等于参考轮速, 计算流程再次从头开始。按照计算选择轮轮速、参考轮速、估计车辆减速度、确定分离点和插值斜率的方法得到了基础参考车速。为了验证基础参考车速算法, 将上述算法编程转化为控制程序编译后下载到控制器中, 进行实车实验, 并将控制器实时计算的参考车速和轮速信息通过串口发送到上位机, 采样周期为 10ms; 同时通过五轮仪采集实际车速作为对比。以部分实车数据为例进行说明。图 4-12 所示为车辆在高附着路面上进行稳控系统制动情况, 初速为 60km/h, 控制器中实时计算的参考车速和对比的实际车速如图 4-12 所示。由图 4-12 可见, 参考车速略小于实际车速, 可以满足稳控系统控制需要。

图 4-13 所示为车辆在对接路面 (由低附着跃变到高附着) 进行制动时的基础参考车速计算情况。可见基础参考车速略小于实际车速, 但与实际车速基本吻合, 能够满足稳控系统控制需要。通过以上分析得到了通过四个车轮轮速估计车

速的基础参考车速算法,该算法特点:能够较为准确地计算出参考车速,同时能够保证稳控系统控制的安全性;算法简单,计算量小,适于稳控系统实时控制需要;不需要增加任何硬件成本;该算法也为进一步通过车身加速度传感器信号进行车速估计打下了基础。

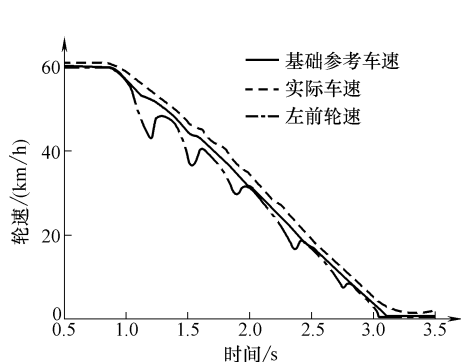


图 4-12 高附着路面上制动时的
基础参考车速计算

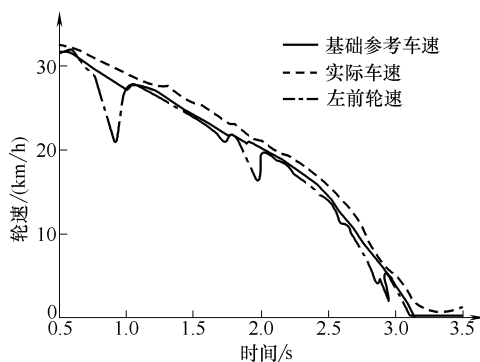


图 4-13 对接路面制动的
基础参考车速计算

二、综合车速算法

在某些装备了车身纵向加速度传感器的车辆稳控系统中,可以利用车身加速度信号进行车速的估计,能够提高参考车速计算的准确性。研究基于车身加速度信号的参考车速算法,首先需要了解加速度传感器信号的特点。加速度传感器安装在车身上,按照一定原理^[119]将车身纵向加速度转化为电压信号输出,单片机可以通过 A-D 采样端口采集电压信号,测量程序再将其转换为加速度值。例如本章选用的加速度传感器的输出电压为 0~5V,零点为 2.5V,1V 的变化幅度表示 1.2g 的加速度。电压值与实际加速度值的转化关系为

$$g_value = (g_signal - g_zero) \times 1.2g \quad (4-7)$$

式中 g_value ——车辆加速度;

g_signal ——A/D 采样的电压值;

g_zero ——加速度传感器零点 (2.5V 左右)。

加速度传感器的输出电压大于 2.5V 表示正的加速度,输出电压小于 2.5V 表示负的加速度 (即为减速度)。直接测量得到的加速度信号含有大量的噪声,如图 4-14 所示,无法直接使用,必须进行处理。

由于制造误差、安装位置不同等原因,加速度传感器的零点并不一致,使用时需要对加速度传感器的零点进行动态标定补偿。路面颠簸、车身振动对于加速度信号也有影响。尤其是路面坡度对加速度信号影响较大,当车辆行驶在上坡和下坡路面时,加速度传感器的采样值中含有坡度成分,即不完全表征车辆的加速

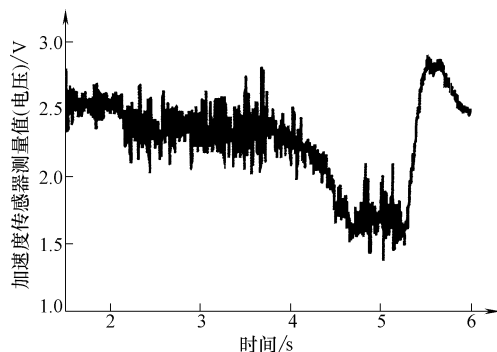


图 4-14 直接测量得到的加速度传感器信号

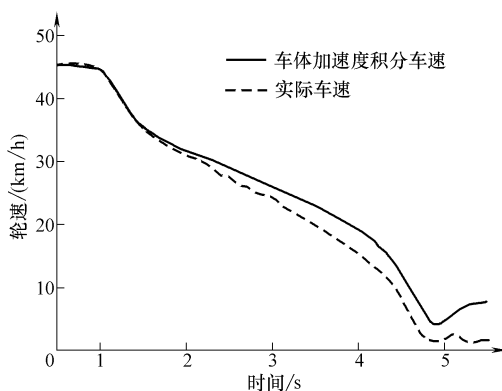


图 4-15 车辆加速度积分参考车速

度，使用加速度传感器信号需要考虑坡度带来的影响。由于直接测量得到的加速度传感器值不能表征真正的车辆加（减）速度，直接使用加速度传感器值积分进行车速估算不可行，图 4-15 所示为通过加速度传感器测量值直接进行积分计算得到的车速，可见其与实际车速差别较大。合理使用加速度传感器信号才能准确估计车速。假设车速是上述两个参考车速加权后的线性叠加，两个参考车速的权系数是时变的，与各自的置信度相关，例如基础参考车速源自参考轮速，若参考轮速斜率较大，参考车速需要插值得到。为建立参考车速的估计模型，引入置信度系数概念，置信度系数为不大于 1 的正数，表示其对应的参考车速可以信任的程度，置信度系数是时变的，按照一定条件计算得出，综合参考车速估计模型为

$$V_{\text{ref}} = \frac{k_e \cdot k_w \cdot V_{\text{ref}}^w + k_a \cdot V_{\text{ref}}^a}{k_e \cdot k_w + k_a} \quad (4-8)$$

式中 V_{ref}^w ——基础参考车速；

- V_{ref}^a ——补偿后的车辆加速度积分得到的参考车速;
 V_{ref} ——综合参考车速;
 k_w ——基础参考车速的置信度系数;
 k_a ——补偿后的车辆加速度积分参考车速的置信度系数;
 k_e ——调整系数。

对于单片机采样转换单位后获得的车辆加速度信号值,需要进一步处理和补偿才能使用。处理主要分为滤波和零点补偿两个阶段,滤波是为了滤去高频噪声,零点补偿是为了修正路面坡度、安装误差等因素对加速度信号的影响。某次制动的滤波前后的加速度信号对比如图 4-16 所示,滤波后的信号已经比较平滑,满足使用需要。

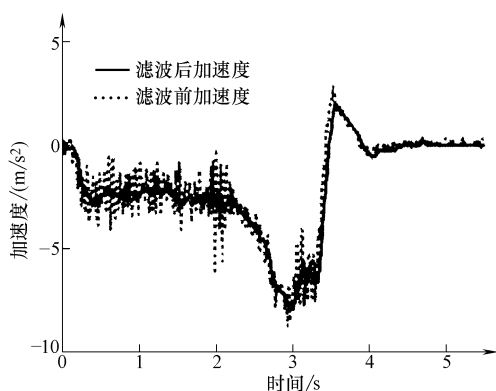


图 4-16 车辆加速度信号滤波前后比较

对加速度信号进行零点补偿,思路为:车辆匀速运动的时候,实际车辆加速度为零,但加速度传感器采样值不一定为零,例如车辆匀速上坡的时候,此时的加速度采样值包含安装误差和上坡坡度成分。将车辆加速运动状态时的加速度采样值作为零点补偿,此补偿包含了制造、安装误差及坡度补偿。车辆处于匀速运动状态后,将加速度传感器采样平均值作为零点补偿。在实车的稳控系统控制程序中加入上述零点补偿程序,并将计算得到的车辆加速度值输出,同时将未做零点补偿的车辆加速度值一并输出。例如在某上坡进行制动时,其计算数据如图 4-17 所示。若不进行零点补偿,其得到的车辆加速度要比实际的小,补偿后的值符合实际情况。图 4-18 所示为对

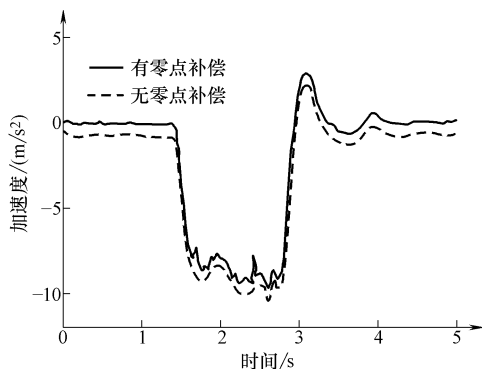


图 4-17 加速度计算对比

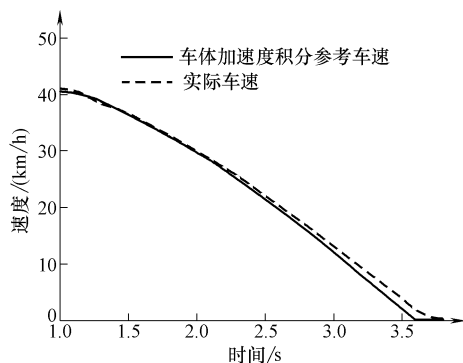


图 4-18 加速度积分参考车速

加速度传感器信号进行了滤波和零点补偿后,再进行积分得到的估计车速,可见其与实际车速比较接近。

基础参考车速的置信度系数 k_w 由参考轮速的斜率和滑移率确定。基础参考车速由参考轮速插值得到,参考轮速的斜率越大,说明参考轮速与车速分离得越大,同时,计算得到的基础参考车速也与车速有一定的分离,此时基础参考车速的置信度低;同理参考轮速滑移率大,说明参考轮速与实际车速的分离大,而按照保守的斜率插值得到的基础参考车速与车速分离也大,因此置信度低。按照这样的规则根据实车数据标定置信度系数 k_w 。车辆加速度积分参考车速的置信度系数 k_a 由加速度传感器测量值与估计车辆减速度的差值的绝对值确定,差值的绝对值越大,表示车辆加速度积分参考车速越不可信。通过实车实验标定置信度系数 k_a 。基础参考车速计算比较保守,小于车辆加速度积分参考车速,所以当基础参考车速大于车辆加速度积分参考车速时,说明车辆加速度积分参考车速的计算有问题,这时可认为其置信度为0。调整系数 k_e 表示估算的综合参考车速的保守程度, k_e 为不小于1的数,其数值越大,表示综合参考车速的计算中基础参考车速所占的比重越大,加速度积分参考车速的贡献越小。

按照上述算法在稳控系统中构建综合参考车速的算法,算法流程如图4-19所示。对综合参考车速算法进行实车实验验证。将控制器实时计算的参考车速通

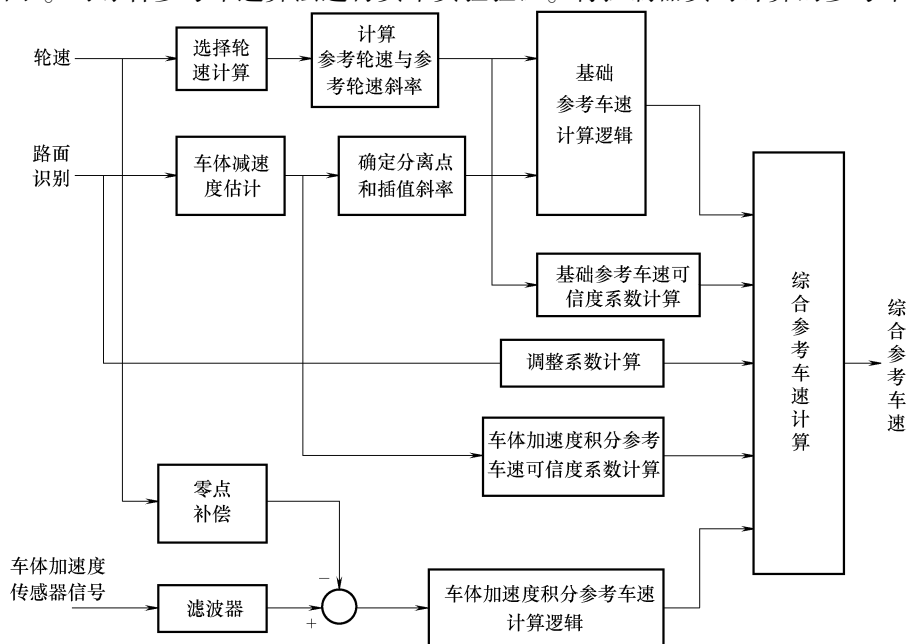


图 4-19 综合参考车速算法流程框图

过串口输出到上位机,同时和通过五轮仪采集得到的实际车速进行对比。图 4-20 所示为在高附路面上进行制动时综合参考车速和实际车速的对比情况,可见综合参考车速十分接近实际车速,计算准确。为了充分验证综合参考车速计算的可靠性,考虑两种特殊情况:基础参考车速偏差大、置信度低的情况,车辆加速度积分偏差大、置信度低的情况。在某次低附着路面制动中,实车实验获得的基础参考车速、车辆加速度参考车速和综合参考车速对比如图 4-21 所示。虽然基础参考车速偏差大,但综合参考车速算法能够及时识别,将基础参考车速的置信度系数降低,仍然可以得到相对准确的综合参考车速。车辆在某高附着的上坡制动,实车实验获得的基础参考车速、车辆加速度参考车速和综合参考车速对比如图 4-22 所示,虽然加速度信号置信度低,但综合参考车速算法能够及时判断出加速度信号置信度低并降低其置信度系数,仍然可得到准确的综合参考车速。

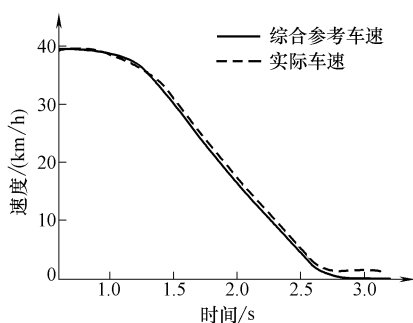


图 4-20 高置信度高附车速曲线

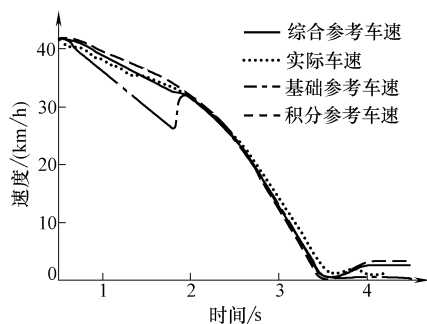


图 4-21 低置信度低附车速曲线

引入置信度系数概念进行综合参考车速计算,可以适应不同的参考车速计算工况,实车实验表明,该方法准确、计算量小,可以满足稳控系统实时控制的需要。双层结构的参考车速计算方法适用于不同的稳控系统,第一层基础参考车速算法简单,不需要增加硬件成本,能满足控制需要;第二层综合参考

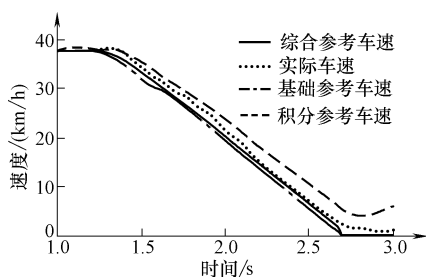


图 4-22 低置信度高附车速曲线

车速算法,需借助车身纵向加速度传感器信号,通过加速度信号的处理和补偿、置信度系数估算,以第一层基础参考车速的结果为基础,综合计算得到更精确的参考车速,提升控制质量。实验证明,该算法准确、可靠性高、计算量小和实时效果好。

第三节 增减压自适应调整算法

缓增压/减压是稳控系统控制逻辑中的核心控制阶段,对典型的稳定控制过程进行分析,图4-23所示为稳定控制过程示意图。未控制区属于未进入稳控系统控制的普通制动状态,进入稳控系统后控制循环在减压区、保压区、增压区之间转换,系统的迟滞对于稳控系统控制影响很大。系统的迟滞包括轮速轮减速度计算的滞后、电磁阀响应的滞后、压力传递的滞后、制动系统的间隙及制动力矩建立的滞后、由于惯量等原因车轮状态变化的滞后等。在迟滞作用的影响下,稳控系统控制输出的作用需要延迟一段时间才能发挥作用,迟滞特性的存在

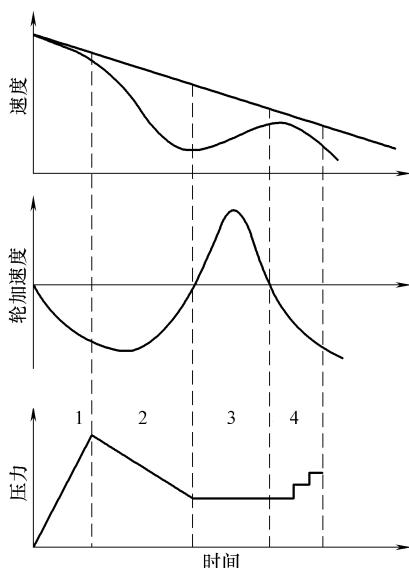


图4-23 稳控系统控制过程示意图

影响稳控系统控制策略的选择和控制效果。由于车轮转动状态的变化总是落后于压力的变化,若压力变化速度太快,会造成轮速较大的波动,严重时会造成系统的振荡。为了消除或者减小轮速的波动,在稳控系统控制中引入缓增压/减压的压力控制方法,根据实际需要调节压力的变化速率,这样既不增压过多也不减压过分,以提高控制效果。例如在减压切换到增压的阶段,此时压力水平比较低,需要比较快和比较合适的增压使车轮迅速接近最大的地面制动力;当接近非稳区时,增压速率又需要变小,使车轮较长时间维持在稳定区和非稳定区间的临界区域,以获得较大的纵向力和横向力,同时等待下次减压的到来,保证增压不过多,减小轮速波动。同理,减压时也需要类似的处理。因此在控制算法中,缓增压/减压的设计是关键技术之一。逻辑门限值控制方法中,根据增、减压与保压的切换实现缓增压/减压,例如缓增压可以设置为增压与保压的比为1:8,表示增压1个周期,再保压8个周期,然后再增压1个周期,依此类推。

图4-23分为4个区间:

1) 未控制区:制动初始阶段,踩下制动踏板,轮缸制动压力随之上升,车轮产生一定的制动减速度,但车轮并未到达非稳区。

2) 减压区: 当制动压力上升到一定程度时, 车轮减速度迅速变小, 说明车轮有抱死倾向, 车轮进入非稳区, 此时需要降低制动力矩, 避免车轮进一步抱死。由于制动器制动力小于地面制动力, 车轮开始回复。

3) 保压区: 车轮回复到一定程度, 说明制动器制动力小于地面制动力的程度足以使车轮回到稳定区, 因此可以保持这一压力水平, 直到车轮充分回到稳定区。

4) 增压区: 由于车轮回复到稳定区, 轮减速度和滑移率都较小, 此时开始增压, 为了更多地停留在纵向制动力和侧向力都较大的稳定区域, 采用阶梯增压(缓增压)的方式, 直到再次进入减压区。

一、算法原理

缓增压/减压的速率需要根据实际情况实时调整, 输出累计器原理的缓增压/减压算法, 算法原理如图 4-24 所示。当稳控系统控制逻辑处于缓增压或缓减压阶段时, 控制不是直接增压、减压与保压, 而是先输出大小不一的数值, 再经过“输出累计器”后转化为对电磁阀的控制命令。输出数值的大小反映其期望增压或减压的速率的快慢程度, 输出为负数时表示减压, 输出为正数时表示增压, 输出的绝对值越大, 表示期望的压力变化速率越快。将控制逻辑的输出称为压力特征值。系统输出的增压、保压和减压的信号由输出累计器确定, 输出累计器设置正负两个输出门限, 分别称为增压门限和减压门限。输出累计器对压力特征值进行累计, 当累计值超过增压门限时, 输出增压信号; 当累计值超过减压门限时, 输出减压信号; 当累计值未超过任一个门限时, 输出保压信号。系统直接输出的压力特征值小于累计器的增压、减压门限, 压力特征值越小, 则累计的时间越长, 累计过程为保压输出, 意味着压力变化速率慢; 若输出的压力特征值连续等于或超过门限值, 则输出为连续的增压或减压。输出累计器的算法如图 4-25 所示。

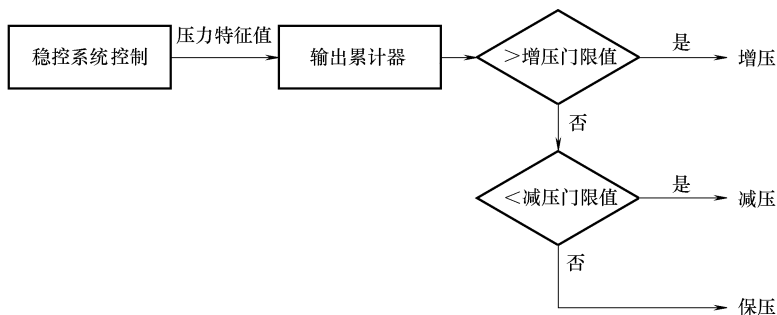


图 4-24 缓增压/减压的算法原理

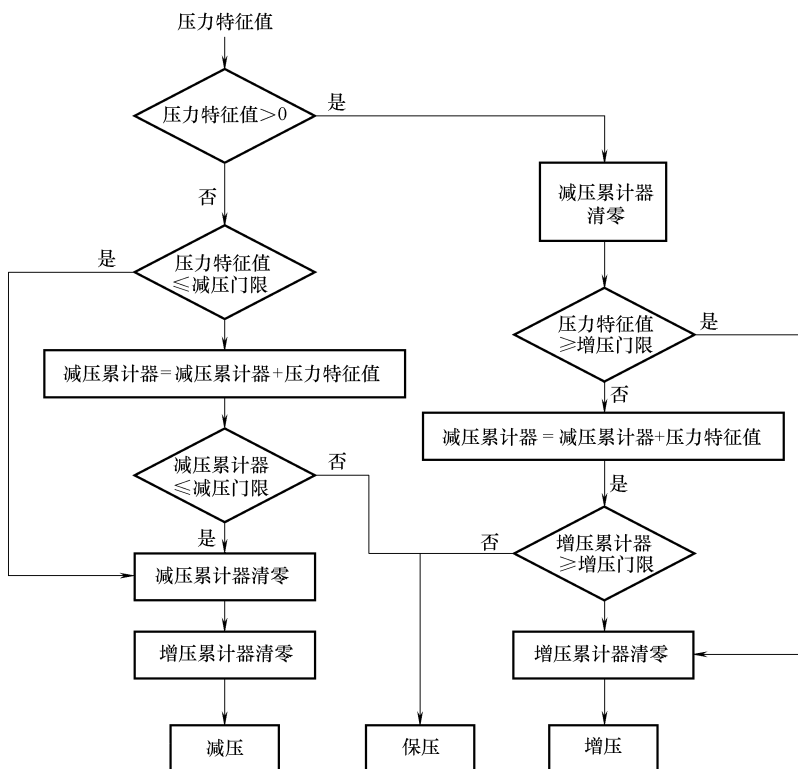


图 4-25 输出累计器算法流程

压力特征值和增减压门限设定可以实现不同速率的缓增压/减压，例如以缓增压为例，设定增压门限为 8，表示当增压累计器累计值超过 8 时，输出一个周期的增压；若每个周期的压力特征值为 1，那么需要连续 8 个周期才能超过门限 8，相当于增保比为 1:7 的缓增压；若将每个周期的压力特征值改为 2，那么相当于输出增保比为 1:3 的缓增压。

输出累计器的缓增压/减压算法的优点：方便增减压速率的调整，只需调整压力特征值即可，压力特征值绝对值大，表示增压或减压的速率快；通过调节压力特征值方便进行增减压速率的补偿；程序简单，缓增压/减压程序避免出现传统串行判断方式的逻辑冲突问题。

二、实时算法

实时算法考虑实际稳控系统可能遇到的各种复杂问题。缓增压/减压的实时算法如图 4-26 所示。稳控系统缓增压/减压的实时算法包括：①压力特征值计算：根据路面情况输出不同的压力特征值，例如缓增压时高附着路面压力特征值

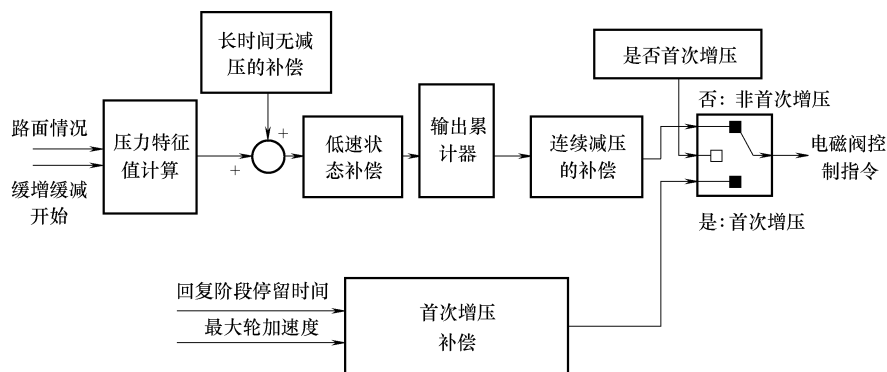


图 4-26 缓增压/减压的实时算法

大，缓增压的速率快；低附着路面则压力特征值小。②输出累计器算法：将压力特征值累计转化为实际的电磁阀控制命令，输出累计器的门限值设定需要与压力特征值设定联合匹配，二者之间相互关联、合理配合。③减压后的首次增压的算法：减压后的首次增压需特殊考虑，既要尽快增压补偿减压后的压力不足，又不能过分增压使车轮在稳定区域停留时间太短。④低速状态算法：稳控系统判断出车辆在低速状态，则进行低速状态补偿，保证控制效果。⑤长时间没有减压出现的补偿算法：若电磁阀状态的输出长时间处于保压或者增压状态，说明当前压力水平低，需要加快增压速度以迅速提高制动压力，以保证制动强度。⑥连续减压的补偿：为了安全，不允许出现长时间连续减压。

三、特征值算法

路面附着系数不同，稳定状态特征值不同，稳定控制循环的区间分界点也不同，因此需要根据路面情况的不同选择不同的控制规则。对于缓增压/减压来说，就是选择不同的压力变化率。车辆在不同附着路面进行稳控系统制动时，其平均压力是不同的，高附着路面上进行稳控系统制动时，其平均压力为 8MPa 左右，压力变化范围在 6 ~ 12MPa；在低附着路面上制动，平均压力水平在 2MPa 左右，压力波动范围在 1 ~ 3MPa。因此附着系数越高，制动时稳控系统控制的平均压力水平越高，其压力变化范围也越大；附着系数越低，制动时平均压力水平越低，其压力变化范围也越小。高附路面上，制动轮缸压力平均水平高，高附着路面相对需要付出更长增压时间。另外高附着路面上的压力变化范围大，其需要的增压速率要高于低附路面上的控制要求，因此在高附路面上增压速率要更快。高附着路面上，缓增压的速率要大，缓减压的速率要慢；低附着路面上，缓增压速率小，缓减压速率快。对应压力特征值来说，高附着路面上，缓增压时的压力特征值大，缓减压时压力特征值的绝对值小；低附着路面上，缓增压的压力特征值小，缓减压的压力特征值的绝对值大。压力特征值的具体数值需

要实车标定得到。

四、补偿算法

对稳定基本控制过程进行分析,地面制动力与制动器制动力的关系如图 4-27 所示。考虑稳定控制过程中的第 2~4 阶段,第 2 阶段减压到 A 点,制动器制动力小于地面制动力,车轮呈现正的加速度,车轮开始回复,滑移率左移;制动压力保持至 B 点,使车轮充分回到稳定区;从 B 点开始车轮进入缓增压阶段 4。缓增压阶段的设置影响稳控系统的制动效果。若缓增压速率过快,则很快到达减压点 C,车轮的增压

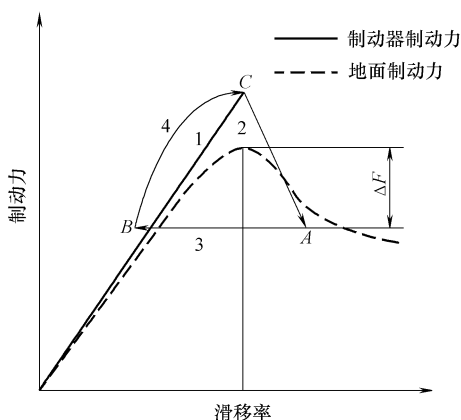


图 4-27 地面制动力与制动器制动力的关系

压循环过多,控制效果粗暴;若缓增压速率过慢,则停留在峰值附着系数对应的滑移率左侧的区域时间过长,导致地面制动力偏低,制动强度小。因此需要设置合适的缓增压阶段。考虑这样的理想情况:合理设置在增压点 B 的缓增压首个增压阶梯,使初始阶段增压速率尽量快,迅速补偿减压阶段造成的压力不足,令滑移率尽快接近峰值附着系数对应的滑移率,保证制动强度;然后缓增压速率变慢,使滑移率尽量维持在峰值附着系数对应的滑移率附近,保证制动效果。按照这样的思路对稳控系统缓增压的首个增压阶段进行补偿。由于这个补偿是仅针对首次增压阶段的,因此将此阶段单独考虑。仍然考虑稳定制动过程的基本原理,由于首次增压主要是为了补偿减压造成的压力水平低,对于图 4-27 中的 ΔF ,若 ΔF 越大,说明过度减压越多,首次增压补偿的步长也应越大。因此首次增压补偿主要由 ΔF 确定。而 ΔF 在稳控系统控制算法中虽然无法直接得到,但可以采用间接的方法。 ΔF 与车轮的回复过程有关, ΔF 越大,车轮回复过程中所能达到的最大加速度越大,同时 ΔF 越大,轮胎回复过程越快,即 AB 点间的时间越短。用车轮处于回复阶段的时间长短和回复中所能到达的最大轮加速度作为首次增压阶段补偿的确定条件,补偿算法如图 4-28 所示。

TPW1 通过一个二维规则表得到,规则表的输入为 TGm 和 Gm。该二维表通过实车匹配得到,以表格的形式固化在 ECU 的存储器中,算法使用时通过查询二维线性表获得对应的首次增压步长。

为了保证稳控系统的控制效果和可靠性,需要考虑几种情况的补偿:①低速时的补偿:轮速在低速的时候无法计算准确,这样使得稳控系统在低速时候的控

制效果变差。低速低附的补偿算法：当判断为低附着路面后，并且参考车速 $< 10\text{km/h}$ ，则当控制逻辑处于缓增压阶段时，减小增压，使增压速率变慢。②长时间没有减压的补偿：当稳控系统控制处于缓增压阶段过长时间，说明当前压力水平比较低。若继续采用普通的增压办法，可能会造成制动强度低，因此需要较快的增压速率。长时间没有减压出现的补偿算法：当缓增压持续超过设定的时间后，将压力特征值增大，补偿值随时间增加而增加，相当于逐步缩短缓增压中的保压阶梯，从而加快增压速率，保证强度。③出现连续长时间减压的补偿：若在高附着路面上出现了非正常的持续减压，为了保证制动强度，对持续减压进行限定。这种减压的限定必须是在高附着路面工况上进行，在高附着路面上时，平均压力水平高，稳控系统控制的缓增压速率快，在由低附着过渡到高附着时，如图 4-29 所示，由于处于缓增压阶段时间超过限定值，缓增压速率逐渐变快，压力水平迅速提高以适应高附着路面的压力水平要求。自适应实时算法可以根据各种车况调整增减压速率，能符合路况的压力调节要求。

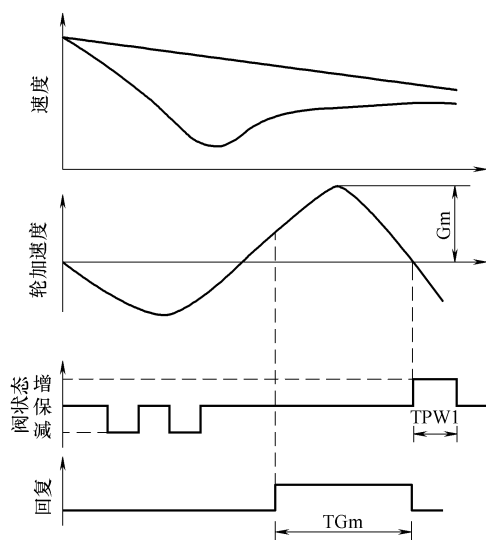


图 4-28 首次增压阶段补偿算法示意图

TGm—记录车轮处于回复阶段的时间

Gm—记录回复阶段所达到的最大轮加速度

TPW1—首次增压补偿的增压步长（增压时间）

五、转弯工况算法

车辆转弯制动时，产生的离心力与地面侧向力形成侧倾力偶矩使外侧车轮载荷增加，内侧车轮载荷减小，从而影响制动时的速度，这与直道制动有较大的差异。轮胎与路面的附着关系与轮胎侧偏角有关，最佳滑移率随着侧偏角的增大而

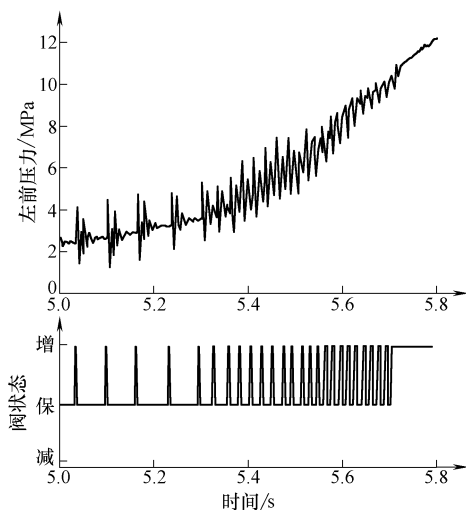


图 4-29 稳控系统压力控制示意图

增大, 因此稳控系统需要对转弯工况进行识别, 并对控制门限和控制目标进行修正。转弯工况算法逻辑框架如图 4-30 所示。

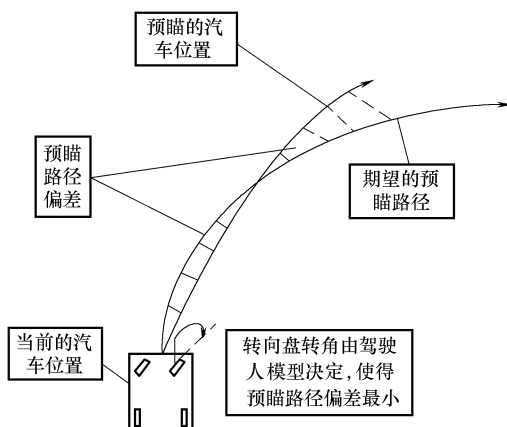


图 4-30 转弯工况算法逻辑框架

1. 滑移率算法

车辆转弯时, 对稳控系统的参考滑移率的计算会有影响。稳控系统控制算法中, 参考滑移率由参考车速按式 (4-9) 计算得到:

$$S_i^{\text{ref}} = 1 - \frac{\omega_i R_i}{V_{\text{ref}}} \quad (4-9)$$

式中 i —— $i=0、1、2、3$, 分别代表左前轮、右前轮、左后轮、右后轮;

V_{ref} —— 参考车速;

S_i^{ref} —— 参考滑移率;

ω_i —— 轮速;

R_i —— 轮半径。

车轮的参考滑移率均是通过一个参考车速计算得到的。而车辆转弯时的车轮纵向滑移率计算需要考虑转向角、轮距、横摆角速度等的影响。在仿真平台上进行转弯工况的仿真, 车辆以 45km/h 的初速进行左转弯制动, 其理论滑移率和参考滑移率的结果如图 4-31 所示。

直接使用参考车速计算得到的参考滑移率与理论滑移率有偏差, 内侧车轮参考滑移率偏大, 外侧车轮参考滑移率偏小。在稳控系统的控制算法中, 参考滑移率是重要的控制门限, 当参考滑移率偏大时, 则可能造成减压过多制动力不足的情况。

2. 转弯状态识别

稳控系统转弯补偿算法主要是对转弯时滑移率计算的补偿, 而对滑移率的计

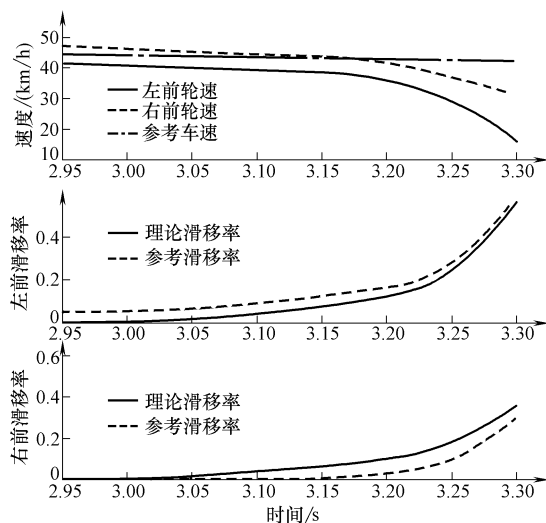


图 4-31 转弯制动滑移率仿真计算

算补偿是基于车辆转弯状态识别的。由于稳控系统中不含有转向盘转角传感器、横摆角速度传感器等硬件，无法直接通过传感器获得转弯状态，因此需要研究稳控系统转弯状态识别算法，通过可以测量的量（如轮速）来判断车辆是否处于转弯状态。图 4-32 所示为左转弯的轮速实车数据，根据数据可知，当车辆转弯时，内外侧车轮会有轮速差出现，图中为左转弯状态，右前轮轮速大于左前轮轮速，同时右后轮轮速大于左后轮轮速。因此可根据两前轮和两后轮的轮速差综合判断车辆的转弯状态。具体算法为：

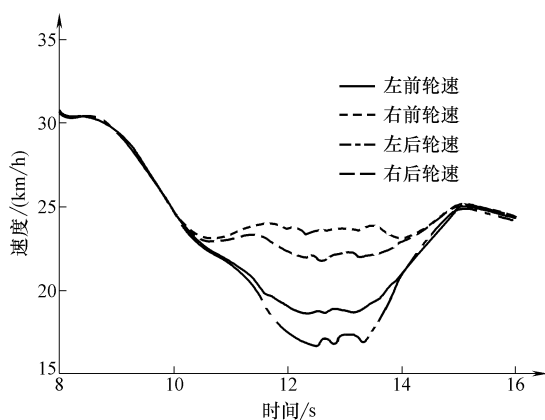


图 4-32 左转弯的轮速情况

1) 普通路面转弯识别。左前轮速大于右前轮速超过设定值, 并且左后轮速大于右后轮速超过设定值, 定义为右转弯趋势, 当右转弯趋势连续出现并超过设定时间, 则判定为右转弯; 右前轮速大于左前轮速超过设定值, 并且右后轮速大于左后轮速超过设定值, 定义为左转弯趋势, 当左转弯趋势连续出现并超过设定时间, 则判定为左转弯。

2) 不平路面转弯状态识别。为了识别不平路面上的转弯状态, 对轮速进行低通滤波; 低通滤波后的左前轮速大于右前轮速超过设定值, 并且左后轮速大于右后轮速超过设定值, 定义为右转弯趋势, 当右转弯趋势连续出现并超过设定时间, 则判定为右转弯; 低通滤波后的右前轮速大于左前轮速超过设定值, 并且右后轮速大于左后轮速超过设定值, 定义为左转弯趋势, 当左转弯趋势连续出现并超过设定时间, 则判定为左转弯。

转弯状态识别在未进入稳控系统控制前进行, 这是由于进入稳控系统控制后, 轮速差有可能是稳控系统控制的压力变化引起的, 不能作为转弯状态的依据。转弯状态识别算法分为普通路面转弯识别和不平路面转弯识别, 这是由于转弯状态的识别需要转弯趋势连续出现一段时间, 而在不平路面上时, 轮速波动大, 有可能打断转弯趋势的连续出现, 进而无法识别出转弯状态。设置较低的截止频率的低通滤波器, 可以滤去不平路面引起的轮速的中高频波动, 保证转弯状态的识别。当然滤波后的轮速有一定延迟, 但其仅用于转弯状态识别, 即使识别结果稍微延迟一些, 也能够满足稳控系统需要, 同时不影响其他控制量计算。以普通路面转弯识别与不平路面转弯识别中较早识别出的状态作为车辆的转弯状态。

3. 参考滑移率补偿算法

通过转弯状态识别, 对参考滑移率的计算进行补偿。因为参考滑移率为稳控系统的辅助门限, 而且以产业化为目的的控制算法研究中, 要充分考虑到制动的安全性, 所以参考滑移率的计算偏保守, 即允许参考滑移率略小于实际滑移率, 而绝对不能大于实际滑移率, 否则可能引起过度的减压而使制动强度不足。车辆转弯时, 外侧车轮参考滑移率计算偏小, 满足安全性要求, 不进行补偿; 内侧车轮参考滑移率偏大, 需要进行修正。当转弯状态为左转弯时, 左前轮和左后轮的参考滑移率分别乘以修正系数, 修正系数为小于 1 的正数, 由实车标定得到。当转弯状态为右转弯时, 右前轮和右后轮的参考滑移率分别乘以修正系数, 修正系数为小于 1 的正数, 通过实车标定得到。进行转弯“部分制动”实验, 部分制动与应急制动相对应, 应急制动为驾驶人“狠”踩制动踏板, 以紧急停车为目的, 而部分制动是以减速为目的, 驾驶人根据实际情况选择不同的制动力度, 一般小于应急制动的制动力度。为了对比, 在相同的制动工况下, 分别进行无转弯补偿算法和有转弯补偿算法的实验。实验工况为某山区下坡转弯路况, 路面有些颠簸, 驾驶人意图为进弯时减速。图 4-33a 所示为不含转弯补偿算法的部分制动

效果, 由于滑移率计算有误差, 误进入了稳控系统, 驾驶人感觉制动踏板变“硬”, 有冲击感, 由于此工况不是以紧急停车为目的, 稳控系统进入控制实际意义不大, 反而引起了踏板的不舒适感。将稳控系统控制程序改为含有转弯补偿算法的程序, 进行与上述相同工况的实验, 保证制动初速、转向盘转角和制动力度一致。为了保证制动力度一致, 实验中使用了踏板限位器, 实验结果如图 4-33b 所示。可见, 转弯补偿算法可以识别出转弯状态并对滑移率计算进行补偿, 防止误进入稳控系统, 在本工况下稳控系统并没有工作, 踏板正常, 与驾驶人意图相符。

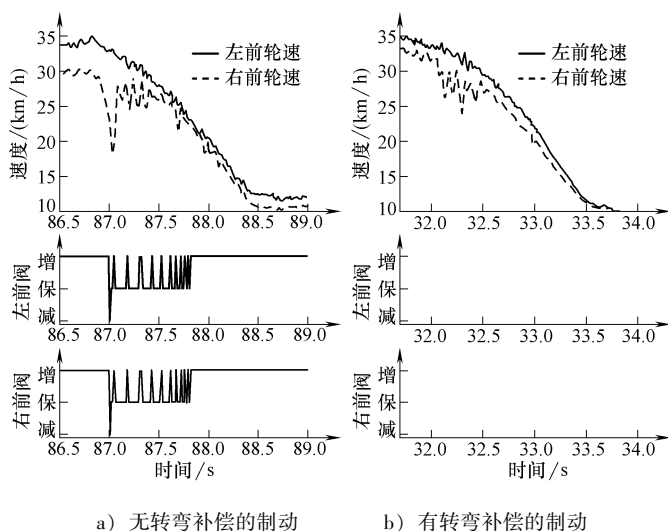


图 4-33 下坡转弯工况制动实车

实验结果如图 4-34 所示, 转弯补偿算法可以对转弯时的滑移率进行合理补

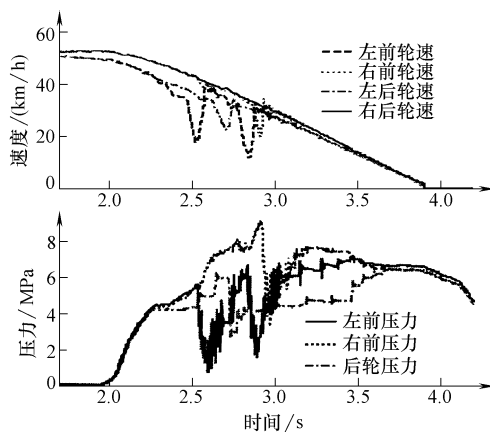


图 4-34 有转弯补偿转弯应急制动实车

偿,保证了转弯的制动效果,踏板冲击小,可以保证稳控系统在转弯制动工况的可靠性和控制效果。

4. 沟坎工况算法

装有稳控系统的车辆通过沟坎路况时,车轮受到较大冲击,轮加速度和滑移率计算值波动很大,容易短时间内达到稳控系统进入的门限,从而引起稳控系统误动作。稳控系统误动作不仅会引起驾驶人的不适感,而且稳控系统的非正常进入将会加大相关组件的磨损,影响其使用寿命。识别稳控系统过沟坎时的信号特征,防止稳控系统在不必要的情况下误动作,是完善稳控系统可靠性、提高稳控系统舒适性的研究重点之一。图 4-35 所示为车辆通过某减速带的情况。可见,当通过减速带时,车轮受到冲击,轮速信号有波动,其轮加速度在短时间内振荡,出现较大的正负峰值,轮加速度值突变。

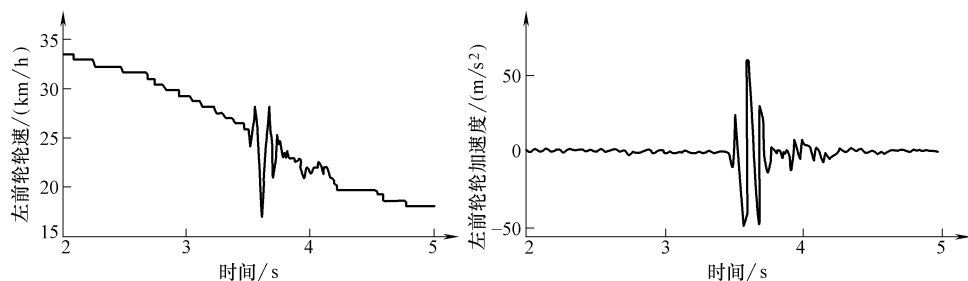


图 4-35 车辆通过减速带的信号特征

稳控系统的控制算法中,稳控系统进入控制的条件是轮减速度小于“进入”减速度门限、并且滑移率大于“进入”的滑移率门限,而过沟坎时,轮速度波动较大,轮减速度和滑移率有可能同时达到“进入”稳控系统控制的门限,引起稳控系统的动作;但是稳控系统的动作不一定与驾驶人意图相符。例如驾驶人过沟坎时缓踩制动时,稳控系统动作会使踏板感觉变坏,驾驶人主观感受不好。根据图 4-35 所示的车辆通过沟坎时的轮加速度信号的特征,若两周期前的轮加速度在 0 附近,两个计算周期的时间内轮加速度突变没到设定值,可以认为车轮通过沟坎工况,强制稳控系统不进入;若上个周期的轮加速度在 0 附近,一个计算周期的时间内轮加速度突变到设定值以下(如 $-2.0g$),可以认为车轮通过沟坎工况,强制稳控系统不进入;若两周期前的轮加速度是正值,上个周期的轮加速度为负值,且两个周期前的轮加速度值与本周期的轮加速度值的差大于设定值(如 $3.0g$),可以认为车轮通过沟坎工况,强制稳控系统不进入;若上个周期的轮加速度是正值,本周期的轮加速度为负值,上周期的轮加速度值与本周期的轮加速度值的差大于设定值(如 $2.0g$),可以认为车轮通过沟坎工况,强制稳控系统不进入;若判断为过沟坎工况,但轮减速度和参考滑移率到达稳控系统进入门

限持续的时间超过设定时间,则取消强制稳控系统不进入的限制,稳控系统开始正常控制。

第四节 变速器计算技术

考虑驾驶人踩离合踏板、踩加速踏板和换挡动作,通过对选换挡执行机构、离合器执行机构和发动机转矩的控制,实现车辆自动起步及换挡,降低了驾驶人的劳动强度,提高了舒适性。低附路面是常见的一种路面,冰雪路面、积水路面、泥泞路面等都比常规路面附着系数低很多。在低附路面上行驶,经常会出现轮胎打滑的现象。滑移率越高,地面附着力越小。这导致在冰雪路面上很难起步。同时,打滑后车辆的操纵稳定性也受到影响。对于后驱车,驱动轮打滑会导致甩尾现象,严重影响了车辆的行驶,甚至会导致事故。由于变速器的换挡控制中需要根据轮速来计算车速,而一旦轮胎打滑,轮速就无法反映真正的车速,低附路面上行驶经常会导致错误的换挡,给驾驶人带来很多麻烦,甚至会出现安全问题。本节通过建立低附路面下传动系统模型,分析了低附路面系统特征;提出了基于转矩和轮速加速度的路面附着系数识别方法;提出了通过对变速器的控制、离合器的控制和发动机的控制在低附路面避免打滑的控制策略,并通过道路试验进行了验证,建立两轮车辆的传动系统模型,如图 4-36 所示。

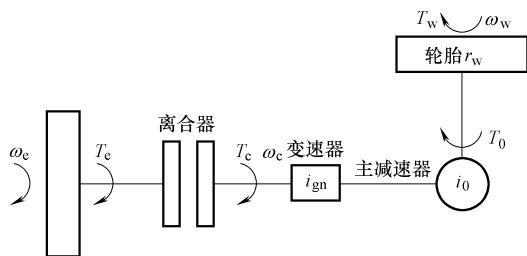


图 4-36 传动系统模型

ω_e —发动机转速 T_e —发动机转矩 T_c —离合器传递转矩

ω_c —离合器从动盘转速 i_{gn} —各档速比 i_0 —主减速比

T_0 —传动轴转矩 r_w —轮胎半径 T_w —车轮驱动转矩 ω_w —车轮转速

若轮胎与地面之间没有打滑,满足方程:

$$\begin{cases} \frac{\eta T_c i_{gn} i_0}{r_w} - F_w - F_f - F_i = \delta_n m \frac{dv}{dt} \\ \delta_n = 1 + \frac{\sum J_w}{mr_w^2} \end{cases} \quad (4-10)$$

$$\omega_c = i_{gn} i_0 \frac{1}{r_w} v \quad (4-11)$$

式中 ω_c ——离合器从动盘转速；

T_c ——离合器传递转矩；

i_{gn} ——各档速比；

i_0 ——主减速比；

r_w ——轮胎半径；

F_f ——滚动阻力；

F_i ——坡道阻力；

F_w ——空气阻力；

η ——变速器效率；

δ_n ——各档旋转质量系；

J_w ——车轮旋转惯量；

m ——整车质量；

v ——车速。

两种路面的附着系数与滑移率关系曲线如图 4-37 所示。当滑移率超过临界点时，滑移率越大，附着系数越小。

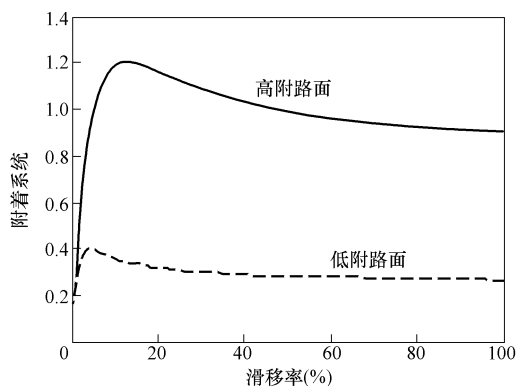


图 4-37 路面附着系数与滑移率关系

在低附路面上，为避免起步时打滑，应选择合适的起步档位；若出现打滑后，应有正确的应对机制，及时消除打滑以保证车辆的稳定性。同时不能出现错乱换挡。由图 4-38 和图 4-39 可知，在相同附着系数的路面上时，1 档起步明显比 2 档起步更容易使轮胎滑转。在低附路面上，1 档时，很小的加速踏板开度就会导致轮胎滑转。这主要是因为 2 档的速比小于 1 档，发动机转矩在轮胎上产生

的驱动力也较小。车辆用 1 档和 2 档在结冰路面上起步的效果如图 4-38 和图 4-39。

由图 4-38 和图 4-39 对比可知,同样是 20% 的加速踏板开度,1 档起步时轮胎发生了剧烈的滑转和循环换档,2 档起步时车速稳步上升,车辆稳定性明显好于 1 档。因此,在低附路面上应采用 2 档起步。由于采用的是仅有 5 个前进档的变速器进行试验,最高起步档位只能选到 2 档,若采用更多档位的变速器,如 12 档、16 档变速器,可采用 3 档、4 档、甚至 6 档起步。图 4-40 所示是变速器控制策略逻辑图。在检测到轮胎滑转时,通过对变速器、离合器、发动机的综合控制实现车辆的稳定。在轮胎滑转时,变速器换档采用的重要参数——轮速已经失真,此时计算出的档位并非正确档位,必须禁止换档;轮胎滑转时,为减小轮胎的滑转,需要降低轮胎上的驱动力,在变速器中采取快速断开离合器的方法以降低驱动力;离合器断开可能会导致发动机转速飞升,在此同时需要降低发动机转矩避免发动机转速过高。

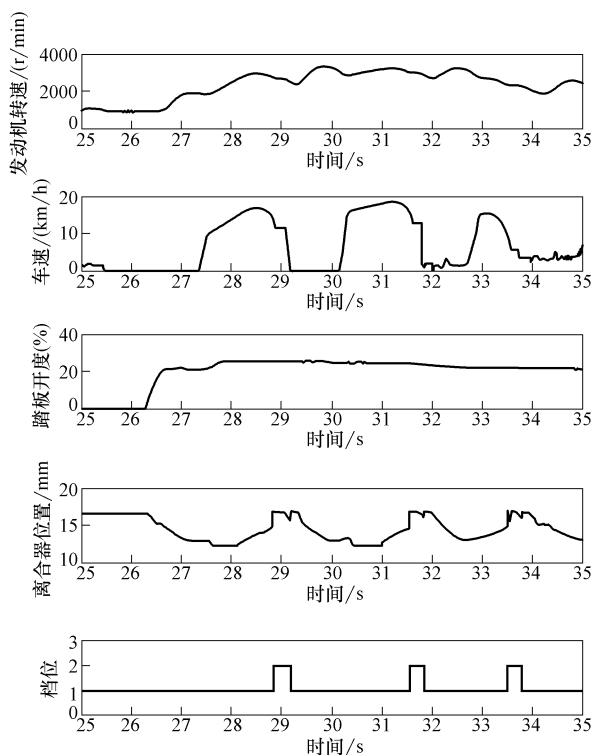


图 4-38 在低附路面下采用 1 档起步

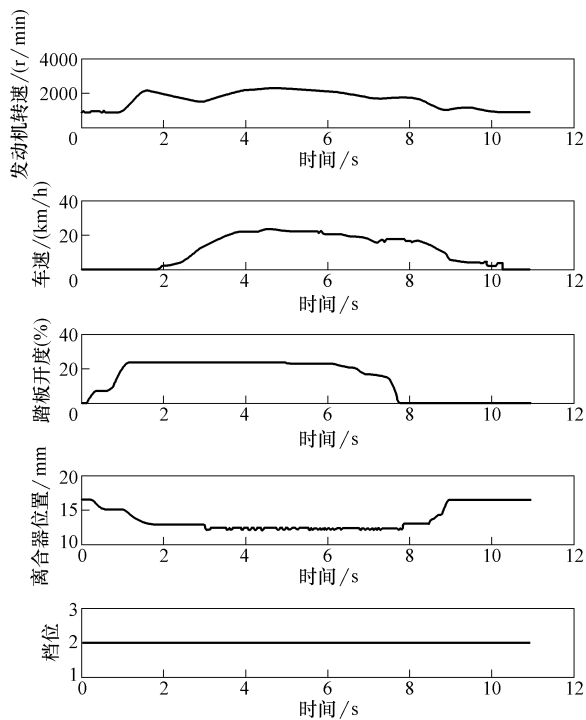


图 4-39 在低附路面下采用 2 档起步

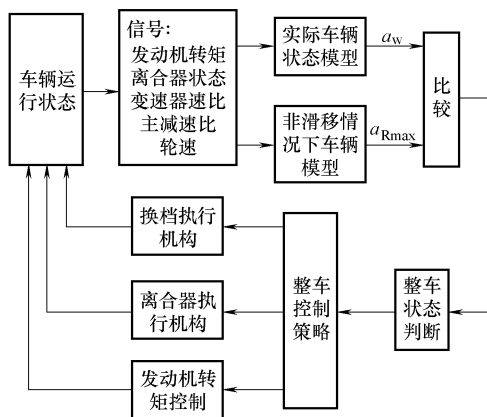


图 4-40 变速器控制策略逻辑图

下篇 车辆稳定控制基本技术

第五章 稳定控制硬件流程技术

第一节 硬件建模与匹配技术

稳控系统硬件是软件实现功能的基础，硬件系统的性能直接影响稳控系统的控制效果，并决定后续软件匹配工作的难易。合适的硬件系统能够降低软件匹配的难度，充分发挥控制软件的功能，使稳控系统综合性能通过匹配得到优化；而不合适的硬件系统会加大软件匹配的难度，限制软件能够实现的功能，降低稳控系统综合性能。稳控系统硬件系统主要包括四部分，即控制模块、执行机构模块、传感器模块和人机交互模块。控制模块即电控单元（ECU），执行机构模块则包括液控单元（HCU）和基础系统，传感器模块主要是轮速传感器及其配套齿圈，人机交互模块主要为组合信号输入。稳控系统硬件逻辑框架示意如图 5-1 所示。

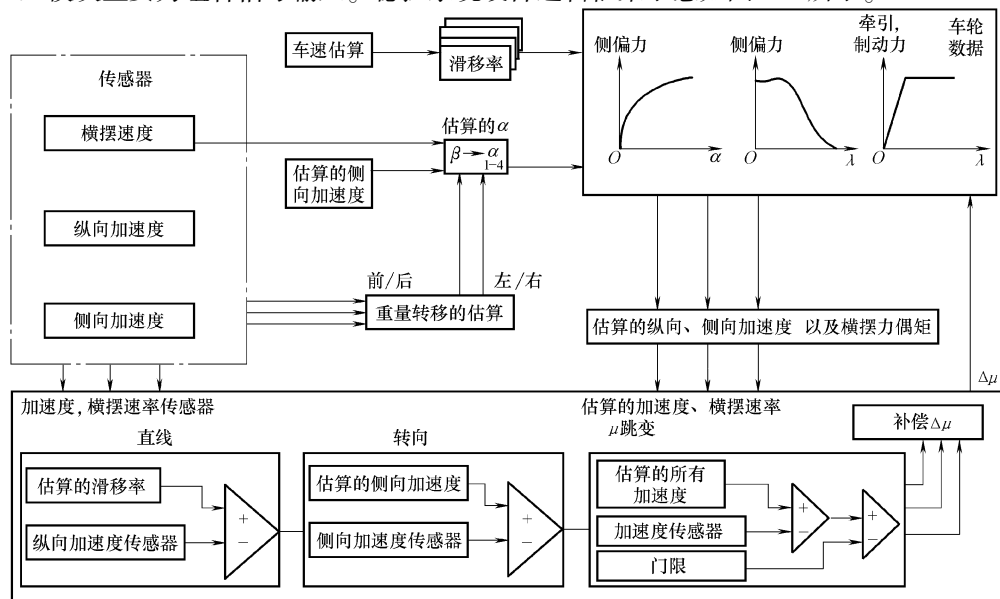


图 5-1 稳控系统硬件逻辑框架

为给软件匹配提供合适的硬件系统，稳控系统硬件匹配工作需要完成三方面的工作：硬件的选型、硬件的安装和初步调试、硬件的全方面测试。硬件选型是硬件匹配中的关键性工作。硬件选型的目的是从现有的稳控系统产品中，选择性能适合目标车型的系统硬件。选型的主要工作是确定选型的对象和选型的标准。通常情况下，准备匹配稳控系统的目标车辆已经具备基础制动系统、显示仪表和制动踏板及开关等部件，因此这部分不是稳控系统硬件选型的重点。稳控系统硬件选型主要涉及 ECU、HCU、轮速传感器与齿圈。液压稳控系统目前普遍采用一体式结构，ECU 与 HCU 两者通常都是配套整合在一起，系统集成度较高。由于 ECU 中的控制程序可以根据压力调节的控制对象进行修改，而 ECU 结构与车辆硬件系统关系密切，因此硬件选型侧重 HCU 的选型及轮速传感器系统选型。为适应不同车型的需求，HCU 通常采用模块化生产，其方式是在通用的 HCU 本体的基础上装配部件模块，因此 HCU 可以根据部件模块的结构参数形成系列化的产品。由于设计、制造的技术与成本等因素的限制，不可能对所有部件都进行参数系列化设计，因此，产品系列化选用的都是 HCU 中相对关键的部件。HCU 关键部件包括增压阀、减压阀、蓄能器、回流泵和阻尼器。HCU 系统示意如图 5-2 所示。

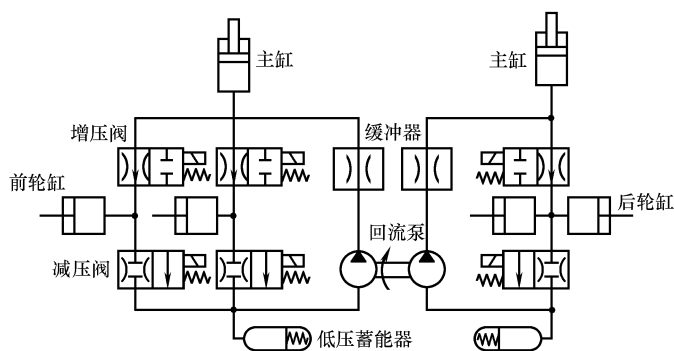


图 5-2 HCU 系统示意图

增、减压阀均为二位二通电磁阀，其中增压阀常开，减压阀常闭，每个液压控制通道包含一组增、减压阀。对于双管路制动系统，一般每个管路设置一个蓄能器和阻尼器，两个管路共用一个电动机驱动的柱塞式回流泵，回流泵对应每个管路有一个柱塞工作腔。在回流泵和制动主缸之间设置阻尼器的目的是降低回流泵工作产生的液压脉动和噪声。随着回流泵电动机控制技术的进步，通过电动机转速 PWM 调节可以实现回流流量的精细控制，从而有效限制液压冲击和噪声。ECU 控制增、减压阀的驱动电磁线圈的通断电状态，不同的状态组合就能实现液压通道的增压、保压和减压控制，控制状态与部件工作状态关系见表 5-1。减

压时，利用低压蓄能器的扩容作用储存制动轮缸流出的制动液，释放轮缸制动压力。为了保证蓄能器不会被制动液充满，稳控系统控制回流泵的电动机通电，电动机旋转驱动柱塞泵工作，将蓄能器中的制动液吸出，排到增压阀与制动主缸之间的制动管路。

表 5-1 稳控系统液压通道控制状态与关键部件工作状态关系

通道控制状态	增压阀	减压阀	蓄能器	回流电动机
常规制动	断电	断电	不工作	断电
稳控系统增压	断电	断电	不确定	通电
稳控系统保压	通电	断电	不确定	通电
稳控系统减压	通电	通电	工作	通电

控制策略与结构参数的关系是相辅相成的。一方面，结构参数是控制策略实现的基础；另一方面，控制策略又是结构参数在控制中局部优化的措施。作为基础，结构参数匹配得好，可以满足多种控制策略的要求，从而降低控制的难度；而控制策略则能弥补结构参数在控制中的不足，通过策略的修正来提高结构参数对多种工况的适应性。稳控系统控制策略的简繁程度与结构参数的关系很大，因此稳控系统匹配的一个重要原则是对基础的硬件影响因素要优先采用结构参数控制，从而减少软件控制策略的修正难度。HCU 选型的重点是对增压阀、减压阀、蓄能器以及回流泵进行参数匹配。由于基础制动性能对稳控系统压力控制有直接的影响，因此在稳控系统的 HCU 硬件选型过程中需要对制动系统进行深刻的理论分析。为减轻驾驶人的操纵强度，法规规定的踏板力往往比建立制动系统实际工作压力所需的力要小很多，因此还需要经过踏板机构的杠杆放大、真空助力器的助力放大才能输入到制动主缸。制动踏板采用杠杆原理，将作用在其上的踏板力放大并输出到真空助力器，踏板结构示意图如图 5-3 所示。

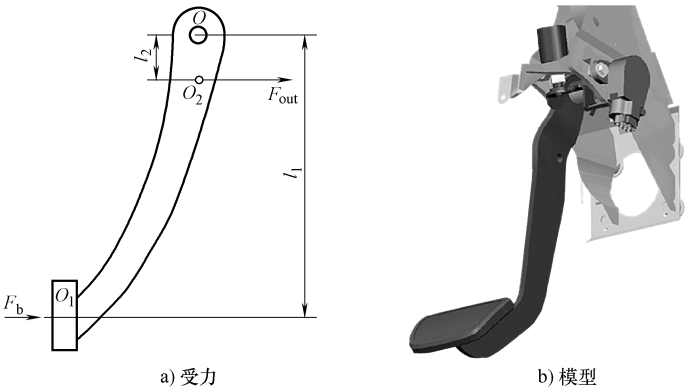


图 5-3 制动踏板机构示意图

在踏板有效行程范围内,一般可以忽略踏板安装的角度影响,认为制动踏板的力和位移符合式(5-1)的关系。

$$\frac{F_{\text{out}}}{F_{\text{b}}} = \frac{x_{\text{b}}}{x_{\text{out}}} = \frac{l_1}{l_2} = k_{\text{b}} \quad (5-1)$$

式中 F_{out} ——输出的真空助力器推杆力;

F_{b} ——制动踏板力;

x_{out} ——真空助力器推杆位移;

l_1 ——踏板作用力点 O_1 到踏板支点 O 的力臂长度;

l_2 ——真空助力器推杆作用点 O_2 到踏板支点 O 的力臂长度;

k_{b} ——踏板机构等效杠杆比。

真空助力器由踏板机构连接的推杆操纵,一般利用发动机进气歧管的真空效应对制动踏板进行助力,使推杆输出到制动主缸的作用力成倍增加。真空助力器受力与构造如图5-4所示。

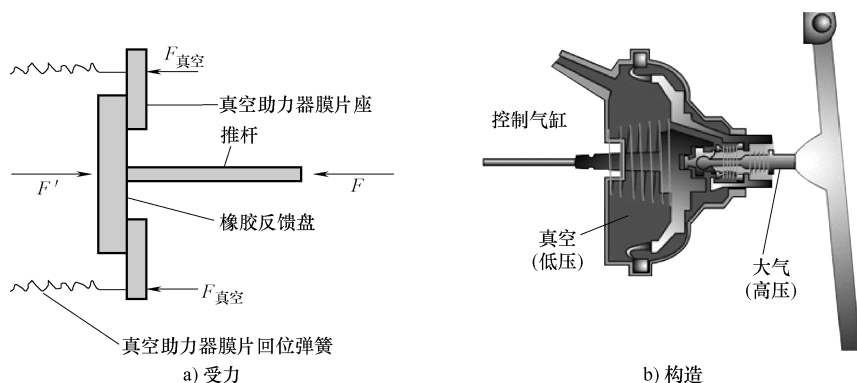


图 5-4 真空助力器示意图

真空助力时主缸推杆受力如式(5-2)所示。

$$F_{\text{p}} = K_{\text{va}} F_{\text{out}} \quad (5-2)$$

式中 F_{p} ——真空助力器输出到主缸推杆的力;

K_{va} ——真空助力器的助力比。

制动主缸受助推力 F_{p} 作用,在液压系统中产生制动力。由于车辆目前普遍采用双回路管路,主缸一般都采取前、后缸串联的双缸结构输出制动压力。总泵模型如图5-5所示。

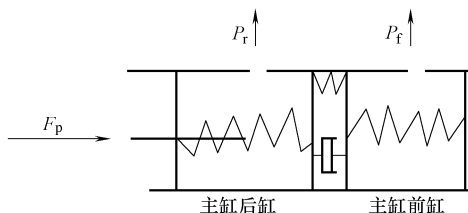


图 5-5 总泵模型

根据主缸的工作原理,在主缸没有故障的情况下,可以不考虑两缸活塞的硬性接触,对于后缸活塞,运动方程如式(5-3)所示。

$$m_r \ddot{x}_r = F_p - F_{sr} - P_r A_r \quad (5-3)$$

式中 m_r ——后缸活塞质量;

x_r ——后缸活塞位移;

F_{sr} ——后缸回位弹簧力;

P_r ——后缸主缸压力;

A_r ——后缸主缸工作截面积。

对于前缸活塞,运动方程如式(5-4)所示。

$$m_f \ddot{x}_f = p_r A_r + F_{sr} - p_f A_f - F_{sf}, \quad x_f \leq L_f \quad (5-4)$$

式中 m_f ——前缸活塞质量;

x_f ——前缸活塞位移;

F_{sf} ——前缸回位弹簧力;

p_f ——前缸主缸压力;

A_f ——前缸主缸工作截面积;

L_f ——前缸主缸最大工作位移。

由于前缸质量很小,弹簧力也较小,忽略回位弹簧力以及两缸的惯量,则可以得到两缸主缸的压力,如式(5-5)所示。

$$F_p = P_r A_r = P_f A_f \quad (5-5)$$

两缸的流量方程如式(5-6)所示。

$$q_r = A_r \dot{x}_r, \quad q_f = A_f \dot{x}_f \quad (5-6)$$

式中 q_r ——后缸主缸输出流量;

q_f ——前缸主缸输出流量。

对于两缸的压力,研究从主缸到 HCU 增压阀入口端的管路部分,由于流量经过增压阀流出到轮缸一部分,回流泵工作时回流一部分,考虑制动液体积弹性模量,则前、后缸主缸变化存在式(5-7)和式(5-8)的关系。

$$\dot{p}_r = \frac{K_y}{V_{ri}} (q_r - q_{ri} + q_{rbr}) \quad (5-7)$$

$$\dot{p}_f = \frac{K_y}{V_{fi}} (q_f - q_{fi} + q_{fbr}) \quad (5-8)$$

式中 $\dot{p}_r$ ——后缸主缸增压速率;

$\dot{p}_f$ ——前缸主缸增压速率;

q_{ri} ——后缸轮缸输入流量;

V_{ri} ——后缸主缸到 HCU 增压阀入口端的制动液容积;

q_{fi} ——前缸主缸流量;

V_{fi} ——前缸主缸到 HCU 增压阀入口端的制动液容积；

q_{rbr} ——回流泵回流到后缸主缸的流量；

q_{fbr} ——回流泵回流到前缸主缸的流量。

主缸对制动初期的增压过程影响比较大。在稳控系统制动过程中，由于主缸处的流量变化，制动踏板位移会给驾驶人反馈，因此主缸还会影响稳控系统的舒适性。根据式 (5-1)、式 (5-2)、式 (5-5) 和式 (5-6)，踏板力与主缸压力以及踏板位移与后缸位移的关系如式 (5-9) 和式 (5-10) 所示。

$$k_{va}k_bF_b = p_r A_r = p_f A_f \quad (5-9)$$

$$x_b = k_b x_r \quad (5-10)$$

制动液流出 HCU，到达由制动硬管、制动软管以及制动轮缸构成的主要工作腔，制动液在工作腔的压力 P 是制动系统作用的关键，假定工作腔各处的压力一致，以下将研究工作腔压力与其流量的关系。制动轮缸以盘式制动器为例，以制动盘中心面一侧作为系统 1/2 模型，取钳体工作面静态位置为原点 O ，活塞轴心运动方向为 x 轴，建立的模型如图 5-6 所示。

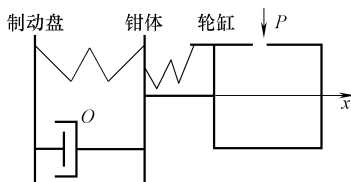


图 5-6 轮缸模型

由图 5-6 可以看出，在制动压力的作用下，制动钳体先克服回位弹簧的阻力来消除钳体与制动盘之间的间隙，间隙消除后再克服钳体和制动盘直接接触所产生的等效弹簧阻尼影响。

间隙消除前制动钳体的运动方程如式 (5-11) 所示。

$$m_q \ddot{x}_q = -pA_b + k_s x_q, \quad x_q \leq G_s \quad (5-11)$$

间隙消除后制动钳体的运动方程如式 (5-12) 所示。

$$m_q \ddot{x}_q = -pA_b + k_s x_q + c_{eq} \dot{x}_q + k_{eq} (x_q - G_s) \quad (5-12)$$

式中 m_q ——制动钳体质量；

x_q ——制动钳体相对制动盘中心面的位移；

p ——轮缸制动压力；

A_b ——分泵工作截面积；

k_s ——回位弹簧强度；

G_s ——制动钳体与制动盘的间隙；

c_{eq} ——等效阻尼；

k_{eq} ——制动钳体的等效弹簧刚度。

压力缓慢的情况下，忽略动态影响， $\ddot{x}_q = 0$ ， $\dot{x}_q = 0$ 。

根据式 (5-11)，消除间隙前的压力如式 (5-13) 所示。

$$pA_b = k_s x_q, \quad x_q \leq G_s \quad (5-13)$$

根据式 (5-12), 消除间隙后的压力如式 (5-14) 所示。

$$pA_b = k_s x_q + k_{eq} (x_q - G_s) = (k_s + k_{eq}) x_q - k_{eq} G_s \quad (5-14)$$

式 (5-13) 两边乘以轮缸工作截面积 A_b , 如式 (5-15) 所示。

$$pA_b^2 = k_s A_b x_q = k_s V_{q0}, \quad x_q \leq G_s \quad (5-15)$$

式中 $V_{q0} = x_q A_b$ ——轮缸消除间隙前分泵处的需液量。

根据式 (5-15) 可以得到消除间隙前的需液量, 如式 (5-16) 所示。

$$V_{q0} = \frac{pA_b^2}{k_s}, \quad x_q \leq G_s \quad (5-16)$$

式 (5-14) 两边乘以轮缸工作截面积 A_b , 如式 (5-17) 所示。

$$pA_b^2 + k_{eq} G_s A_b = (k_s + k_{eq}) x_q A_b = (k_s + k_{eq}) V_q \quad (5-17)$$

式中 $V_q = x_q A_b$ ——轮缸消除间隙后的需液量, 如式 (5-18) 所示。

$$V_q = \frac{Ab^2}{k_s + k_{eq}} p + \frac{k_{eq} G_s A_b}{k_s + k_{eq}} \quad (5-18)$$

另一方面, 制动液与制动管路在轮缸建压时会发生变形, 不考虑制动硬管以及轮缸的变形, 忽略动态过程中的管路沿程的压力损失, 重点考虑制动液和软管的等效体积弹性模量 K_z , 可以得到 HCU 增压阀出口到轮缸端的管路压力与管路需液量关系, 如式 (5-19) 所示。

$$p = \frac{K_z}{V_{g0}} V_g \quad (5-19)$$

式中 V_{g0} ——管路容积;

V_g ——制动管路变形需液量;

$K_z = \frac{K_g K_y}{K_g + K_y}$ ——制动液和软管的等效体积弹性模量;

$K_g = \frac{E_g \delta_g}{D_g}$ ——软管管路体积模量;

K_y ——制动液体积弹性模量;

E_g ——软管管路材料弹性模量;

δ_g ——软管管壁厚度;

D_g ——软管管路内径。

根据式 (5-19), 管路在建压过程中的变形需液量如式 (5-20) 所示。

$$V_g = \frac{V_{g0}}{K_z} p \quad (5-20)$$

轮缸增压时, 消除间隙前, HCU 增压阀出口到轮缸端的总需液量 V 如式 (5-21)。

$$V = V_{q0} + V_g = \left(\frac{A_b^2}{k_s} + \frac{V_{g0}}{K_z} \right) p, \quad x_q \leq G_s \quad (5-21)$$

轮缸增压时,消除间隙后,HCU 增压阀出口到轮缸端的总需液量 V 如式(5-22)所示。

$$V = V_q + V_g = \left(\frac{A_b^2}{k_s + k_{eq}} + \frac{V_{g0}}{K_z} \right) p + \frac{k_{eq} G_s A_b}{k_s + k_{eq}} \quad (5-22)$$

某一车型的制动系统主要参数见表 5-2。

表 5-2 某车型制动系统参数

参数	A_b	k_s	k_{eq}	K_y	K_g	V_{g0}	G_s	P_0
单位	mm ²	N/m	N/m	MPa	MPa	mL	mm	MPa
数值	804	8.0×10^5	2.3×10^7	1.7×10^3	300	19	0.1	0.15

根据表 5-2,可计算得到轮缸需液量 V 与压力 P 的理论关系如图 5-7 所示。

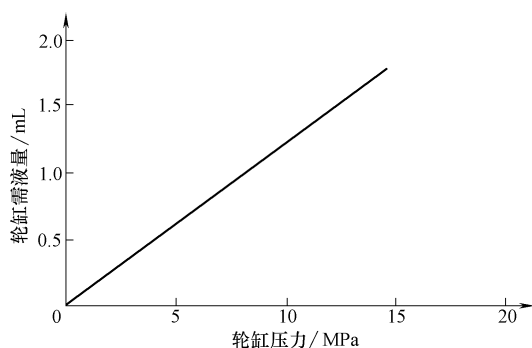


图 5-7 轮缸需液量与轮缸压力的理论关系曲线

从图 5-7 中可以看出,在制动钳与制动盘发生接触的前、后, $V-P$ 以不同的线性关系变化。在稳控系统的匹配过程中,由于车辆众多结构参数的准确获取有难度,并且获取参数的实验代价较大,采用理论计算比较困难。为了获取 $V-P$ 曲线,一般对实车制动系统进行综合测试,测量轮缸压力达到不同水平时的轮缸需液量。三种不同轮缸实测的需液量 V 与分泵压力 P 的关系曲线如图 5-8 所示。由图 5-8 可以看出,三种轮缸的 $V-P$ 实测曲线与图 5-7 的 $V-P$ 理论曲线是相似的,均存在一定的线性关系。图 5-8 中,在 $2\text{MPa} \leq P \leq 12\text{MPa}$ 区间时, $V-P$ 曲线呈现出较好的线性关系,而在低压区间 $P \leq 2\text{MPa}$ 和高压区间 $P \geq 14\text{MPa}$, $V-P$ 曲线的斜率有变化,呈现出一定的非线性,这与制动系统元件受力后的非线性变形有关。对比三个车型曲线还可以发现,不同车型的 $V-P$ 曲线线性区间的斜率差异较大。在轮缸压力变化相同的情况下,斜率大的需液量变化也较大。稳控系统工作过程中,考虑消除间隙后的 $V-P$ 曲线,式(5-22)两边对时间 t 求导,可以得到流量与压力变化率的关系,如式(5-23)所示。

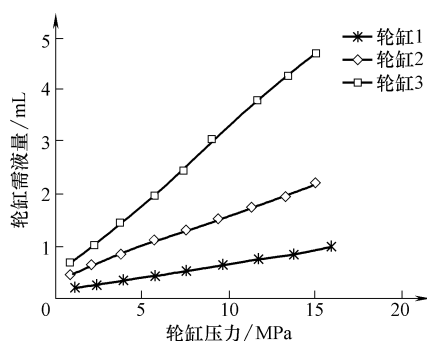


图 5-8 实车轮缸需液量与轮缸压力的关系曲线

$$Q = \frac{dV}{dt} = k_{vp} \frac{dp}{dt} = k_{vp} \dot{p} \quad (5-23)$$

式中 Q ——制动液体积流量；

$\dot{p}$ ——轮缸压力变化速率；

$k_{vp} = \frac{A_b^2}{k_s + k_{eq}} + \frac{V_{g0}}{K_z}$ ——流量与压力变化速率的线性斜率。

为研究元件固有特性，定义液压元件的液压灵敏度 S_p 如式 (5-24) 所示。

$$S_p = \frac{\dot{p}}{Q} \quad (5-24)$$

式中 S_p 代表液压元件的液压变化率与流量的关系，单位是 MPa/mL。液压元件的 S_p 大，则较小的流量也能在元件中产生较大的液压变化，而 S_p 小则较大的流量产生的液压变化也较小。根据式 (5-23) 和式 (5-24)，制动轮缸的液压灵敏度 S_{pc} 如式 (5-25) 所示。

$$S_{pc} = \frac{1}{k_{vp}} = \frac{1}{\frac{A_b^2}{k_s + k_{eq}} + \frac{V_{g0}}{K_z}} \quad (5-25)$$

可以看出轮缸的液压灵敏度主要由制动系统的结构参数所决定，考虑制动系统的非线性变形，实车制动轮缸的液压灵敏度可根据轮缸压力与需液量实测曲线的拟合结果来计算，以图 5-8 中三种轮缸为例，实测与拟合的曲线如图 5-9 所示。

三种轮缸的液压灵敏度 S_{pc} ，即各自拟合的曲线的斜率，拟合结果分别为 17.6、6.6 和 5.0 MPa/mL。对轮缸的液压灵敏度更详细的讨论将在分析制动系统参数对稳控系统软件参数稳定性标定的影响时进行。

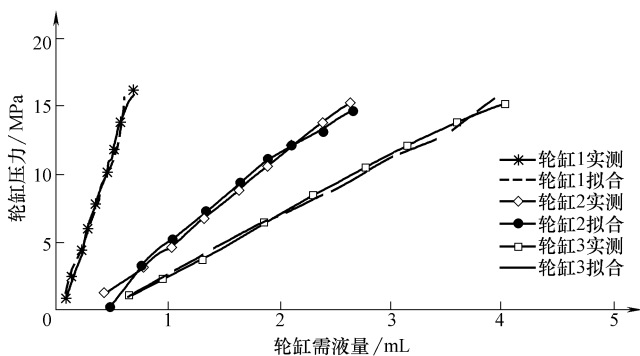


图 5-9 轮缸压力与需液量的实测与拟合关系曲线

第二节 选型分析技术

稳控系统增压时,制动液流出主缸出口,流经制动硬管进入 HCU,流过增压阀的节流孔和阀口,再流出 HCU。稳控系统减压时,制动液流出制动轮缸,流过减压阀节流孔和阀口,流经低压蓄能器,经回流泵返回到主缸与 HCU 增压阀间的管路。增压阀和减压阀采用的节流孔与阀口实际会产生串联的节流效果。制动液在制动系统中的流动状态是变化的,根据制动液雷诺数 Re 和紊流变层流的临界雷诺数 Re_c 来判定:

$$Re = \frac{vd}{\mu} \quad (5-26)$$

式中 d ——管道内径;
 v ——管内平均流速;
 μ ——运动粘度。

当 Re 大于临界雷诺数 Re_c 时,流动状态为紊流;当 Re 小于 Re_c 时,流动状态为层流。制动液在制动管路中的流动状态主要是层流,但在节流孔处的流动状态随工况不同而变化,其压力流动特性也不同。当制动液在节流孔处的流动为紊流时,节流孔的流量压力如式 (5-27) 所示。

$$q = C_q A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (5-27)$$

式中 q ——制动液流量;
 C_q ——流量系数;
 ρ ——制动液密度;
 Δp ——节流孔两端压力差;

A ——节流孔截面积。

当制动液在截流孔处的流动为层流时，节流孔的流量压力如式 (5-28) 所示。

$$q = \frac{2C_q^2 A D_h \Delta p}{\nu \rho \text{Re}_c}, \quad D_h = \frac{4A}{\chi} \quad (5-28)$$

式中 Re_c ——紊流变层流的临界雷诺数；

D_h ——管道水力直径；

A ——管道流液有效截面积；

ν ——制动液运动粘度；

χ ——管道湿周长度（液体与固体避免相接触的周界长度）。

根据流量的连续性，依据式 (5-27) 和式 (5-28) 可以得到流体处于雷诺数时的节流孔两端的临界压力差，如式 (5-29) 所示。

$$\Delta P_c = \frac{\rho}{2} \left(\frac{\nu \text{Re}_c}{C_q D_h} \right)^2 \quad (5-29)$$

式中 ΔP_c ——流体雷诺数为 Re_c 时的节流孔两端的压力差。

对于圆形截面的节流孔，截面积 A 、湿周长度 χ 、水力直径 D_h 如式 (5-30) 所示。

$$A = \frac{1}{4} \pi d^2, \quad \chi = \pi d, \quad D_h = \frac{4A}{\chi} = d \quad (5-30)$$

式中 d ——节流孔截面直径。

因此，当 ΔP 小于 ΔP_c 时，系统处于层流状态，流量 q 与 ΔP 和 d^3 成正比，如式 (5-31) 所示。

$$q = \frac{\pi C_q^2 d^3 \Delta P}{2 \nu \rho \text{Re}_c} \quad (5-31)$$

当 ΔP 大于 ΔP_c 时，系统处于紊流状态，流量 q 与 $\sqrt{\Delta P}$ 和 d^2 成正比，如式 (5-32) 所示。

$$q = \frac{\pi}{4} C_q d^2 \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}} \quad (5-32)$$

流体的流量系数 C_q 会随 Re 和孔口情况变化，但在实际应用中可以近似认为其保持定值。因此，通过改变孔径 d 就可以改变节流孔的压力流量特性。由于增、减压阀都采用节流孔加阀口的串联合流，为方便分析，将其等效为单阀口节流进行研究。等效时保持前端入口压力 p_0 与阀口压力 p_2 一致，等效阀口示意如图 5-10 所示。

假定节流孔的流量系数都是 C_q ，且制动液流过节流孔前都处于稳定的流动状态，当制动液在节流孔处于紊流状态时，根据式 (5-27)，可以得到流量关系

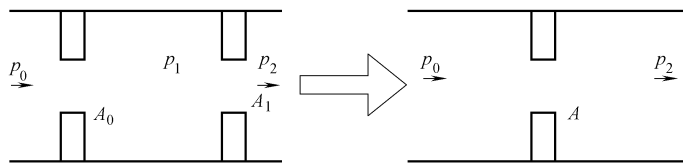


图 5-10 节流孔加阀口串联合流的等效单孔节流

如式 (5-33) 所示。

$$q = C_q A_0 \sqrt{\frac{2(p_0 - p_1)}{\rho}} = C_q A_1 \sqrt{\frac{2(p_0 - p_2)}{\rho}} = C_q A \sqrt{\frac{2(p_0 - p_2)}{\rho}} \quad (5-33)$$

式中 q ——制动液流过阀的流量；

A_0 ——阀节流孔的截面积；

A_1 ——阀口的截面积；

A ——等效阀口的截面积。

结合式 (5-30) 和式 (5-33)，可得等效节流孔径为

$$d = \frac{d_0 d_1}{\sqrt{d_0^4 + d_1^4}} \quad (5-34)$$

式中 d ——等效阀口的孔径；

d_0 ——阀节流孔的孔径；

d_1 ——阀口的孔径。

当制动液在节流孔处于层流状态时，根据式 (5-31)，可以得到流量关系为

$$q = \frac{\pi C_q^2 d_0^3 (p_0 - p_1)}{2\nu \text{Re}_{c0}} = \frac{\pi C_q^2 d_1^3 (p_1 - p_2)}{2\nu \text{Re}_{c1}} = \frac{\pi C_q^2 d^3 (p_0 - p_2)}{2\nu \text{Re}_c} \quad (5-35)$$

式中 Re_c ——等效阀口的临界雷诺数；

Re_{c0} ——阀节流孔的临界雷诺数；

Re_{c1} ——阀口的临界雷诺数。

考虑节流孔、阀口与等效阀口的结构类似，参数相差不大，可以假定其临界雷诺数一样，则可以得到等效阀口孔径为

$$d = \frac{d_0 d_1}{\sqrt[3]{d_0^3 + d_1^3}} \quad (5-36)$$

在增、减压阀结构中，由于节流孔处于阀口前端，两者距离较短，设计时节流孔孔径一般又小于阀口孔径，制动液流经节流孔后往往还未恢复稳定，流经阀口时依然会处于节流孔的节流作用下，减小了阀口的二次节流作用，由此产生的影响是实际的等效阀口孔径会比式 (5-34) 和式 (5-36) 计算值偏大，当要求提高模型精度时，可以通过实验获取实测数据进行修正。对于增、减压阀的节流特性，需要根据制动系统的参数，综合稳控系统的控制要求选型。制动系统参数

主要是轮缸的液压灵敏度，稳控系统控制要求则要考虑系统的增、减压工况的特点。常规制动增、减压时，增、减压阀控制线圈均为断电状态，增压阀全开，减压阀全关。轮缸增压特性的影响主要来于增压阀的阀口的结构；减压时制动液大部分会通过增压阀并联的反向单向阀回流，因此减压时不用考虑增、减压阀结构的影响。稳控系统控制的增压、减压过程与常规制动差异很大，稳控系统增压阀驱动线圈主要工作在通电状态，增压阀关闭使系统处于保压。增压时通过增压阀线圈间断性的断电使阀口间断性打开实现压力的缓慢增加；减压时减压阀线圈间断性的通电打开减压阀，制动液从制动轮缸经减压阀阀口流到低压蓄能器。因此，除了阀口的影响外，稳控系统对增、减压阀的控制参数对系统的影响也较大。稳控系统增、减压阀的开关控制参数是控制策略的一部分，其作用效果与阀的动态响应特性有关系。阀的动态响应特性主要由阀结构与其驱动电路的物理参数决定，包括产生电磁力的电路电气参数、线圈参数、阀芯运动件的质量以及回位弹簧的参数等，一般通过定义阀的动态响应时间参数来综合反映阀的动态特性。增、减压阀的动态响应时间 τ_i 和 τ_d 代表开关状态完全切换所用的时间，二者都分为通电响应时间 τ_{on} 和断电响应时间 τ_{off} ，具体见表 5-3。

表 5-3 阀的动态响应时间

阀通	电状态变化	通电响应时间/ms	断电状态变化	断电响应时间/ms
增压阀	开→关	τ_{ion}	关→开	τ_{ioff}
减压阀	关→开	τ_{don}	开→关	τ_{doff}

稳控系统高速开关控制阀普遍采用 PWM 驱动方式，即在固定的载波周期 T 下，调节阀通电的占空比，实现阀的开启大小与开启时间的控制。稳控系统控制变量包括载波周期 T 和时间分辨率 τ ，时间分辨率 τ 一般是控制中进行周期定时计数的最小时间单元， T 与 τ 关系为

$$T = N\tau \tag{5-37}$$

式中 N 为正整数。载波周期所含最小时间单元的个数，稳控系统控制中，一般以一个载波周期 T 中的流量作为控制的基本流量单位，并组合连续多个载波周期流量来实现不同的总流量调节。

第三节 开关流量技术

在稳控系统技术发展过程中，压力调节方式的变革起着重要的意义。在早期的稳控系统控制中，采用模拟阀调节压力，由于模拟阀的流量可以连续调节，因此稳控系统压力调节是连续的。但由于模拟阀的成本较高，限制了稳控制系统的推广应用。直到稳控系统采用开关阀替代模拟阀，系统成本才得到较好的控制，并

实现大规模应用。但利用开关阀进行稳控系统控制面临的主要问题就是开关控制中的流量非连续性,由此导致液压系统中存在压力突变,因而稳控系统工作时会产生相对较大的噪声和振动,影响车辆驾驶舒适性。为改进车辆舒适性,一方面是通过稳控系统参数匹配来降低系统产生的压力突变,一方面是研究新的控制方式和结构。近年来,随着电控与液压技术的进步,开关阀的控制也在不断改进。稳控系统开关阀基本都是采用电磁线圈驱动阀芯运动,利用阀芯对阀口进行开关,阀芯受力为

$$F = -F_m + F_p + F_s \quad (5-38)$$

式中 F_m ——电磁力;
 F_p ——液压力;
 F_s ——弹簧力。

以增压阀作为研究对象,其所受电磁力 F_m 始终与弹簧力 F_s 反向,在主缸压力高于轮缸压力时,液压力 F_p 与弹簧力 F_s 同向。当 $F_m > F_p + F_s$ 时,阀芯在电磁力作用下会向关闭阀口的方向移动,而在 $F_m < F_p + F_s$ 时阀芯向打开阀口的方向移动。增压阀通电时的线圈工作电流较大,除了通电初期的动态响应过程外,电磁力都会远大于其他作用力,使增压阀彻底关闭。在稳控系统中,增压阀的缓增压一般都是从线圈通电阶段转入到线圈断电阶段。线圈断电时,线圈中电流逐渐减小,电磁力 F_m 变小,当 $F_m < F_p + F_s$ 时,阀芯在液压力和弹簧力的合力作用下移动打开阀口,使制动液流入轮缸。开关阀在断电过程中电磁力衰减很快,阀口在很短的时间里就会全开,此时阀口流量特性就是全开的特性。稳控系统控制参数中,增压速率是比较关键的参数,这在 HCU 硬件选型时也进行过相应的研究。由于阀口全开的增压速率很快,为限制增压速率,增压阀采取 PWM 开关控制方式,利用脉冲增压和保压周期过程来调节增压的速率。一般的 PWM 载频在 200Hz 以内,一方面是控制软件算法决定的,一方面也是受到阀的特性影响。增压阀口一次脉冲增压过程中,增压时间为 τ_1 ,流过的制动液由两个阶段的流量构成:一是阀动态响应阶段,定义阀口动态响应时间为 τ_0 ,即阀从关闭到全开所需的时间,在 $t < \tau_0$ 时,阀口越开越大,流量逐渐加大;二是阀口全开阶段, $\tau_0 \leq t \leq \tau_1$ 时,动态响应完成,阀口完全打开,流量基本保持稳定。综合两部分流量,制动液在一次脉冲增压中流过的体积如式(5-39)所示。

$$V_\tau = \xi \tau_1 C_d A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (5-39)$$

式中 V_τ ——制动液体积;
 $\xi \tau_1$ ——阀口等效全开的时间, $\xi < 1$;
 C_d ——流量系数;
 ρ ——制动液密度;

Δp ——阀口两端压力差；

A ——阀口截面积。

通过调节保压周期 τ_2 的时间长短，得到等效流量如式 (5-40) 所示。

$$q = \frac{\xi \tau_1 C_d A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}{\tau_1 + \tau_2} \quad (5-40)$$

在 PWM 开关控制中，时间 τ_1 和 τ_2 是稳控系统重点控制的参数，PWM 载频 $f = 1/(\tau_1 + \tau_2)$ ，载频通常低于阀的动态响应频率 $1/\tau_0$ 。通过调节 τ_1 和 τ_2 ，就能得到不同的增压速率，从而满足不同工况下的要求。在脉冲增压方式下，制动液的流量是非连续变化的，尤其是开关的切换过程中液体流速会发生较大变化，在管路中产生的冲击压力如式 (5-41) 所示。

$$\Delta p = \rho c \Delta v \quad (5-41)$$

式中 Δp ——冲击压力；

Δv ——流速变化；

c ——液压波的传播速度。

式 (5-41) 中的液压波传播速度 $c = \sqrt{K_z/\rho}$ ， K_z 为系统等效体积弹性模量。

对于开关控制而言，每次开关切换，都会导致一次流速的突增和突减，而且在阀口全开的情况下，阀口附近的制动液流速高达每秒数十米，因此开关时的速度突变就达到同样的数值，由此导致的压力冲击较大。为减少开关控制导致的冲击，考虑降低开关时阀口的最高流速。

流经阀口的制动液流速如式 (5-42) 所示：

$$v = \frac{1}{\sqrt{\zeta}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (5-42)$$

式中 v ——制动液流速；

ζ ——局部阻力损失系数。

对于全开的阀口， Δp 是主缸与轮缸的压差，由工况决定，而 ζ 由阀口结构决定。由式 (5-42) 可知，增大 ζ 可以降低流速， ζ 增大一般需要进一步减小节流孔，但在硬件匹配时对节流孔的选型需要照顾到常规制动增压速率，因此不可再减小。由于全开阀口的 ζ 不能改变，流速实际上无法限制。但是如果阀口开度可控，那么不同阀口开度下，节流的局部阻力损失系数相差很大，也就是 ζ 将能够得到很好的控制，从而可以有效限制流速。因此，研究使阀口工作在部分开度将是改进液压冲击的途径。当阀的增压时间 $\tau_1 < \tau_0$ ，则阀将工作在部分开度下，阀等效全开时间 $\xi \tau_1 < \tau_0$ ，导致 V_r 过小。为保证流量 q 满足控制要求，需要缩短保压周期 τ_2 。随着 τ_1 和 τ_2 的减小， f 会显著上升，远高于阀的动态响应频率，

PWM 工作过程发生改变,从以原先的全关和全开为主要工作状态的情况,过渡到以全关和部分开度为主的工作状态,并最终可以实现完全部分开度的工作状态。阀的流量控制就由最初的脉冲流量变化,过渡到缓变的流量变化,并最终实现流量的连续变化。开关阀的连续流量控制由于需要很高的载频,需要硬件能够提供较高频的 PWM 信号。传统的 IO 端口驱动阀的方式下, PWM 载频比较低,因此,需要在稳控系统控制算法中利用定时器产生更高的载频。通过输出高频的 PWM 信号,调节 PWM 的占空比,可以得到阀口不同的部分开度, ζ 值也就不同,由此产生的流量特性和系统增压速率就不同。

利用开关阀实现连续流量控制时,结合原有的开关控制算法,根据稳控系统不同工况的增压速率要求,调整连续流量的 PWM 占空比就能实现稳控系统主要的压力控制。在连续流量控制下,减少了增压过程中高压端的压力振荡,可以有效降低稳控系统工作时的噪声。而且,由于增压流量的连续性,在主缸端的流量变化也是连续的,从而制动踏板由脉冲式的振动转变为连续的波浪形起伏,踏板感会更加柔和。

第四节 转向识别技术

转向与制动联合工况下的车辆安全性是稳控系统控制的研究重点^[104]。转向影响参考车速、车轮滑移率等稳控系统控制参数的计算,而转向时车辆载荷转移也使轮胎受力与直线制动有很大差异。在转向制动的仿真研究中,转向参数一般是给定的转向盘转角和车辆起始车速,在稳控系统特殊工况控制研究中有对制动前转向方向的识别。要改进稳控系统在转向制动工况下的性能,需要精确识别车辆的转向状态,以此来调整稳控系统参数计算和控制策略。

为描述车辆转向时的主要运行状态,需定义车辆转向参数 P 。 P 要求能确定转向工况、便于获取并用于稳控系统控制参数计算。确定 P 由 3 个参量构成,如式 (5-43) 所示。

$$P = \{V, T_s, \delta\} \quad (5-43)$$

式中 V ——车速;
 T_s ——转向方向;
 δ ——前轮转角。

车速 V 为整车质心相对地面的速度。 V 通常利用稳控系统轮速进行间接识别。直线制动时车速根据四轮轮速通过一定计算策略来获得,转向制动时,需要调整参考车速计算策略以便更接近实际车速。转向方向 T_s 区分车辆左转还是右转,稳控系统根据 T_s 对两侧车轮的控制参数进行不同的调整。 T_s 取值 1、-1、0,分别对应左转向、右转向和非转向。前轮转角 δ 反映车辆转向的剧烈程度。

相同车速下, δ 越大, 车辆转向越急, 载荷转移和轮胎的侧向受力越显著。转向制动过程中一般视 δ 为定值。目前车辆转向状态参数主要用于车辆稳定性控制系统^[105]。VSC 通过传感器直接测量转向盘转角、横摆角速度与侧向加速度, 分析车辆运动状态, 实现对车辆横摆角速度与质心侧偏角的控制。通过转向盘转角传感器测得转向操纵的转角方向 T_s 和转角 θ , 根据 θ 可以计算车轮转角 $\delta = \theta/i_w$, i_w 为转向系统的角转动比。

直接测量的转角参数准确性高, 而且抗干扰性能好, 但需要根据转向盘传感器数据获取方式改造稳控系统。随着车辆 CAN 平台的普及, 稳控系统和转向盘传感器可以都设计成 CAN 网络的节点, 利用 CAN 总线实现数据交互, 稳控系统采集轮速信号, 需要车辆模型的运动学关系, 根据四轮轮速的差异进行转角的间接识别。以图 5-11 所示的四轮车辆模型为研究对象, 假设车辆转向时只有前轮有转角, 在车辆坐标系中进行转向过程的运动学分析。

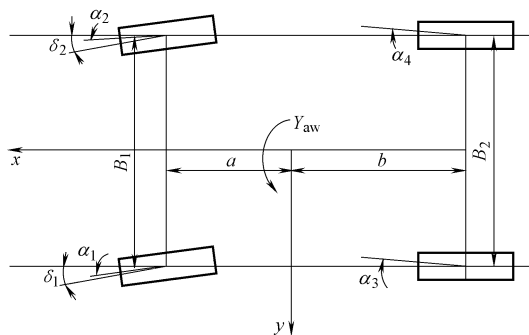


图 5-11 整车四轮模型

整车质心的速度矢量 $V = [\dot{x}, \dot{y}]$, 整车转向时绕 z 轴的横摆角速度 $\dot{Y}_{aw}$, 两前车轮转角 δ_1 、 δ_2 , 整车质心到前轴和后轴的距离 a 、 b , 前轴轮距 B_1 , 后轴轮距 B_2 。正常道路行驶中的车辆进行转向操纵时, 转向盘转角经过转向传动比后产生的车轮转角 δ 较小, 此时两个转向车轮转角差异很小, 对大多数车辆, 可以认为 $\delta_1 = \delta_2 = \delta$, $B_1 = B_2 = B$ 。

自由转动情况下 4 个车轮的速度矢量为

$$\begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \\ V_3 \\ V_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 & \dot{y}_1 \\ \dot{x}_2 & \dot{y}_2 \\ \dot{x}_3 & \dot{y}_3 \\ \dot{x}_4 & \dot{y}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{x} - B\dot{Y}_{aw}/2 & \dot{y} + a\dot{Y}_{aw} \\ \dot{x} + B\dot{Y}_{aw}/2 & \dot{y} + a\dot{Y}_{aw} \\ \dot{x} - B\dot{Y}_{aw}/2 & \dot{y} - b\dot{Y}_{aw} \\ \dot{x} + B\dot{Y}_{aw}/2 & \dot{y} - b\dot{Y}_{aw} \end{bmatrix} \quad (5-44)$$

车轮无转角时, 侧偏角 $\alpha_i = \arctan(\dot{y}_i/\dot{x}_i)$, 前轮有转角时, 侧偏角为 $\alpha_i -$

δ_i , 4 个车轮沿各自车轮平面的速度分量为 V_{wi} , 其中 $i=1、2、3、4$, 对应左前轮、右前轮、左后轮和右后轮, 在无滑移工况下, V_{wi} 等于轮速传感器测得的车轮速度为

$$\begin{bmatrix} V_{w1} \\ V_{w2} \\ V_{w3} \\ V_{w4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_1 \cos(a_1 - \delta_1) \\ V_2 \cos(a_2 - \delta_2) \\ V_3 \cos a_3 \\ V_4 \cos a_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \cos \delta + \dot{y}_1 \sin \delta \\ \dot{x}_2 \cos \delta + \dot{y}_2 \sin \delta \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} \quad (5-45)$$

根据式 (5-44)、式 (5-45), 可以得到式 (5-46)。

$$\begin{bmatrix} V_{w1} \\ V_{w2} \\ V_{w3} \\ V_{w4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (\dot{x} - B\dot{Y}_{aw}/2) \cos \delta + (\dot{y} + a\dot{Y}_{aw}) \sin \delta \\ (\dot{x} + B\dot{Y}_{aw}/2) \cos \delta + (\dot{y} + a\dot{Y}_{aw}) \sin \delta \\ \dot{x} - B\dot{Y}_{aw}/2 \\ \dot{x} + B\dot{Y}_{aw}/2 \end{bmatrix} \quad (5-46)$$

由式 (5-46) 可得到整车质心处 x 轴速度分量为

$$\dot{x} = (V_{w3} + V_{w4})/2 \quad (5-47)$$

前轴两轮速度差为

$$\Delta V_1 = V_{w2} - V_{w1} = B\dot{Y}_{aw} \cos \delta \quad (5-48)$$

后轴两轮速度差为

$$\Delta V_2 = V_{w4} - V_{w3} = B\dot{Y}_{aw} \quad (5-49)$$

结合式 (5-48)、式 (5-49), 前、后轴轮速差为

$$\Delta V_3 = |\Delta V_1 - \Delta V_2| = B\dot{Y}_{aw} (1 - \cos \delta) \quad (5-50)$$

车辆横摆角速度为

$$\dot{Y}_{aw} = (V_{w4} - V_{w3})/B \quad (5-51)$$

四轮模型的轮速关系基于车轮自由转动工况, 在有制动力时会受影响。因此基于轮速的转向参数间接识别分为三种工况: 一是制动前转向的识别; 二是制动中在稳控系统控制前转向的识别; 三是稳控系统控制中转向的识别。前两种工况的识别只需要轮速信息, 可以合并为稳控系统控制前的转向识别工况, 最后一种工况需要综合轮速信号与稳控系统的控制信息进行转向识别。转向参数识别的另一个重点是后续参考车速的计算。稳控系统未进入控制时, 轮胎运行状态比较稳定, 传感器采集的轮速近似四轮模型中的轮速 V_{wi} 。对于稳控系统控制的转向制动, 质心速度矢量中 $\dot{y}$ 通常比 $\dot{x}$ 小很多, 根据式 (5-47) 可取参考车速如式

(5-52) 所示。

$$V_f = \dot{x} \quad (5-52)$$

根据二自由度车辆模型, 稳态转向时车辆稳态横摆角速度增益如式 (5-53) 所示。

$$\frac{\dot{Y}_{aw}}{\delta} = \frac{\dot{x}/L}{1 + K\dot{x}^2} \quad (5-53)$$

式中 L ——车辆轴距, $L = a + b$;

K ——车辆稳定性因数。

由于轮速信号受路面不平度、制动和驱动等影响, 为提高识别准确性, 识别策略中采用一定的抗干扰措施。稳控系统开始控制后进行的转向操纵, 由于稳控系统对制动力的干预作用使轮速产生较大波动, 此时单从四个轮速信号难以正确识别 P 的三个参量, 必须结合稳控系统的控制状态。稳控系统处于直线行驶控制时, 转向产生的轮速差异使内侧车轮滑移率偏大, 内侧车轮处于减压阶段, 而载荷转移又会使外侧车轮不容易抱死, 外侧车轮处于增压阶段。在内侧车轮从减压转换到增压的控制时, 内、外侧轮速差异近似符合四轮模型运动学关系。稳控系统识别这一特殊控制过程的逻辑为:

1) 判断四个车轮所处的增、减压控制状态 Inc_i 和 Dec_i ($i = 1, 2, 3, 4$, 对应左前、右前、左后和右后轮), 若一侧两轮同时减压而另一侧增压 (左转时 Dec_1 、 Dec_3 、 Inc_2 、 Inc_4 有效, 右转时 Dec_2 、 Dec_4 、 Inc_1 、 Inc_3 有效), 且持续 t_0 时间。

2) 计算前、后轴车轮在保压到增压控制切换点的轮速差 ΔV_1 、 ΔV_2 和 ΔV_3 , 给 T_s 赋值, 若 T_s 非 0 状态持续 t_1 时间, 则确认转向方向 T_s 。

3) 确认 T_s 后参照稳控系统控制前的转向识别方法, 依照四轮模型识别车轮转角 δ 和参考车速 V_f 。由于动态过程与稳态过程存在差异, 因此在多个控制状态切换点都需要进行识别, 通过数据处理来提高参数识别精度。

稳控系统通过匹配实验标定出识别稳控系统转向特殊控制过程的状态持续时间 t_0 和 t_1 , 这两个时间太长则识别滞后过多, 影响稳控系统整体控制性能, 而太短则会影响识别准确性。对于制动中出现的转向, 基于轮速识别会有一定滞后, 但可使后续制动过程避免过多的减压, 有利于改善整个制动过程中稳控系统的控制效果。

对于稳控系统控制前转向和稳控系统控制中的转向, 在识别出转向后, 都要进行后续参考车速估算。稳控系统参考车速的估算主要分两个阶段: 在轮速处于低滑移率阶段时, 轮速与车速差异较小, 稳控系统根据设定的选取策略来选择某一轮速作为参考车速; 而在轮速都处于大滑移率阶段时, 参考车速进行插值估

算。插值估算的重点是确定插值斜率，稳控系统根据车轮控制过程选取保压到增压的切换点作为插值点，前两个插值点的轮速可作为参考车速来计算插值斜率。直线制动时，任一个轮的轮速在符合选取策略时都可以直接作为被选择的参考车速或插值点车速，但转向制动时由于转向产生轮速差异，要对不同轮的轮速进行修正。

第五节 轮速检测技术

稳控系统作为车辆工程的关键系统，其可靠性是对整车安全的重要保障，一旦系统功能失效，其影响就是主动安全性能的下降，甚至是主动安全性能的丧失。因此要针对各种可能的故障开发检测算法，增强系统故障的识别和报警。轮速信号是稳控系统最主要的控制输入信号，而且轮速故障也是稳控系统最主要的故障源，轮速信号故障会直接导致稳控系统功能异常。为提高稳控系统可靠性，需要增强稳控系统对轮速信号故障的检测能力。稳控系统的 ECU 硬件设计中包含轮速传感器诊断电路，通过测量轮速传感器工作电压判断传感器的断路、短路故障。但轮速信号故障模式较多，并非都是传感器的问题，采用硬件诊断所有类型故障无疑会增加 ECU 设计难度。基于模型的故障检测技术则通过软件监控信号，根据信号估算值与测量值的误差实现传感器的故障检测。通过研究车辆运行中车轮的动力学特性，能够基于轮速的特征分析来识别轮速异常，完善稳控系统的轮速故障检测。车轮动力学研究时，对每个车轮独立分析，采用的单轮动力学模型如图 5-12 所示。

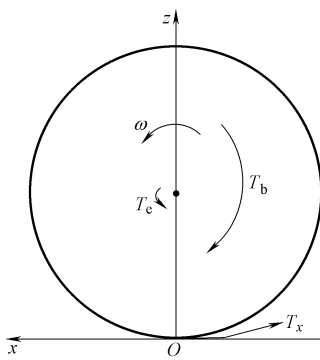


图 5-12 单轮动力学模型

忽略空气阻力和滚动阻力，对装有变速器的车辆，车轮运动方程为

$$\begin{aligned}
 I_w \dot{\omega} &= T_e + T_x + T_b \\
 T_e &= (T_{iq} - I_f i_g i_0 \dot{\omega}) i_g i_0 \eta_T \\
 T_x &= F_x R = F_z \varphi R, T_b = K_b p_b
 \end{aligned} \tag{5-54}$$

式中 I_w ——车轮转动惯量；

$\dot{\omega}$ ——车轮角加速度；

T_e ——发动机传到驱动轮上的转矩；

T_x ——路面对车轮的力矩；

T_b ——制动力矩；

T_{iq} ——发动机转矩；

- I_f ——飞轮惯量;
 i_g ——变速器转动比;
 i_0 ——主减速器传动比;
 η_T ——系统传动效率;
 F_x ——路面纵向作用力;
 F_z ——车轮的垂直载荷;
 φ ——车轮与路面的附着系数;
 K_b ——制动力矩系数;
 p_b ——制动压力。

根据式 (5-54) 可求出车轮角加速度 $\dot{\omega}$ 和其变化规律 $\ddot{\omega}$, 如式 (5-55) 所示。

$$\begin{aligned}
 \dot{\omega} &= \frac{T_{tq} i_g i_0 \eta_T + F_z \varphi R + K_b p_b}{I_w + I_f i_g^2 i_0^2 \eta_T} \\
 \ddot{\omega} &= \frac{\dot{T}_{tq} i_g i_0 \eta_T + \dot{F}_z \varphi R + \dot{\varphi} F_z R + K_b \dot{p}_b}{I_w + I_f i_g^2 i_0^2 \eta_T}
 \end{aligned} \quad (5-55)$$

在车辆正常行驶过程中, $|\dot{\omega}|$ 、 $|\ddot{\omega}|$ 都较小, 车轮纵向力 $F_z \varphi R$ 与驱动力矩或制动力矩比较接近。在车轮受力发生较大突变时, $|\dot{\omega}|$ 、 $|\ddot{\omega}|$ 取值就会较大。根据式 (5-55), 在车辆动态运行过程中, 发动机转矩、轮胎垂直载荷、路面附着系数以及制动器压力等物理量的取值及其变化都有物理极限, 因此车轮角加速度 $\dot{\omega}$ 、角加速度变化规律 $\ddot{\omega}$ 同样存在极限。驱动工况下, 制动力矩为 0, 地面力 F_x 与车轮旋转方向相反, 车轮 $\dot{\omega}$ 为正; 制动工况下, 驱动力矩为 0, 地面力 F_x 与车轮旋转方向相同, 车轮 $\dot{\omega}$ 为负, 由于制动中变速器有可能挂空档, i_g 取 0。结合两种工况, 可得到轮角加速度及其变化率的合理取值范围如式 (5-56) 所示。

$$\begin{aligned}
 \left(- \left| \frac{K_b p_b}{I_w} \right|_{\max} \right) &\leq \dot{\omega} \leq \left(\frac{T_{tq} i_g i_0 \eta_T}{I_w + I_f i_g^2 i_0^2 \eta_T} \right)_{\max} \\
 \left(- \left| \frac{\dot{F}_z \varphi R + \dot{\varphi} F_z R + K_b \dot{p}_b}{I_w} \right|_{\max} \right) &\leq \ddot{\omega} \leq \left(\frac{\dot{T}_{tq} i_g i_0 \eta_T + \dot{F}_z \varphi R + \dot{\varphi} F_z R}{I_w + I_f i_g^2 i_0^2 \eta_T} \right)_{\max}
 \end{aligned} \quad (5-56)$$

式中 $\dot{T}_{tq}$ ——发动机转矩的变化率;
 $\dot{p}_b$ ——制动器制动压力的变化率;
 $\dot{F}_z$ ——车轮的垂直载荷的变化率;
 $\dot{\varphi}$ ——车轮与路面的附着系数的变化率。

$T_{\text{iq}}、\dot{T}_{\text{iq}}、p_{\text{b}}、\dot{p}_{\text{b}}$ 主要由车辆发动机和制动系统的特性决定, $F_z、\dot{F}_z、\varphi、\dot{\varphi}$ 则主要受载荷及路面状况影响。 $p_{\text{b}}、\dot{p}_{\text{b}}$ 主要受稳控系统控制的影响。为防止车轮抱死, 稳控系统根据 $\dot{\omega}$ 的控制门限对制动系统的压力进行调节, 从而限制了制动轮缸最大的压力 p_{b} , 而增加和减压时的 $\dot{p}_{\text{b}}$ 受液压单元动态性能影响, 与基础制动系统在制动时的 $\dot{p}_{\text{b}}$ 不同。

稳控系统根据轮速信息识别车辆运行状态, 判断车辆处于驱动还是制动状态, 不同状态时 $\dot{\omega}$ 和 $\ddot{\omega}$ 在正常工况下的取值范围会受不同的限值约束。稳控系统主要受轮速异常降低的影响, 实践表明, 大多数轮速异常在非制动工况下出现, 轮速异常时的变化特征与制动系统开始工作时的轮速变化特征不同。在制动开始时, 发动机转矩可以不考虑, 制动力不会超过高附路面最大附着力 F_{zmax} , 制动压力变化率 $\dot{p}_{\text{b}}$ 与制动系统增压时间 τ 有关。根据式(5-56)计算正常制动时前几个稳控系统控制周期里的 $\dot{\omega}$ 和 $\ddot{\omega}$ 取值下限, 将角速度转换为线速度, 可以计算得到轮加速度 a 、轮加速度变化率 a' 在正常工况下的下限值, 如式(5-57)所示:

$$\begin{aligned} a = \dot{\omega}R &= \frac{(F_z\varphi R + K_{\text{b}}p_{\text{b}})R}{I_{\text{w}}} \geq \left(- \left| \frac{F_{\text{zmax}}R^2}{I_{\text{w}}} \right| \right) \\ a' = \ddot{\omega}R &= \frac{(\dot{F}_z\varphi R + \dot{\varphi}F_zR + K_{\text{b}}\dot{p}_{\text{b}})R}{I_{\text{w}}} \geq \left(- \left| \frac{F_{\text{zmax}}R^2}{I_{\text{w}}\tau} \right| \right) \end{aligned} \quad (5-57)$$

准确获取实车的轮速信号特征, 是进行故障检测的基础。传感器的最低测量轮速, 是受传感器与齿圈的间隙影响的固有特性, 间隙大时最低测量轮速大, 有可能不满足稳控系统低速控制要求。实际轮速高于最低测量轮速时, 在齿圈旋转一周的时间里传感器都能稳定的测量到轮速信号。这一轮速特征在车辆低速起步工况下检测。起步状态时, 在最低测量轮速以下轮速为零, 正常情况下, 车轮滑转较小, 轮速变化较慢, 在轮速达到最低测量轮速后, 相邻采样周期里的轮速差异较小, 测得的第一个非零轮速近似为最低测量轮速。如果车轮滑转较大, 轮角加速度较大, 相邻采样周期里的轮速差异也较大, 此时测得的第一个非零轮速会大于传感器最低测量轮速。齿圈偏心时, 旋转过程中传感器与齿圈的间隙会发生周期性变化, 低速下会出现轮速时有时无的情况, 齿圈以第一个非零轮速匀速旋转一周时传感器不能稳定持续测到轮速。根据相邻轮速的差异是否小于差值门限 ΔV 以及非零轮速是否稳定持续车轮旋转一圈的时间, 可以判断非零轮速是否为传感器最低测量轮速。其检测算法如图 5-13 所示。

最低轮速适于检测磁电系传感器的初始间隙异常。但对其他车辆运行中出现的轮速故障不能及时起到报警作用。此时需要根据轮胎动力学特征来进行监控。由轮速计算得到的 $\dot{\omega}、\ddot{\omega}$, 作为车轮运行中的特征变量, 可按式(5-56)根据车辆相

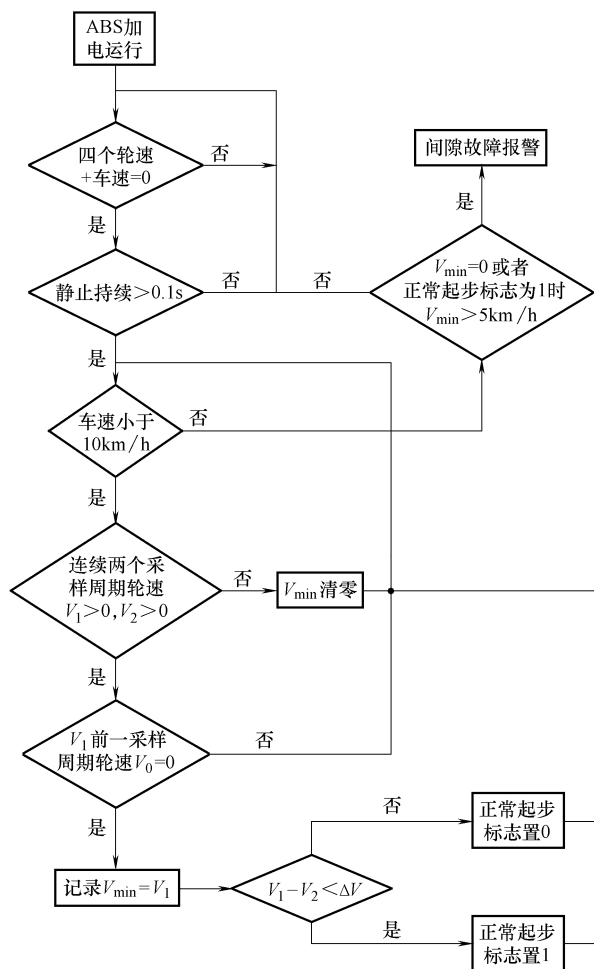


图 5-13 最低测量轮速检测算法

关参数计算得到轮加速度 a 的极限取值范围 $a_{\min}$ 、 $a_{\max}$ 、 $a'_{\min}$ 、 $a'_{\max}$ 。车辆实际运行中,根据车辆的轮速 V 、参考车速 V_f 可计算轮加速度 a 、车加速度 a_f ,将 $a_f > -1\text{m/s}^2$ 作为非制动工况的判断,可以对车轮受力进行预估,从而按式(5-57)更加准确地选取轮速特征的限定值 $a_{1-\lim}$ 、 $a'_{1-\lim}$ 。根据获得的限值,可以按图 5-14 检测算法识别异常。

基于轮速特征分析的检测技术,在实车上进行了磁电系轮速传感器的故障检测实验。实验中出现的故障主要包括传感器间隙较大、齿圈偏心、传感器与齿圈间隙突变、齿圈齿形异常等故障。稳控系统在线故障检测程序的输出信号有轮速 V 、

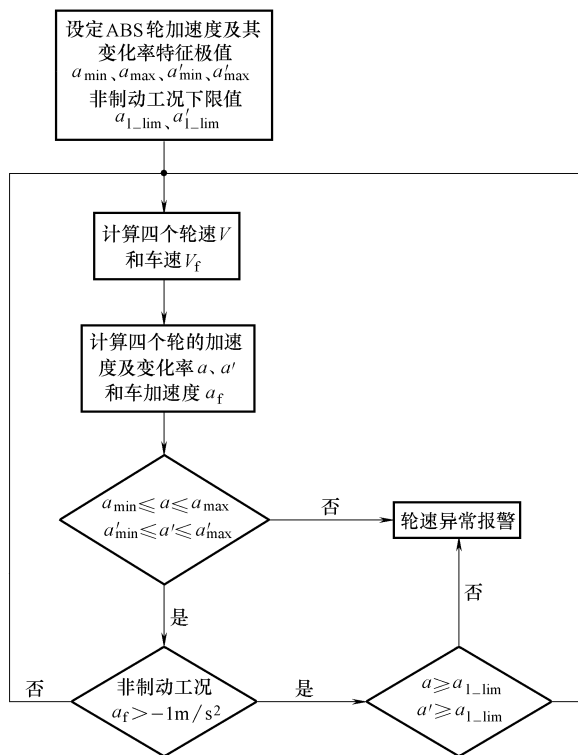


图 5-14 轮加速度及其变化率检测算法

轮加速度 a 、轮加速度变化率 a' 、参考车速 V_f 以及故障码。传感器与齿圈间隙突变有两种可能：一是间隙变得太小，导致传感器与齿圈发生碰撞；二是间隙突然变大，导致轮速信号丢失。齿圈齿形异常时，齿圈与传感器不匹配，导致轮速信号在高速时畸变。

第六节 牵引力控制系计算技术

牵引力控制系统(Traction Control System, TCS)是稳定控制关键技术之一。根据轮胎的附着特性曲线(图 5-15),当车轮的滑转率在 10% ~ 35% 的范围内,轮胎纵向和侧向力均在较高水平。TCS 通过发动机输出转矩控制和主动制动控制调节驱动轮滑转率在这一范围内,在实现驱动稳定性的前提下提高汽车的加速性能。常规路面条件下 TCS 多采用逻辑门限值控制。根据路面附着系数设定滑转率控制目标范围,需大量匹配试验获取相应阈值。考虑到 PID 控制的优点是无需了解被控对象的数学模型,只需根据经验调节控制参数即可获得满意效果。考虑到实

际路况、驱动轮工况变化,设计了可变参数的自适应 PID 控制器来克服传统 PID 控制的不足,根据车辆行驶工况和路况的改变来调整 PID 的整定参数,保证复杂路面条件下驱动轮的良好驱动性能且无过度滑转。

TCS 主要是对汽车纵向力的控制。在分析时,考虑到汽车的前后载荷转移,忽略行驶过程中的滚动阻力和空气阻力及坡道阻力的影响,建立包括 4 轮转动、车身俯仰运动和纵向运动的 4 轮 6 自由度整车模型。微分方程如下:

整车纵向:

$$m\ddot{u} + m_s D_0 \ddot{\theta} = F_{x11} + F_{x12} + F_{x21} + F_{x22}$$

(5-58)

整车俯仰:

$$J_y \ddot{\theta} + m_s D_0 \dot{u} = 0$$

(5-59)

四轮转动:

$$J_1 \dot{\omega}_{11} = -F_{x11} R_1 - P_{11} + T_{11}$$

(5-60)

$$J_1 \dot{\omega}_{12} = -F_{x12} R_1 - P_{12} + T_{12}$$

(5-61)

$$J_2 \dot{\omega}_{21} = -F_{x21} R_2 - P_{21}$$

(5-62)

$$J_2 \dot{\omega}_{22} = -F_{x22} R_2 - P_{22}$$

(5-63)

式中参数意义见表 5-4。

表 5-4 车辆动力学模型参数

符号	意义及说明
m, m_s	分别为整车质量(kg)和悬上质量(kg)
D_0	整车质心至俯仰轴线的距离(m)
u	汽车的纵向前进速度(m/s)
θ	悬置以上结构俯仰运动自由度
J_y	车身绕俯仰轴线的转动惯量(kg·m ²)
J_1, J_2	前、后车轮的转动惯量(kg·m ²)
$\omega_{11}, \omega_{12}, \omega_{21}, \omega_{22}$	左前轮,右前轮,左后轮,右后轮的转速(rad/s)
R_1, R_2	前、后车轮的半径(m)
$P_{11}, P_{12}, P_{21}, P_{22}$	四轮的制动力矩(N·m)
T_{11}, T_{12}	左、右前轮受到的驱动力矩(N·m)

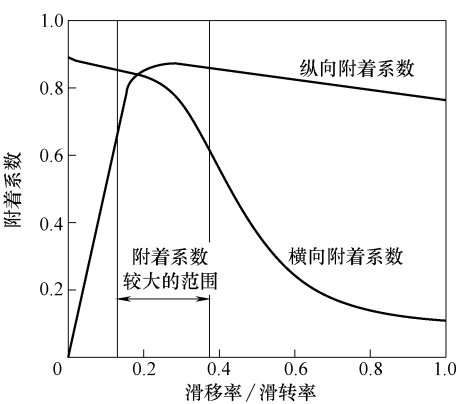


图 5-15 纵、侧向附着系数与滑转率的关系

驱动轮打滑现象主要出现在低附路面上,且路面附着系数的变化直接影响车轮的滑转程度。准确、快速地识别路面附着系数是 TCS 精确控制的关键,拟采用利用附着系数变化率估算路面附着系数,如图 5-16 所示。

若路面为高附,即 $\mu_{\max 0} = 0.8$, 根据实时观测到的轮胎纵向力和垂向力可以求得当前时刻的利用附着系数 ($\mu_x = F_x / F_z$), 附着系数 - 滑转率曲线的变化率定义为 $k^t = (\mu_x^t - \mu_x^{t-1}) / (\lambda^t - \lambda^{t-1})$; 在发动机转矩持续增大或维持不变的前提下,若轮胎力一直增加且 k^t 在某一正值区间波动,则说明轮胎工作在附着系数 - 滑转率的线性区间上,随着轮胎力不断增

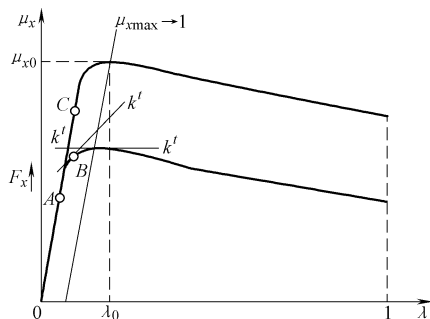


图 5-16 路面附着识别示意图

大,滑转率和利用附着系数也不断增大,如 A 点向 C 点移动,此时定义峰值附着系数为 $\mu_{\max}^t = 1$; 若随着轮胎力增加 k^t 趋近于零,表明轮胎工作在附着系数 - 滑转率曲线的非线性区间,如 B 点,此时 $\mu_{\max}^t = \mu_x^t + k^t(\lambda^t - \lambda^{t-1})$; 当轮胎力出现拐点开始减小且 k^t 趋近于零,这时轮胎工作点超过了峰值附着系数,可令峰值附着系数为 $\mu_{\max}^t = \mu_x^{t-1}$; 当轮胎力出现拐点开始减小且 k^t 在负值区间内,此时认为路面发生由高附到低附的突变,可得 $\mu_{\max}^t = \mu_x^t$ 。最优目标滑转率估算是滑移率控制的基础,最优滑转率与路面附着相关,体现了最终的路面附着能力的利用率。驱动轮滑转是由于发动机提供的驱动力大于路面附着所能够提供的最大驱动力造成的。当汽车在低附路面起步加速时,由于地面附着力小,驱动轮很容易发生滑转。TCS 实时监测路面的附着变化,当滑转率超过设定门限时,采用转矩控制和主动制动的干预方法,控制滑转率达到最优目标滑转率 λ_s 附近。系统控制逻辑如图 5-17 所示,驾驶人输入包括加速踏板开度和档位控制,发动机模型采用 MAP 图实现,根据加速踏板开度和转速信号可得驾驶人期望的转矩;当期望的转矩远大于路面最大驱动力矩时,车轮出现滑转,控制器根据轮速传感器信息实时计算路面附着系数和最优目标滑转率,并且根据滑转率实际值与最优值之间的偏差计算出合适的节气门开度和主动制动压力,抑制驱动轮的滑转,从而确保汽车的加速性和稳定性。

根据滑转率的偏差选用最合适的控制系数,见表 5-5,表中 $E1 = 0.05$, $E2 = 0.15$ 。当驱动轮滑转率远离最优目标滑转率时,增大 K_p 并减小 K_i 值,使滑转率迅速接近目标滑转率,又不至于产生积分饱和现象;当滑转率在目标值附近时,减小 K_p 并增大 K_i 值,以使驱动轮滑转率连续平稳地维持在目标滑转率附近。

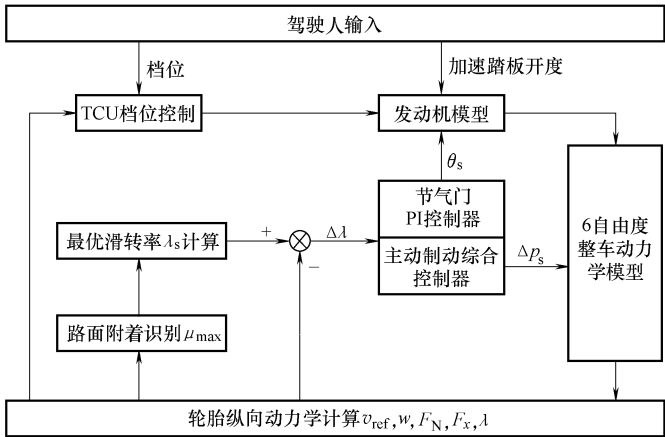


图 5-17 TCS 的控制逻辑

表 5-5 不同偏差时节气门 PI 控制参数值

偏差 e	比例系数 K_p	积分系数 K_i
$e > E_2$	5000	2
$E_1 < e \leq E_2$	500	5
$-E_1 \leq e \leq -E_1$	50	10
$-E_2 \leq e < -E_1$	500	5
$e < -E_2$	5000	2

TCS 主动制动增压速率很高并且滞后时间短，车轮对压力干涉的响应速度很快，压力干涉容易造成轮速较大的波动，因而必须迅速将轮速变化趋势反馈回控制系统。引入微分环节及时地识别驱动轮的抱死趋势或滑转趋势，在压力控制中实现压力迅速调整，抑制轮速的较大波动。由于主动压力是通过各个周期的增压、保压和减压动作来实现的，轮缸中的压力是各个周期压力控制效果的累加，因而选用增量式 PID 控制。与节气门控制相似，选用便于观测的驱动轮轮速作为受控对象。针对不同的路面条件及行驶工况，在主动制动压力控制中，驱动滑转率控制可以采用与 ABS 制动滑移率控制类似的逻辑门限值控制方法。利用 PID 控制计算出合适的增、减压速率，然后再由逻辑门限值控制根据实际的需要决定是增压、减压还是保压。为充分发挥车辆的动力性能，以体现 TCS 控制效果，仿真中加速踏板开度为 100%，采用动力性自动换挡策略且换挡过程中无动力中断，车辆初始速度均为 1m/s。路面为低附到高附变换对接路面，路面附着系数前 2s 为 0.2，后 2s 为 1.0，起步加速。结果如图 5-18、图 5-19 所示，图中 1 代表车速，2、3 分别代表左前、右前驱动轮轮速，4、5 分别代表左前、右前轮缸

内的主动干涉压力, 6 为加速踏板开度, 7 为电子节气门开度。在图 5-18 中, 无 TCS 控制时, 低附侧驱动轮获得的驱动力远大于路面附着力, 驱动轮发生严重滑转, 车辆从 1 档逐步升高到 4 档, 仿真结束时末速度为 4.78m/s, 行驶距离为 12.0m; 图 5-19 所示为有 TCS 控制时, 在低附侧施加主动压力干涉后, 低附侧所能利用的驱动力矩增大, 高附侧驱动轮可以施加更大的驱动力矩, 充分利用该

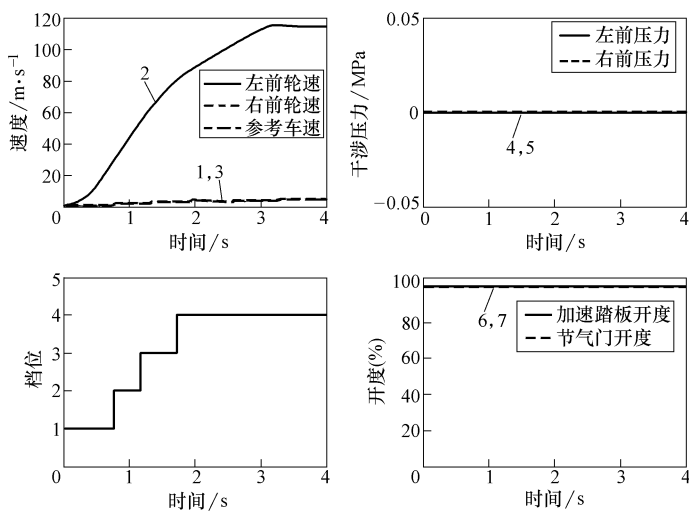


图 5-18 水平对开路面加速 (无 TCS 控制)

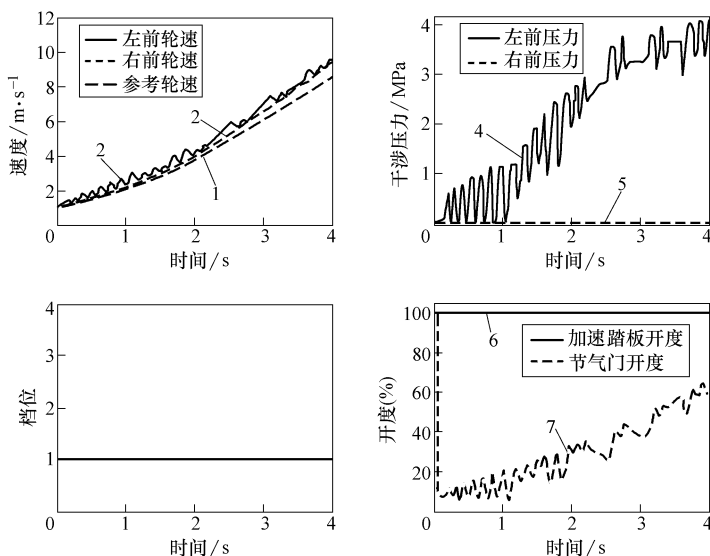


图 5-19 水平对开路面加速 (有 TCS 控制)

侧路面附着能力，驱动轮无过度滑转，仿真末速度为 8.55m/s，行驶距离为 16.5m，分别提高 78.87% 和 37.5%。

低附到高附对接路面上，在进入高附路面后，TCS 能够迅速识别轮速的变化并退出 TCS 的干涉，提高车辆行驶的动力性。在对开路面上，TCS 可以抑制低附侧驱动轮的滑转，提高对高附侧路面附着条件的利用程度，提高车辆的动力性能。此时同时采用发动机节气门干涉和主动压力干涉，既能提高车辆行驶的动力性能，又能保证车辆行驶的侧向稳定性。

第六章 稳定控制软件标定技术

完成稳控系统（ABS/TCR/ESP）硬件匹配后，在软件运行时，稳控系统就能监控车轮运行状态，在车辆上实现基本功能。由于控制软件的参数将决定稳控系统最终的综合性能，稳控系统软件标定就成为系统匹配中最为重要的一个环节。为了高效率、高质量地完成软件标定工作，需要深入研究软件标定的技术。稳控系统软件标定技术分为参数标定技术和标定应用技术两类。参数标定技术解决稳控系统控制参数的优化问题，通过理论和实验分析来寻找稳控系统最佳的参数。标定应用技术主要是提供稳控系统标定所需的软件工具，利用标定工具来保证稳控系统标定的规范化，从而提高标定的效率和质量。在参数标定技术方面，已有的标定方法是基于比较理想的外界参数约束进行的，侧重于提高标定工作的效率，而未考虑在实际应用中参数的不稳定性。考虑外部参数波动对车辆稳定性控制的影响，使得标定出的稳控系统参数能够更好地应对实际使用条件。集成的标定软件是开展稳控系统标定工作的合适选择，通过将稳控系统软件标定中的主要工作都集中到一个软件系统里进行，能够减轻标定工程师的操作负担，减少出错的概率，因此，开发便捷的稳定控制标定软件系统是标定技术的核心。

第一节 稳健性标定方法

稳控系统与车辆安全性密切相关，其性能可靠性及稳健性是车辆稳定行驶的保障。稳健性就是在产品参数和外界使用条件变动的情况下，稳控系统能维持对车辆控制功能，并保证车辆性能指标稳定的能力。产品稳健性设计要经过三次设计，分别是系统设计、参数设计和公差设计，其中系统设计是基础，参数设计是核心。对稳控系统匹配过程而言，影响最大的是稳控系统的系统设计和参数设计两个阶段。稳控系统在系统设计阶段，需要根据稳控系统功能要求，确定控制策略，分析影响性能的主要控制参数。稳控系统参数设计阶段，为减少性能指标的波动，实验分析控制参数的取值组合，使系统综合性能最稳定。设计相应的标定实验方法，有助于提高稳控系统控制的稳健性，改进稳控系统匹配的质量。在稳控系统软件标定中，将影响稳控系统性能的标定参数定义为可控因素，也称为可控因子。除了可控因素外，影响稳控系统性能的还有不可控制因素，也称为噪声因子。噪声分为三类：体现使用环境或使用条件变化的外部噪声，如路面附着、驾驶人踏板力、车辆载荷等；体现产品之间的质量差异的部件噪声，如基础制动

系统的差异、稳控系统产品的差异等；体现产品使用中出现的磨损、老化等变异的内部噪声，如轮胎的磨损、制动软管的老化、制动盘片的磨损等。稳控系统参数稳健性标定包括三个方面：一是确定稳控系统主要的标定参数，即研究稳控系统的可控因子；二是分析稳控系统噪声因子，即噪声因子对稳控系统控制的影响，提出可控因子的确定方法；三是设计软件标定的稳健性实验方法，通过实验来验证和选取可控因子的优化参数。

一、标定参数确定

根据稳控系统的控制原理，稳控系统压力调节的目标是使车轮制动力保持在峰值纵向附着系数 φ_p 对应的制动力附近。这就要求车轮的滑移率控制在峰值纵向附着系数 φ_p 对应的最佳滑移率 λ_p 附近区域，如图 6-1 所示的区域。

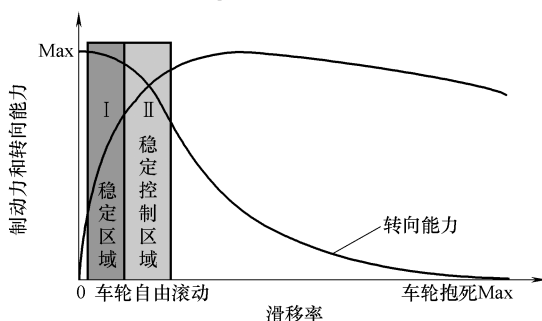


图 6-1 制动工况稳控系统控制区域图

为使车轮滑移率可以长时间保持在 λ_p 附近，需要对车轮制动压力进行稳控系统调节，从而使车轮交替运行在理想的控制区域 I、II。在区域 I 时，由于制动力低于峰值附着系数对应的制动力，为尽可能地提高附着系数利用率，稳控系统要对车轮制动器进行增压操作。随着压力的升高，制动力变大，车轮滑移率增大，纵向附着系数增大，路面附着力增大。由于制动力与路面附着力低于 φ_p 对应的峰值路面附着力，车轮没有迅速抱死的趋势，车轮运动状态是稳定的，因此可以采用缓慢增压的方式来延长车轮在区域 I 的工作时间。随着缓增压的持续，车轮制动力会超过峰值附着系数 φ_p 对应的制动力，车轮滑移率超过 λ_p 到达区域 II。此时随着车轮制动力的增加，车轮滑移率增大，纵向附着系数变小，导致路面附着力减小，制动力大于路面附着力并且与路面附着力的差异越来越大，车轮有加速抱死的趋势，因此车轮在区域 II 的运动状态是不稳定的。要减少车轮在区域 II 的工作时间，需要较快速的减压，使车轮制动力小于路面附着力，降低车轮滑移率，从而使车轮迅速回到稳定区域 I。另一方面，当车轮滑移率偏低而运行在区域 I 左侧时，制动压力水平较低，如果增压速率过慢，则车轮制动力会较长时间处于较低水平，不利于提高车辆制动效能。而车轮在区域 II 减压时，如果减

压速率过快, 就容易出现车轮制动压力快速降低到很低的水平, 导致车轮工作在区域 I 左侧。因此, 稳控系统对压力调节的要求是在区域 I 的增压速度要稍慢, 而在区域 II 的减压速度则稍快。为了达到控制效果并稳定制动效能, 稳控系统需要控制压力迅速达到峰值附着系数对应的水平, 并在其附近精细调节增减压速率; 从制动稳定性考虑, 对于左右车轮存在附着差异的情况, 压力的增减会产生相应的横摆力矩, 为降低方向修正操控的难度, 需要限制两侧压力变化速率的差异。因此, 稳控系统主要的标定参数是识别各工况轮缸压力水平门限参数、各工况下的增减压速率控制参数等。

二、噪声因子影响

稳控系统控制参数的稳健性设计, 关键就是需要考虑噪声因子的影响。通过寻找可控因子的最佳组合, 使得稳控系统性能的波动主要由可控因子决定, 降低噪声因子导致的性能波动。由于稳控系统标定参数中的增减压速率是比较关键的参数, 因此, 影响增减压速率的噪声因子要在标定中重点考虑。在稳控系统硬件匹配中, 研究过轮缸增压、减压过程在一个 PWM 载波周期 T 中的压力变化率 $\dot{p}$, 可以得到稳控系统压力调节的特性, 如式 (6-1) 所示。

$$\dot{p} = S_{pc} \xi q = \frac{\zeta C_q A}{\frac{A_b^2}{k_s + k_{eq}} + \frac{V_{g0} (K_g + K_y)}{K_g K_y}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (6-1)$$

式中, 稳控系统的可控因子是阀的流量分辨率系数 ξ , 其他参数均为噪声因子。噪声因子 $C_q A$ 与 HCU 中增压阀节流孔结构参数有关, Δp 与驾驶人的踏板力大小有关, ρ 与制动液类型有关, S_{pc} 中的噪声因子主要与轮缸各组件有关。正常情况下, 可以认为在产品制造和使用中变化不大的尺寸因素一致性较好, 因此不考虑噪声因子 $C_q A$ 、 A_b 的影响。

考虑产品磨损、老化导致的尺寸与性能差异, 其中以磨损件、橡胶和塑料件的弹性模量和刚度等为主要噪声因子, 同时, 也要考虑产品使用中更换可能导致的差异, 例如制动液的参数变化等。考虑制动盘磨损的情况, 制动盘磨损后, 在回位弹簧的作用下, 制动间隙不会有大的改变, 但轮缸在补偿磨损时会增大系统管路里的制动液容积。在稳控系统实际应用中, 外部噪声因子对稳控系统控制影响也很大。驾驶人踏板力不同、路面附着力不同、车辆载荷不同时, 主缸和轮缸的压力水平也不同。一般在踏板力大、高附路面、大载荷时, 主缸压力水平较高, 而在踏板力小、低附路面、小载荷时主缸压力水平较低。由于轮缸压力水平主要由路面附着决定, 主缸与轮缸的压差 Δp 随工况的差异较大。

考虑到噪声因子的影响, 在进行软件标定时, 可控因子 ξ 的选取应注意两方面问题: 一是 ξ 要满足标定工况正常的控制要求, 二是存在干扰噪声时与正常控制要求的偏离要尽可能小。对于有些影响较大的噪声因子, 不可能采用相同的 ξ

参数,此时就需要进行相应的噪声识别,并根据识别结果修正可控因子 ξ 的参数设置。以制动压差为例,在稳控系统软件标定中,就需要根据车辆减速度来识别高附和低附工况,以及主缸的压力水平,然后对不同工况采用不一样的可控因子 ξ 。由于车辆上有四个车轮,相应就有四个通道的 $\dot{p}$ 特性。因此,不仅是一个通道中由于使用的零件参数差异存在零件间噪声,在通道与通道间由于管路结构不同和零件参数不同也会产生零件间噪声。对于稳控系统控制而言,后轮与前轮之间的零件间噪声可以不考虑,而两个后轮之间以及两个前轮之间的零件间噪声比较重要。从稳控系统控制的稳定性考虑,通常采用后轮低选控制策略。类似的,考虑控制稳定性,对两前轮轮缸的零件间噪声也需要进行控制。控制方法与后轮一样,首先是从制动管路的结构上来保证,当确定是系统固有结构产生的零件间噪声时,再利用软件标定参数 ξ 来修正。

三、标定实验方法

稳健性标定实验方法,是在软件标定过程中,根据标定参数的数量,通过设计实验方法,实现对标定结果的统计分析,从而更加高效而准确地获得参数的最佳组合。实验设计中,需要关注两点:一是需要标定的参数,二是进行统计分析和评价的性能指标。不同的工况下稳控系统需要标定的参数和进行评价的性能指标均有差异。以单一路面直线制动为例来设计稳健性标定实验方法。单一均匀路面,可认为所有车轮的峰值附着系数是一致的,稳控系统制动过程中车轮受力应保持在对应峰值制动力附近随机波动,因此车辆基本不受横摆力,稳定性不受影响,车辆主要性能指标是制动效能。制动效能的评价依靠制动距离与制动减速度数据。在驾驶人操控一致的情况下,用制动减速度、制动距离的指标评估是等效的,只是制动减速度目标是最大化,而制动距离的目标是最小化。稳控系统均匀路面控制时主要的可控因子见表6-1。

表 6-1 均匀路面可控因子列表

因子	A	B	C	D	E	F	G	H
说明	后轮首次 减压门限	后轮增压 速率	后轮减压 门限	后轮减压 速率	前轮首次 减压门限	前轮增压 速率	后轮减压 门限	后轮增压 速率
水平数	2	3	3	3	3	3	3	3
值1	1.8	5	1.6	3	1.7	5	1.6	3
值2	2.0	7	1.9	4	1.8	7	1.8	4
值3		9	2.2	5	2.1	9	2.1	5

可控因子采用正交表 $L_{18}(2^l \times 3^7)$ 设计,作为实验的内表。表6-2是稳控系统主要的外部噪声因子列表。噪声因子在应用中是不可控的,但实验时可以加以一定限制。噪声因子一般考虑的是其在均值附近的随机变化,变化的范围通常

较小。

表 6-2 噪声因子列表

因子	I	J	K
说明	路面附着	踏板力/N	载荷/kg
水平数	2	2	2
值 1	1.0	400	50
值 2	0.9	600	100

噪声因子采用正交表 $L_4(2^3)$ 设计，作为实验的外表。根据内外表的直积，需要进行 $18 \times 4 = 72$ 次实验，记录每次实验的减速度 a_{ij} ， $i = 1 - 8$ ， $j = 1 - 4$ 。实验数据见表 6-3。

表 6-3 实验数据列表

编号	A	B	C	D	E	F	G	H	I	1	2	2	1	η	
									J	1	2	1	2		
									K	1	1	2	2		
1	1	1	1	1	1	1	1	1		a_{11}	a_{12}	a_{13}	a_{14}	η_1	19.21
2	1	1	2	2	2	2	2	2		a_{21}	a_{22}	a_{23}	a_{24}	η_2	18.98
3	1	1	3	3	3	3	3	3		a_{31}	a_{32}	a_{33}	a_{34}	η_3	18.38
4	1	2	1	1	2	2	3	3		a_{41}	a_{42}	a_{43}	a_{44}	η_4	17.73
5	1	2	2	2	3	3	1	1		a_{51}	a_{52}	a_{53}	a_{54}	η_5	18.57
6	1	2	3	3	1	1	2	2		a_{61}	a_{62}	a_{63}	a_{64}	η_6	18.67
7	1	3	1	2	1	3	2	3		a_{71}	a_{72}	a_{73}	a_{74}	η_7	18.93
8	1	3	2	3	2	1	3	1		a_{81}	a_{82}	a_{83}	a_{84}	η_8	18.89
9	1	3	3	1	3	2	1	2		a_{91}	a_{92}	a_{93}	a_{94}	η_9	19.06
10	2	1	1	3	3	2	2	1		a_{101}	a_{102}	a_{103}	a_{104}	η_{10}	19.06
11	2	1	2	1	1	3	3	2		a_{111}	a_{112}	a_{113}	a_{114}	η_{11}	18.84
12	2	1	3	2	2	1	1	3		a_{121}	a_{122}	a_{123}	a_{124}	η_{12}	19.02
13	2	2	1	2	3	1	3	2		a_{131}	a_{132}	a_{133}	a_{134}	η_{13}	19.08
14	2	2	2	3	1	2	1	3		a_{141}	a_{142}	a_{143}	a_{144}	η_{14}	19.10
15	2	2	3	1	2	3	2	1		a_{151}	a_{152}	a_{153}	a_{154}	η_{15}	18.57
16	2	3	1	3	2	3	1	2		a_{161}	a_{162}	a_{163}	a_{164}	η_{16}	18.37
17	2	3	2	1	3	1	2	3		a_{171}	a_{172}	a_{173}	a_{174}	η_{17}	19.01
18	2	3	3	2	1	2	3	1		a_{181}	a_{182}	a_{183}	a_{184}	η_{18}	19.34

内表的每个水平组合对应一张 4 个水平组合的外表，根据每张外表的数据可以计算得到对应的内表水平组合 i 的波动指标 η_i ，用来衡量其质量特性。一种比

较方便的指标是利用性能力差 s^2 的无偏估计, 取指标 $\eta_i = s_i^2$, 由于方差越小则表示波动越小, 所以 η_i 越小表示性能指标的稳定性越好。指标计算如式 (6-2) 所示。

$$\bar{a}_i = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n a_{ij}, s_i^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (a_{ij} - \bar{a}_i)^2 \quad (6-2)$$

式中 $\bar{a}_i$ —— i 组合水平下减速度指标均值;

n —— 实验次数;

a_{ij} —— i 组合水平下外表表中第 j 个实验的减速度值;

s_i^2 —— 指标方差。

对于制动减速度这一取值越大越好的质量特性, 分析表明其近似正态分布, 因此可以采用田口方法中望大质量特性的信噪比波动指标 η_i , 如式 (6-3) 所示。

$$\eta_i = -10 \lg \left(\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n a_{ij}^{-2} \right) (db) \quad (6-3)$$

减速度越大则信噪比 η_i 也越大, 表示性能指标的稳健性越好。以表 6-3 为例, 根据信噪比的数据, 可对每个可控因子的每个水平进行统计分析, 结果见表 6-4。

表 6-4 统计分析表

编号	A	B	C	D	E	F	G	H
T1	168.42	113.49	112.38	112.42	114.09	113.88	113.33	113.64
T2	170.39	111.72	113.39	113.92	111.56	113.27	113.22	113.00
T3		113.60	113.04	112.47	113.16	111.66	112.26	112.17
S	0.21	0.37	0.09	0.24	0.54	0.44	0.11	0.18

比较各因子不同水平下的 $\Sigma \eta_i$, 对于信噪比, $\Sigma \eta_i$ 取值大的水平为佳。综合可控因子的最佳水平, 就能得到稳健的参数组合。分析表 6-4 的数据, 稳健组合为 $A_2 B_3 C_2 D_2 E_1 F_1 G_1 H_1$ 。根据 S 的排序, 可知因子 BDEF 是相对显著的。通过实验可以对稳健的参数组合进行验证, 在需要进一步优化的情况下, 还可以对参数水平更细致划分, 进行第二轮实验。即使是附着均匀的路面, 路面附着系数根据路面状况也是不一样的。例如水泥路面和冰雪路面, 由于附着系数相差较大, 系统参数很难用一组参数适应控制需求, 在系统中需要动态识别路面附着, 根据识别的高附、低附状态, 进行可控因子的自适应选择。此时路面附着可以作为标示因子对待, 与可控因子一同放在内表中, 从而在标示因子的水平下寻找可控因子的最佳组合。通过对均匀路面的匹配, 才能确定稳控系统基础的控制参数, 便于开展后续综合路面的匹配。在综合路面工况下, 稳健性实验设计的可控因子与

性能指标都会有一些补充。分离路面直线制动时,由于两侧附着力相差很大,驾驶人需要修正转向盘,利用车轮的侧偏力来平衡制动力产生的转矩,此时要考虑到驾驶人修正方向的操控性,系统须在制动效能和制动稳定性间平衡。根据对系统控制性能的质量标准的研究,依然以制动效能指标为主,即采用制动减速度来评价,而将制动稳定性的指标作为约束条件。

由于制动初期稳控系统没有介入控制,正常情况下,两侧制动压力的增减速率相差不大,在达到低附侧的峰值附着力前,两侧制动力基本一致,车辆横摆可以不考虑,不需要驾驶人的转向操纵。一旦超过低附侧峰值附着力,低附车轮会迅速抱死,需要减压恢复车轮运动,此时高附侧的制动力还远没达到高附峰值附着力,为保证车辆有一定的制动效能,通常高附侧要继续增压。在分离路面,稳控系统控制两前轮的制动力差异是关键。考虑制动过程,制动力差异 ΔF 主要由两部分构成,如式(6-4)所示。

$$\Delta F = \Delta F_1 + \Delta F_2 \quad (6-4)$$

式中 ΔF ——两前轮制动力差异;

ΔF_1 ——稳控系统控制开始时刻两前轮制动力起始差异;

ΔF_2 ——稳控系统控制后两前轮制动力增压速率不同导致的差异;

ΔF_1 主要是在制动初期低附侧减压而高附侧保压时产生的,与常规制动增压速率关系较大, ΔF_1 影响制动初期驾驶人受到的横摆力矩冲击, ΔF_1 越大,制动初期车辆横摆加速度越大,驾驶人的反应时间越短,操控越困难。 ΔF_1 的控制需要减少最初的两侧压差。 ΔF_2 影响到制动后续过程中驾驶人受到的横摆力矩冲击, ΔF_2 越大,驾驶人操控越难,同时方向修正也越大。 ΔF_2 的控制,主要控制高附侧的增压速率以及两侧最大的压差。在分离路面,稳控系统主要可控因子见表6-5。

表 6-5 分离路面可控因子列表

因子	A	B	C	D
说明	前轮首次减压门限	前轮首次减压幅度	前轮高附增压速率	前轮高附增压限制
水平数	3	3	3	3
值 1	1.5	2	4	6
值 2	2.0	3	5	7
值 3	2.5	4	6	8

可控因子采用正交表 $L_9(3^4)$ 设计,作为实验的内表,同样采用内外表的实验设计,可以对分离路面进行实验,由于制动稳定性相对更重要,因此参数选取时均要首先确保稳定性要求,在此基础上再提高制动效能。

第二节 标定工具技术

稳控系统控制策略确定了稳控系统可以实现的控制功能，而控制参数则是决定各项功能的性能的关键。通过软件标定，可以实现系统控制性能的优化。软件标定工作的主要任务就是进行 ECU 中的系统控制软件的参数调整，其主要操作步骤如图 6-2 所示。

标定工作从配置 ECU 程序开始，经过实车制动测试、采集实验数据、分析控制效果、修改程序参数，再回到配置 ECU 程序，整个操作反复循环进行，直到获得稳定的控制效果。标定工作的实质就是对控制参数进行选择、测试、评估、优化的一个过程。控制参数优化的程度和标定工作的周期直接影响到稳控系统性能的优劣和稳控系统匹配工作周期的长短。稳控系统主要性能指标包括制动效能、制

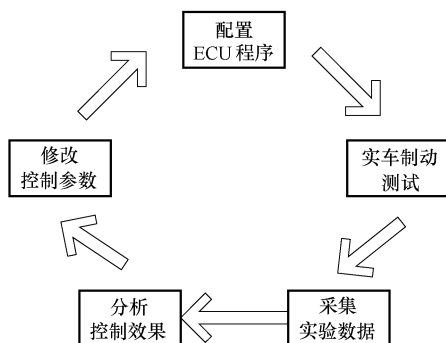


图 6-2 软件标定操作步骤

动稳定性、舒适性、可靠性等方面，由于其中存在一些相互矛盾和制约的关系，要想使稳控系统性能得到综合的保障，标定工作需要不断修改 ECU 程序，反复进行大量的实车实验和道路实验，通过对整车多个性能的协调考虑来优化稳控系统一系列的控制参数。由于需要进行大量实验，标定工作成为稳控系统匹配工作中费时最多、花费最大的环节。为控制稳控系统匹配周期和成本，需要缩短标定工作的周期，减少标定工作的反复。关键技术是通过增强标定工作的自动化和规范化来提高标定工作的效率和质量。从标定工作的任务可以看到，稳控系统标定的工作对象主要有两个：一个是稳控系统的 ECU 程序，其中包含的就是需要调整的控制参数；另一个是实验数据，用来分析和评估控制参数所对应的系统性能。标定工作围绕着这两个工作对象的处理持续进行，一方面是根据前一次的实验结果调整控制参数，另一方面是分析实验结果，评估参数修改后的系统性能是否改善，从而决定是否需要和如何调整参数。通过优化整合两个对象的处理过程，并利用软件来辅助实现这些过程的自动化和规范化，改善处理过程的效率和质量。

一、标定系统结构

稳控系统标定工作中，系统的交互内容主要包括数据信息和控制操作，分别以信息流、控制流的流向作为示意，则标定系统交互结构通常如图 6-3 所示。

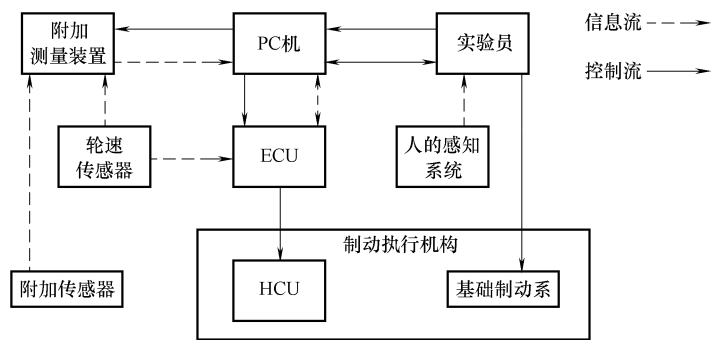


图 6-3 标定系统交互结构示意图

信息流承载稳控系统工作时的各种状态参数，分为两类：一类是系统测试时传感器测量得到的信号与从实验人员的感知系统获得的信息；一类是 ECU 程序运行时的控制与状态参数，包括标定的控制参数、车轮运行状态、阀的开关状态及电动机转停状态等。信息流组成见表 6-6。

表 6-6 信息流

流出端	流入端	内 容
人的感知系统	实验员	报警显示 制动踏板振动 稳控系统噪声
附加传感器 (压力传感器、踏板力传感器、车速测试器、陀螺仪、转向盘转角传感器等)	附加测量装置	制动压力、踏板力、车速、车身加速度、横摆角速度、转向盘转角等
附加测量装置	PC	
轮速传感器	ECU	轮速
ECU	PC	轮速 ECU 控制状态参数
PC	实验员	附加测量装置 ECU 发送给 PC 的信息
实验员 PC	PC ECU	标定的控制参数

控制流承载稳控系统工作时的控制和操纵指令，分为两类：一类是人对设备的控制操纵指令；一类是设备与设备之间的控制指令。控制流组成见表 6-7。

表 6-7 控制流

流出端	流入端	内 容
实验员	基础制动系统	制动踏板操纵
实验员	PC	数据采集与参数标定控制
PC	附加测量装置	数据采集控制
PC	ECU	参数标定控制
ECU	HCU	阀与电动机驱动控制

二、标定软件结构

标定软件的总体结构如图 6-4 所示。标定软件由 PC 端和 ECU 端两部分组成，并通过通信接口交互。PC 端是实验员标定的主要平台，而且也是实验员与 ECU 交互的桥梁。PC 端的标定软件需要提供人机交互界面，通过与 ECU 的交互通信，实现标定流程的控制，以及数据的分析处理；ECU 端的标定软件主要实现标定命令处理和系统工作数据反馈。

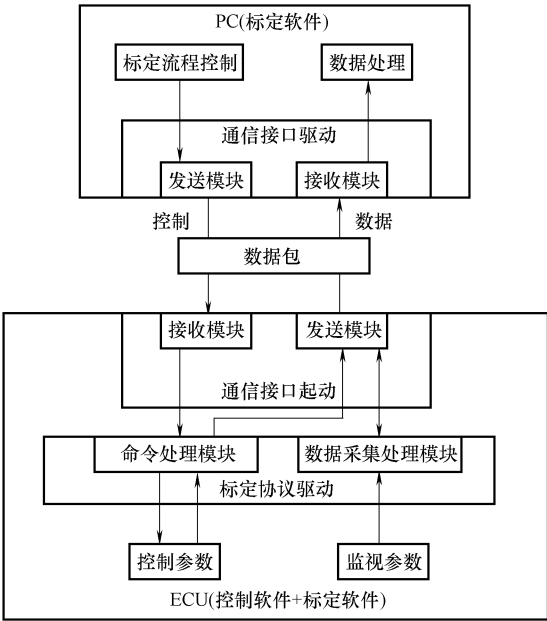


图 6-4 标定软件结构

标定通信接口的设计主要考虑 PC 与 ECU 通信的便利性和可靠性，一方面要考虑 PC 机容易提供的接口，另一方面要考虑 ECU 设计时能提供的接口。PC 机提供的可扩展接口非常丰富，一般标定采用的串口、CAN 能直接或通过扩展方式得到。考虑使用便利性，CAN 接口需要复杂的通信设置，因此串口是简单适

用的通信接口。ECU 的硬件设计在考虑程序在线编程时,一般采用串口接线,但考虑系统兼容性,在设计时将 CAN 作为一种备用的通信接口。目前,一些商用标定软件较多采用 CAN 作为通信接口,主要原因是 CAN 传输数据的速率较高,并且可靠性较好,在实时传输大量数据的情况下 CAN 接口是可行的方式。对于稳控系统标定工作,由于制动实验具有间断实验的特点,控制参数的调整通常在车辆静止时进行,实时性要求不高,而且数据传输量并不是太大,因此可以采用更为通用的串口方式进行通信,而将 CAN 作为备用通信接口。本章的标定软件设计中,将与串口硬件有关的底层通信驱动模块独立出来进行开发,而与硬件无关的其他应用模块就能实现统一的设计开发,有助于标定软件的规范化与系统化。

三、标定软件总体设计

标定软件在 PC 端的设计主要是根据人机交互功能的需求开发相应的集成界面,主要功能包括:

1) 更新 ECU 程序。系统匹配过程中,要保证 ECU 能写入工作程序。在进行稳控系统标定时,随着标定工作的不断完善,工程师通常需要更新 ECU 中的程序,因此标定软件需要集成更新 ECU 程序的模块。ECU 程序的更新与稳控系统所用的微控制器芯片和 ECU 的硬件接口设计有关。采用某一厂商的芯片时,厂家都会提供对应的芯片程序下载的硬件设计方法和需要使用的工具软件。在标定软件中,可以设置一个调用外部程序下载软件的模块,从而实现 ECU 更新功能的集成。

2) 调整控制参数。ECU 程序更新操作比较花费时间,整个过程的操作包括调入新程序,给 ECU 系统加电复位,而后写入程序,重新加电运行。为减少对 ECU 的更新次数,在软件标定时,可以将一些需要修改的控制参数设置在标定界面中,标定人员通过在线修改 ECU 参数就可以实时进行更新,从而避免了一系列反复加电的过程。在标定界面设计中,根据技术保密的控制要求,可以采用开放式和指导式两种界面设计。开放式界面适于稳控系统标定经验丰富,且对稳控系统程序参数的功能和作用比较了解的人员使用。指导式界面主要适于刚开始稳控系统标定工作的人员使用,不需要对参数深入了解。在开放式界面设计中,提供比较丰富的标定参数,标定参数的修改也比较自由;在指导式界面设计中,只设置主要的标定参数,并对标定参数的取值进行指导性的限制,通常是给定几个级别的取值。

3) 实现数据采集、存储、实时显示。标定过程中,PC 将标定控制指令发给 ECU 后,ECU 要将运行的状态参数传回给 PC 机。通过数据采集功能,标定软件可以接收到 ECU 反馈的参数,用来进行系统工作状况的评价。标定软件需要将稳控系统的控制参数、ECU 反馈的数据、实验的条件、实验数据的分析结果等

数据进行保存,便于后续的分析处理。ECU 反馈数据的实时显示,可以使实验员监控实验过程。稳控系统反馈的数据主要包括车辆运行的参考车速、轮速以及阀的控制等,通过图形、数据的方式实时地显示车轮的运行状态和阀的工作状态。

4) 离线数据分析。在系统标定过程中,为评估参数的好坏,对存储的历史实验数据进行离线分析是必不可少的。标定软件的一个重要功能就是实现数据后处理,包括数据组合显示、统计计算等。

第三节 整车匹配技术

稳控系统 (ABS/TCS/ESP) 在应用于新车型前必须进行匹配,通过充分的道路实验,调整控制算法中的控制参数,使之在各种工况下均有良好的控制效果。匹配成本在稳控系统产业化过程的成本所占的比重很大,匹配成本的高低直接影响稳控系统产品的竞争力。匹配成本主要包括直接资金成本和时间成本,其中直接资金成本包括稳控系统匹配过程中的车辆、场地、仪器、材料及人员的成本;时间成本为匹配所消耗的时间,时间越长,整车的开发周期越长,综合成本越高。因此以产业化为目标的稳控系统关键技术研究,稳控系统与整车匹配方法是必要和关键的。系统与整车匹配的工作分为硬件匹配与软件匹配。硬件匹配包括传感器及齿圈的安装设计,ECU 与 HCU 的安装设计,制动管路、电线束及仪表的布置和 HCU 增减压阀阀口直径的匹配设计等。其中 HCU 增减压阀阀口直径匹配设计关系到系统的增减压速率,是硬件匹配中的核心技术。软件匹配主要是根据轮胎与路面的附着特性、车轮的转动惯量、重心高度、制动器结构形式、载质量和制动系统的增减压速率等参数匹配稳控系统控制软件中的各种门限值。

一、标定匹配技术

稳控系统的压力控制可以通过轮加减速度和参考滑移率的特征(以下称门限特征值)来确定。稳控系统滑移控制目标是将车轮的滑移率控制在峰值附着系数对应的滑移率(以下称临界滑移率)附近,因此临界滑移率处的轮加减速度和参考滑移率的特征很重要。车辆参数不同、车速不同、载荷状态不同、路面状况等因素不同,临界滑移率处的轮加减速度和参考滑移率的特征也不同。稳控系统的匹配工作就是通过实车实验找到各种工况下的临界滑移率处的轮加减速度和参考滑移率特征,进而确定控制门限,使稳控系统在各种制动工况下均有良好的控制效果。传统的匹配方法是通过获得滑移率-附着系数关系曲线来确定门限特征值的。车辆确定后,滑移率-附着系数曲线主要与车速、载荷、道路、气压等诸多因素有关,而滑移率-附着系数曲线越符合实际情况,获得的门限特征值就越准确,稳控系统控制效果越好。为了保证稳控系统的可靠性和控制效果,必

须进行充分的匹配实验,对各种工况都需要进行细致的匹配,确定车型的稳控系统匹配工况可根据不同路面附着状况、不同的车速、不同的载荷等排列组合为上百种工况,为了使稳控系统在每种工况下都具有良好的控制效果,其匹配的工作量是十分巨大的,即使是针对一种工况的匹配的工作量也是不小的。由于每一工况都对应一组滑移率-附着系数关系曲线,而通过传统实验的方法获得滑移率-附着系数关系曲线十分困难,通常获得一组曲线至少需要进行上百次的制动实验。

由于路面与轮胎的任何变化都将影响附着系数的数值,因此附着系数获得困难并且实验的重复性低。获得滑移率-附着系数关系曲线有以下要点:前后轮与地面的附着关系需分别测量,测量前轮时需要将后轮制动管路断开,以消除后轴的影响;测量后轮时,同样需要将前轮制动管路断开。在相同待测路段以相同确定测量车速进行实验。逐步提高制动压力,寻找在当前实验条件下,车轮不抱死时车辆所能达到的制动强度。实验时需要保证制动压力的稳定,需要对制动系统改装,可以采用在制动管路加装限压阀的方法,每次制动前调整限压阀限制制动管路压力,直到制动减速度增大且车轮不抱死为止。根据车辆参数(整车质量、重心高、轴距等),按照经验计算被测轴的动载荷。由车轮不抱死时的最大制动力与动载荷计算得到峰值附着系数。滑动附着系数根据车轮完全抱死时的制动力与动载荷计算得到。根据峰值附着系数和滑动附着系数按照一定的经验算法获得滑移率峰值附着系数曲线。实验过程比较复杂,例如获得最大制动强度的过程中,需要逐步改变制动管路压力,逐渐逼近最大制动力点,实验过程繁琐,一般需要几十次制动才能确定最大值点;由于实验的重复性较差,一般需要重复上述实验过程若干次才能获得一组较为理想的曲线。另外在实验时,稳控系统的控制器也需要实时计算轮加减速度和参考车速并输出记录,获得滑移率-附着系数曲线后,根据需要可得到对应的轮加减速度和参考滑移率门限特征值,为进一步调整匹配控制门限打下基础。

二、整车匹配原理

稳控系统匹配时需要确定上百种工况下的临界滑移率对应的轮加减速度和参考滑移率特征,使用传统的方法需要耗费大量的金钱和时间。根据耗散功率方法能自适应各种路面附着状况的特点,考虑将耗散功率原理应用于稳控系统与整车的标定匹配中。根据耗散功率原理可知,耗散功率极值对应的滑移率略小于临界滑移率且相差不大,在各种路面条件下,附着系数利用率均可达到 90% 以上。因此可以采用耗散功率极值对应的滑移率代替峰值附着系数对应的滑移率对稳控系统进行控制。而滑移率与耗散功率曲线获得较为简单,一种工况对应的曲线原则上只需要一次制动实验即可,比之传统的需要上百次实验确定一组曲线的匹配方法,大大提高了匹配效率。为了使耗散功率原理更符合实际情况,对载荷转移、滑移率、耗散功率进行分析,以某高附着路面为例,其滑移率与纵向附着系

数曲线如图 6-5 所示, 峰值附着系数为 0.78, 临界滑移率为 0.17。首先在仿真平台上使用单轮模型, 在上述高附路面上进行常规制动, 获得的滑移率、耗散功率曲线如图 6-6 所示, 其耗散功率极值为 $9.2463 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m/s}$, 对应的滑移率为 0.14。在仿真平台上使用双轮模型 (7 自由度模型), 为了对比方便, 前后轮的轮胎结构参数 (质量、刚度、转动惯量等) 完全一致, 仍然在同样的高附路面上进行常规制动, 获得的前后轮的滑移率 - 耗散功率曲线如图 6-7 所示, 其中前轮的耗散功率极值为 $1.2246 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m/s}$, 对应滑移率为 0.13; 后轮的耗散功率极值为 $6.1333 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m/s}$, 对应的滑移率为 0.14。

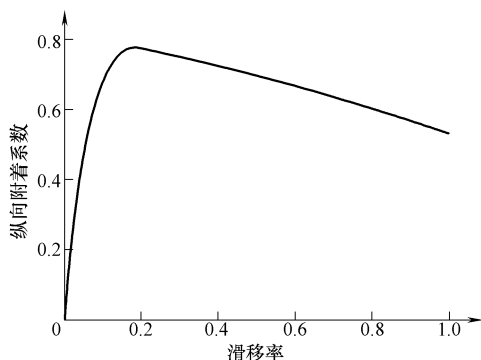


图 6-5 滑移率与纵向附着系数曲线

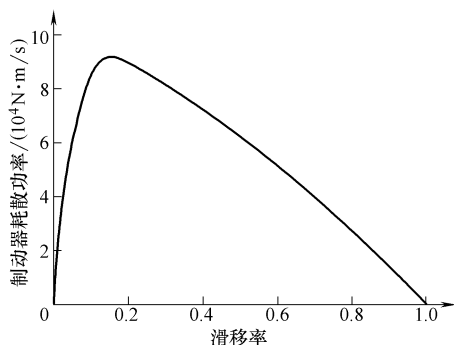


图 6-6 单轮模型的滑移率与耗散功率关系

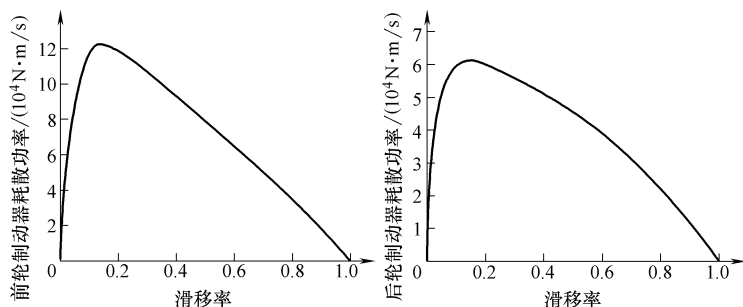


图 6-7 双轮模型的滑移率与耗散功率关系

根据分析可以得到如下结论：

1) 无论双轮模型还是单轮模型, 其耗散功率极值对应的滑移率均接近临界滑移率, 且耗散功率极值对应的附着系数与峰值附着系数接近, 附着系数利用率均达到 98% 以上。

2) 单轮模型和双轮模型的计算结果有所区别, 说明载荷转移会对耗散功率的计算带来影响。在考虑载荷转移后, 耗散功率的极值不同; 但其极值对应滑移率差别小, 极值对应的附着系数差别也很小。

由于匹配时只关心峰值附着系数处的特征，而耗散功率极值对应的附着系数与峰值附着系数接近，可以用极值对应的附着系数处的特征对稳控系统进行匹配。

三、整车匹配方法

采用耗散功率原理对稳控系统进行匹配时，需要加装四个压力传感器测量制动轮缸压力、使用五轮仪测量车速，压力传感器和五轮仪仅在匹配时使用，实际的稳控系统产品中并不使用。匹配时，用采集系统采集四路轮速、四路制动压力、一路车速、一路踏板信号；ECU 实时计算轮速、轮加减速度和参考滑移率，并将计算结果通过串口输出到上位机。匹配所用的测试系统示意图如图 6-8 所示。

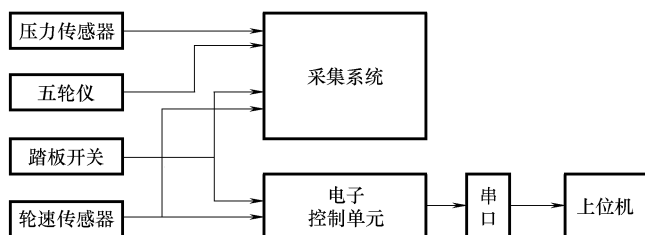


图 6-8 耗散功率方法测试系统

由于稳控系统逻辑门限值控制方法主要以轮加减速度和参考滑移率为门限，门限特征值指耗散功率对应的轮加减速度和滑移率。稳控系统 ECU 处于部分工作状态，对稳控系统的控制量（轮速、轮加减速度、参考滑移率等）进行实时计算，但稳控系统并不对 HCU 进行控制，仍保持电磁阀的常态，相当于常规制动。稳控系统控制量的计算结果通过串口实时发送到 ECU，在确定耗散功率极值的位置后，在控制器发出的串口数据的相同位置可找到稳控系统相关门限的特征值。

稳控系统标定匹配流程：标定制动器制动力矩与制动轮缸的压力特性关系；确定所匹配的工况，包括路面、载荷、车速等条件；将车速稳定在被测车速后，进行应急制动，当车轮刚刚抱死后即可松开制动踏板，从测试开始到车轮抱死的时间段的数据可以满足匹配分析使用；制动开始到车轮抱死的时间很短，车速变化很小，可近似认为车速恒定，测试结果可以认为是该制动初速下的滑移率与耗散功率关系；通过测量得到制动轮缸压力，按照标定过的制动力矩 - 压力曲线求得制动力矩，制动力矩与轮速（测量值）的积即为耗散功率；通过测量得到的车速和轮速可以得到滑移率。这样便获得了滑移率和耗散功率的关系曲线；在滑移率和耗散功率关系曲线上可以确定耗散功率极值点和其对应的滑移率。在同样的位置处的轮加减速度和参考滑移率可以作为稳控系统控制门限的特征值。

按照上述方法对稳控系统进行匹配的优点：匹配效率高，原则上一种工况的滑移率与耗散功率关系曲线只需要一次制动即可获得，具体实验过程中，为了保证测试的准确性，可以同一工况进行三次制动取平均值；匹配时，不需要进行断管路和串联限压阀等改装，常规制动即可，而且前轮后轮可以同时测量，降低了实验难度并提高了实验速度；测试过程中车轮抱死时间很短或者不抱死，大大减少了轮胎的磨损，降低了匹配成本；数据采集系统与 ECU 串口数据同步采集，特征值为单片机内部计算使用的实际值，使匹配准确、快捷方便。

为证明耗散功率匹配方法的优越性和可靠性，对同一工况采用该方法和传统的方法进行实车实验对比。选择了一段沥青平直路面，载荷状态为半载，测试车速为 35km/h。

1. 传统匹配方法

首先用传统的方法实验确定在当前工况下的临界滑移率（对应峰值附着系数的滑移率），对车辆进行断管路、加装限压阀的改装，逐步调整制动压力，直到找到车轮不抱死且制动强度最大的制动压力，在此制动压力附近进行制动压力的仔细调节，反复实验确定，经过三十余次制动，总耗时 3.5h，获得本工况的实验数据如图 6-9 所示。

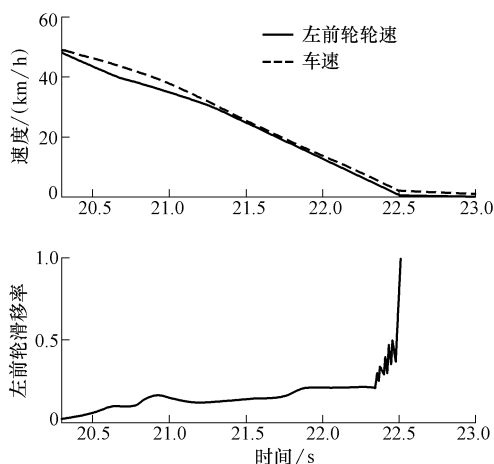


图 6-9 最大制动强度时的轮速与滑移率

为消除误差，保证车辆充分的减速度，以初速 50km/h 开始制动，取 30 ~ 40km/h 的数据段作为分析对象，该数据段的平均滑移率可认为是 35km/h 处的临界滑移率。经过计算分析得到，在本工况下车轮不抱死能达到的最大制动强度为 0.673g，对应左前轮的临界滑移率为 0.161。

2. 基于耗散功率的匹配方法

在同样的路段和同样的车况下，使用基于耗散功率匹配方法进行实验，不需要对车辆进行改装，以初速 35km/h 进行常规制动，车轮刚抱死时即松开制动踏板，测试完成。为了保证实验的准确性，进行三次制动取平均值。实验获得的数据曲线如图 6-10 所示。左前轮耗散功率极值点对应的滑移率为 0.142。

四、综合实车匹配

采用耗散功率稳定控制技术进行匹配工作，将部分数据列出如下。在高附着路面上对稳控系统的门限特征值进行匹配，按照上述的匹配流程分别以 40km/h、

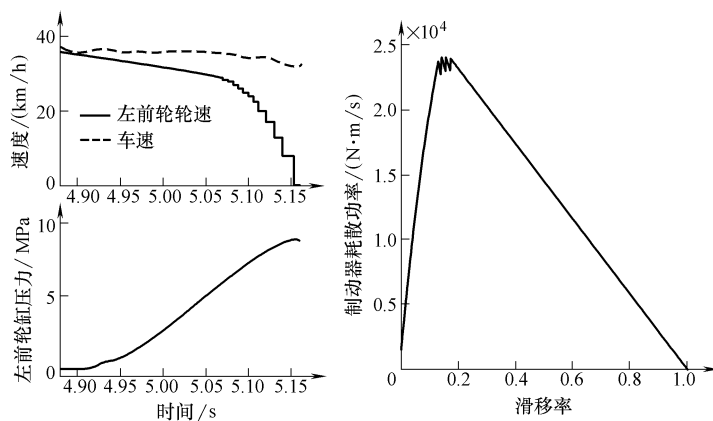


图 6-10 高附路面上滑移率与耗散功率关系

60km/h、80km/h 的初速进行常规制动，获得的滑移率与耗散功率关系曲线如图 6-11 ~ 图 6-13 所示。

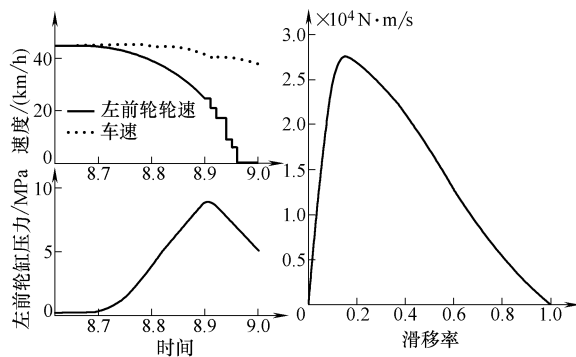


图 6-11 40km/h 工况滑移率与耗散功率关系 (1)

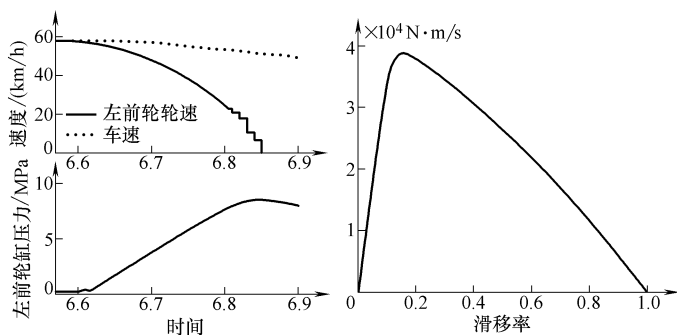


图 6-12 60km/h 工况滑移率与耗散功率关系

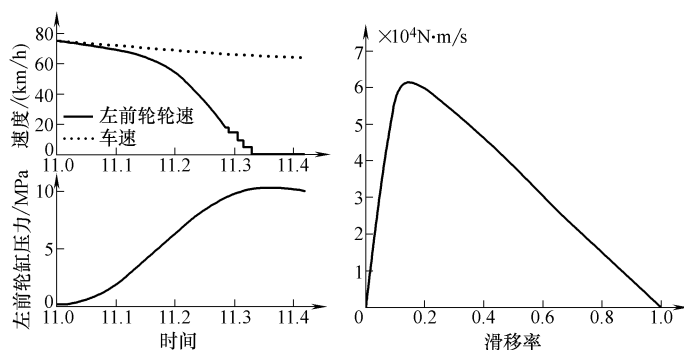


图 6-13 80km/h 工况滑移率与耗散功率关系

在某低附着冰面上，以初速 40km/h 进行制动，获得的滑移率与耗散功率关系曲线如图 6-14 所示。根据耗散功率极值对应的滑移率位置，可以根据 ECU 送出的串口数据中获得稳控系统控制门限的特征值。

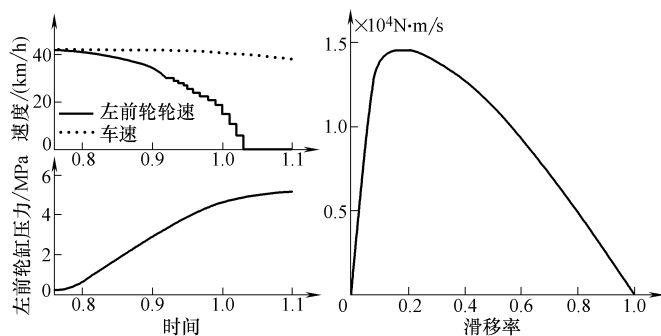


图 6-14 40km/h 工况滑移率与耗散功率关系 (2)

第四节 仿真匹配技术

耗散功率的标定匹配原理，可以提高匹配效率、节约匹配成本，在实际应用上述原理进行匹配的过程中，为了使软件匹配针对性更强，将虚拟仪器技术应用于稳控系统的匹配过程，并设计了稳控系统专用的匹配工具，使匹配过程更加规范方便。虚拟仪器技术的发展为稳控系统控制器的设计、开发提供了新的平台和思路。虚拟仪器是指通过应用程序将通用计算机与功能化硬件结合起来，用户可以通过友好的图形界面来操作计算机，从而完成对被测量对象的采集、分析、判断、显示、数据储存等。虚拟仪器技术本质上也是一个集成的软硬件系统技术，基于虚拟仪器技术的软件系统，将功能强、使用灵活的 C 语言平台与数据采集、

分析等测控专业工具有机结合起来,为稳控系统控制软件的实车仿真技术开发、匹配提供了良好的平台。

一、软件匹配流程

稳控系统控制软件匹配一般通过数据采集系统采集稳控系统的外部特征量,根据外部特征量的综合分析进行参数匹配。但这种由外部信号推测控制软件内部运行情况的方式,有时不易找到问题根源,匹配效率低,另外需要额外的采集系统,增加开发成本。通过双口 RAM 或仿真器等方式,可以实现跟踪稳控系统控制器的运行情况进行匹配,但是需要对电路板进行改造或是增加仿真器,使得开发板和最终稳控系统产品板差异较大,并且实车在线调试不方便,硬件成本增加,可靠性也有待进一步提高。通过 PC 机与波形发生卡或是 VF 转换等方式将采集到的轮速数据还原为轮速脉冲,在混合仿真实验平台环境中进行控制软件的调试和验证是稳控系统匹配的一种方法。但在轮速信号的采集、还原过程中不可避免地损失部分轮速信息,无法实现真正的控制流程再现,并且该方法需要混合仿真实验台,开发成本较高,不能实现实车实验现场的即时调试分析。稳控系统控制软件匹配方法如图 6-15 所示。该匹配方法有两个部分:数据采集分析与控制软件调试仿真,可以实现稳控系统的 ECU 运行情况的实时监控和内部信息数据采集,并在软件仿真环境中实现对控制流程的再现和逻辑调试验证。该方法具有硬件简单、匹配可靠性强、易于发现问题及软件方便的优点。

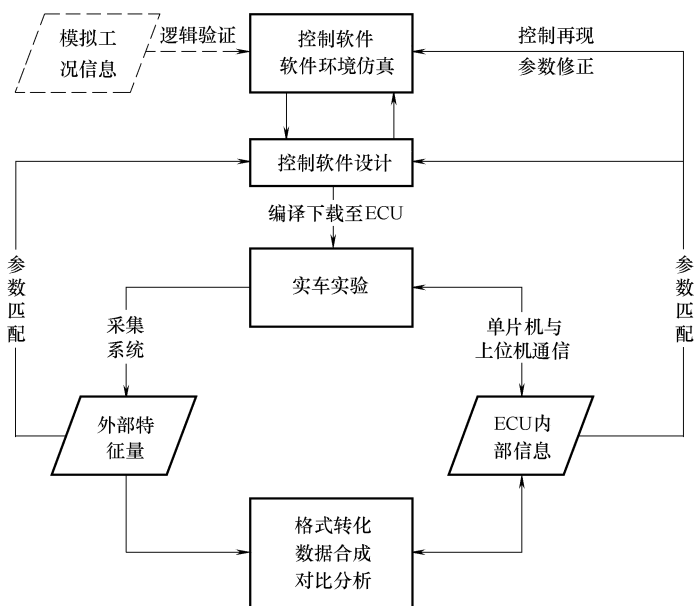


图 6-15 稳控系统控制软件匹配方法框图

二、内部信息采集

通过串口或者 CAN 等通信手段实现 ECU 和上位机的通信,可以跟踪稳控系统控制器内的程序流程,更容易实现稳控系统的控制软件参数匹配、逻辑确认和错误查找,并具有硬件成本低、可靠性高、样品和最终产品相差小的优点。

以下均以串口通信为例。将 ECU 单片机中的串口线引出,经过电平转换芯片即可实现与上位机通信。另外如果单片机有空余引脚,根据需要可以将五轮仪的信号接入单片机的计数器引脚,将加速度传感器和制动油压信号接入 A-D 采样引脚,这样可以通过单片机实现对稳控系统外部制动特征量的采集,不再需要额外的采集系统,可方便地进行稳控系统制动评价和控制软件分析。需要说明的是,车辆制动的特征信号可在匹配实验时作分析对比使用,稳控系统最终产品中并不使用。控制器内部运行信息采集硬件实现如图 6-16 所示。

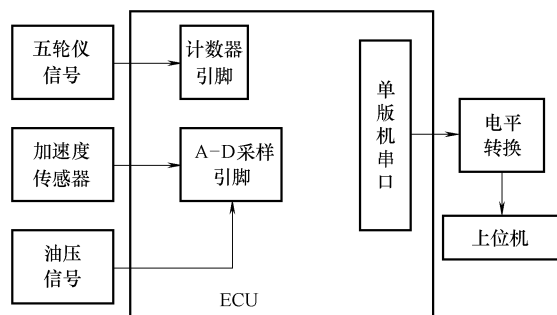


图 6-16 单片机内部运行信息采集硬件实现示意图

在稳控系统控制程序中添加独立的程序变量监控模块。变量监控模块的进程在稳控系统主进程完成后的系统空闲时间内启动。程序变量监控模块功能:向上位机发送稳控系统进程中设定的待监控变量值;采集计算车辆特征信号(即车速、制动油压等)并发送。监控进程与稳控系统主进程同步,即每个控制周期向外发送一组监控变量数据。由于监控变量即为稳控系统控制软件实际运行时使用的变量,经过分析即可清楚知道控制软件运行的流程,使软件的修改和参数匹配更加直接和准确。将监控模块屏蔽后实现了从调试模式控制软件到产品软件的转换,方便可靠。根据上述单片机数据采集分析的原理,为了使软件匹配更加方便,在软件平台上设计开发了稳控系统数据采集与分析软件,包括三大功能模块:串口数据采集模块、数据在线显示模块、数据离线处理分析模块。串口数据采集模块实现数据采集并按指定的文件格式和名称保存;数据在线显示模块用定时器控件实现 ECU 发送数据与上位机的接收数据同步,将监控变量实时显示在曲线窗口中,在实车匹配时,可以实时监测各变量的计算情况。使用串口输出的

ECU、一台计算机和数据在线显示功能软件，可以组成一套稳控系统产品检测系统。数据离线处理分析模块功能如图 6-17 所示。

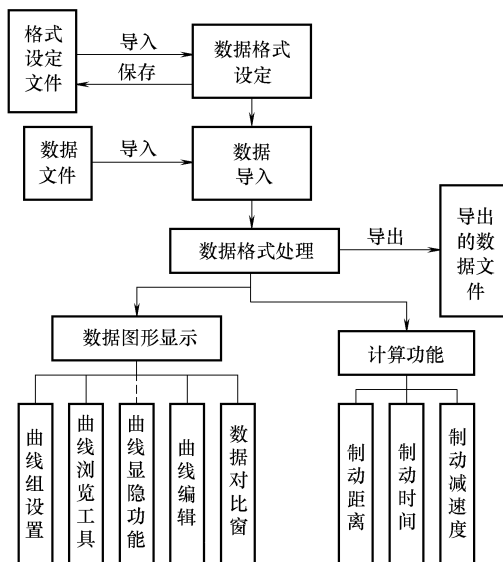


图 6-17 数据离线处理分析模块功能

三、仿真调试验证

在单片机中运行的稳控系统控制程序，其输入一般为四路轮速信号和踏板信号，轮速脉冲信号由单片机进行捕捉计算，踏板信号通过 I/O 口读入。而在软件仿真环境下，输入为数据文件中的轮速和踏板信息。稳控系统控制周期的处理：在单片机中的软定时中断相当于时钟，可以实现稳控系统的控制周期。而在软件仿真环境下，每读入一组监控数据，则表示一个控制周期的开始。软件仿真中，轮速的计算直接来自数据文件，不依赖于定时器。在软件仿真环境中，把对硬件寄存器、端口的操作，转变为软件环境中对定义的变量的操作。监控代码段的修改：软件仿真的环境下，将监控数据直接写到文件。图 6-18 所示为软件仿真调试的流程图。

将实验采集到的单片机内部信息，输入到软件仿真环境中，则能完全再现稳控系统控制程序的控制量计算和控制逻辑。在软件仿真环境中对程序进行修改调试，将监控数据输入，可以对比验证稳控系统软件调试修改的效果。通过模拟监控信息，验证稳控系统控制程序对各特殊工况的适应性及对错误的识别和处理能力。在实车实验过程中，使用带有串口输出的 ECU，并含有五轮仪信号，用笔记本电脑对单片机送出的内部运行信息进行采集。某次高附着制动实验后，用稳控系统数据分析软件对其数据进行离线分析得到的曲线如图 6-19 所示。用软件

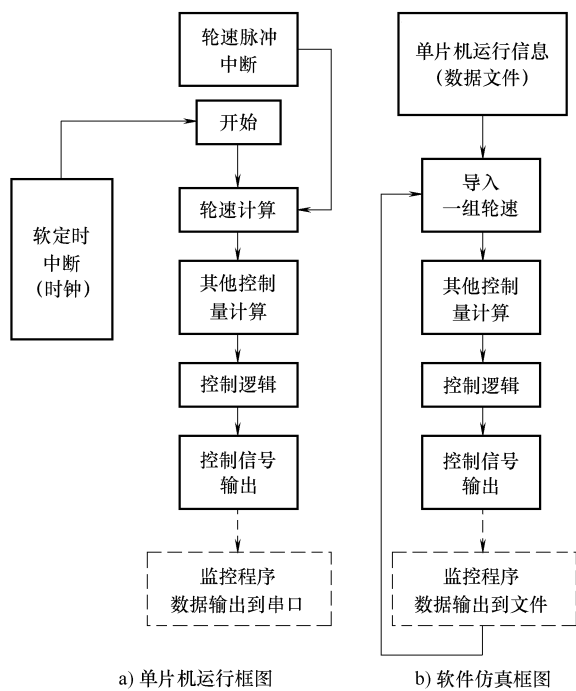


图 6-18 软件仿真调试流程图

的计算功能得出本次制动的平均制动减速度为 -7.60m/s^2 ，轮速波动较大，制动强度一般，制动效果有待进一步提高。分析发现参考车速与车速偏差较大，初步认定滑移率计算有一定问题。

在软件仿真环境下，将本次制动数据导入，经过控制流程再现，调试分析得到参考车速计算的分离点和分离斜率设置有一定问题，修改后对控制过程的数据进行再计算

得到逻辑修改后的参考车速如图 6-20 所示，修正后的参考车速计算合理，满足控制要求。将修改后的控制程序编译下载至 ECU 中，再次进行实车实验，控制效果明显改善。修改后相同路段的制动曲线如图 6-21 所示，制动平均减速度为 -8.11m/s^2 。

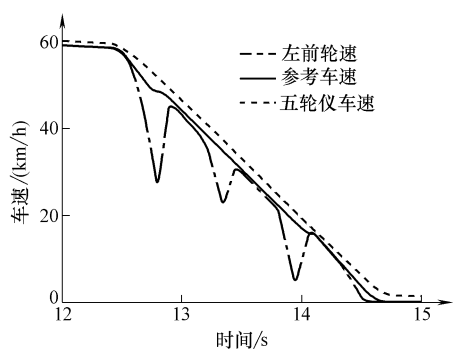


图 6-19 高附车速控制曲线

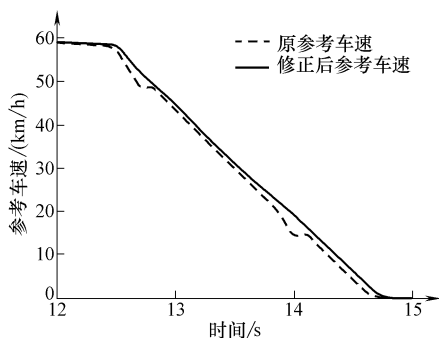


图 6-20 软件仿真调试后车速曲线

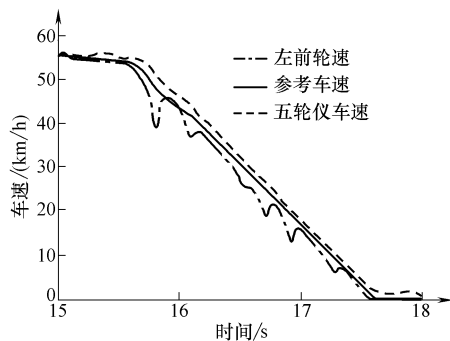


图 6-21 参考车速修正后的车速曲线

第五节 道路匹配实验

一、典型工况实验

稳控系统的典型工况实验主要包括高附着路面实验、低附着路面实验、对开路面实验、对接路面实验等。典型工况实验是在交通部试车场和沙河机场拖机道上完成的。低附着路面是根据天气情况采用两种方法人工制造的，在冬天用洒水造冰的方法；在气温相对高时，用地板革洒洗涤液的方式。经过测算，两种方法获得的低附着路面的附着系数均在 0.2 以内。在高附着路面上进行各种初速稳控系统制动实验。图 6-22、图 6-23 所示为车辆以初速 60km/h，100km/h 在高附着路面上的典型数据。

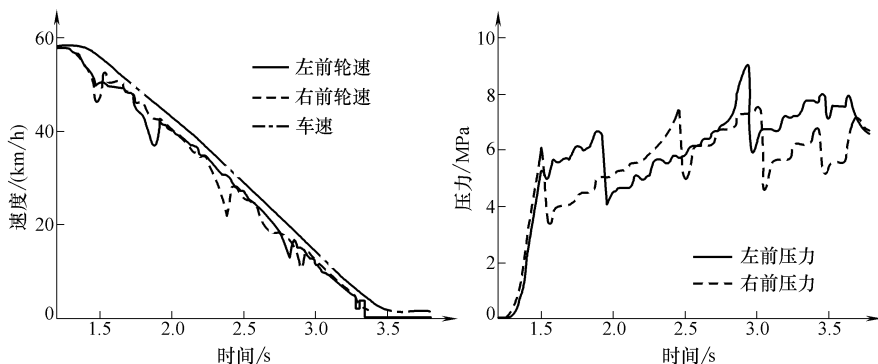


图 6-22 高附着路面上初速 60km/h 的稳控系统制动

在低附着路面上进行各种初速稳控系统实验。控制系统在低附着路面上制动时，压力调节合理，四个车轮均没有抱死，车辆不甩尾侧滑，驾驶人可以通过调整转向盘改变车身前进方向，稳控系统控制效果良好。图 6-24 所示为车辆以初

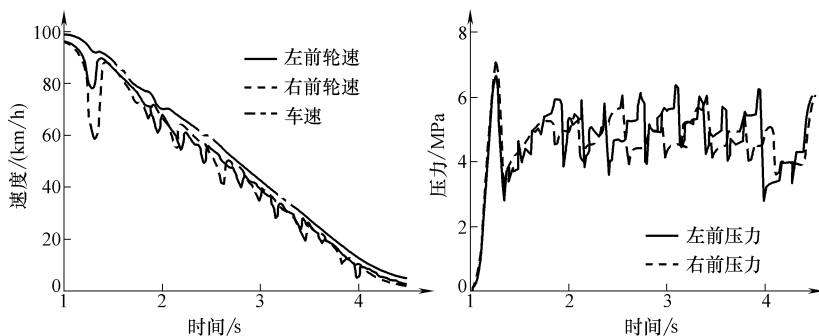


图 6-23 高附着路面上初速为 100/km/h 的稳控系统制动

速 40km/h 在低附着路面上制动的典型数据。

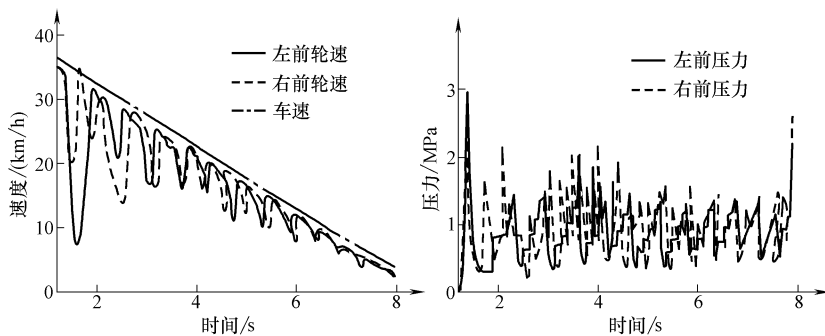


图 6-24 低附着路面上的稳控系统制动

在对接路面上实验主要是为了检测稳控系统控制逻辑在附着系数突然变高时能否及时增压。控制逻辑能够及时增压适应高附着路面的压力水平，在附着系数跃变时明显感觉到车身减速度突然变大，整个制动过程平稳，方向稳定性好。图 6-25 所示为对接路面（低到高）的典型数据。

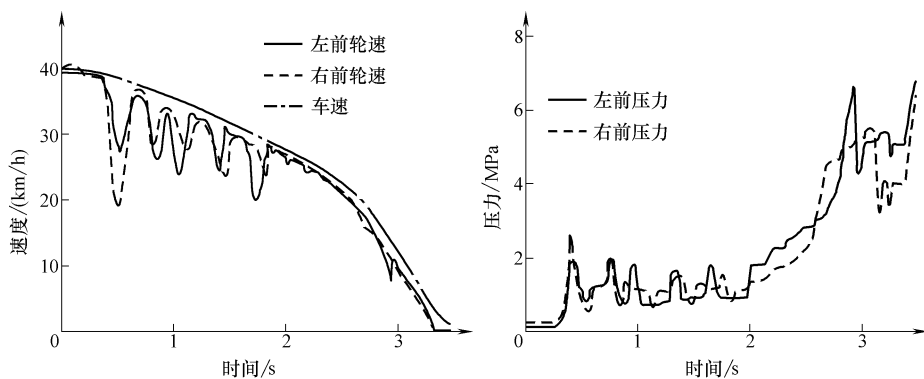


图 6-25 对接路面（低到高）上的稳控系统典型数据

图 6-26 所示为在对接路面（高到低）制动的典型数据。实验主要检测稳控系统控制逻辑能否及时降低制动压力水平以适应路面附着系数的突然变小。在附着系数发生跃变时，稳控系统能及时减压以适应低附着路面的压力水平，方向稳定性好。

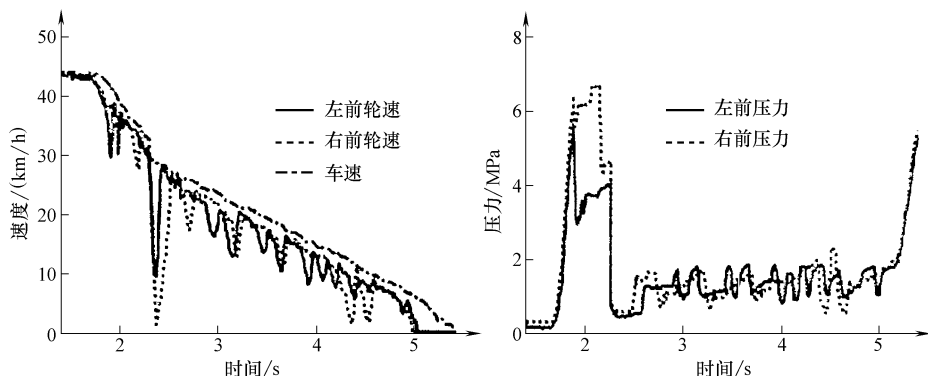


图 6-26 对接路面（高到低）上的稳控系统典型数据

一侧车轮在高附着路面，一侧车轮在低附着路面上的制动过程中，虽然道路两侧附着系数差异较大，但驾驶人可以通过调整转向盘来维持车辆直线前进，由于稳控系统控制逻辑的修正，两个前轮的压力差异是逐步升高的，为驾驶人修正转向盘提供了准备时间。在制动的最初 2s 内，转向盘转角没有超过 120° ，整个制动过程的转向盘总转角没有超过 240° ，没有出现车轮抱死现象，符合法规要求。图 6-27 所示为在对开路面上制动的典型数据。

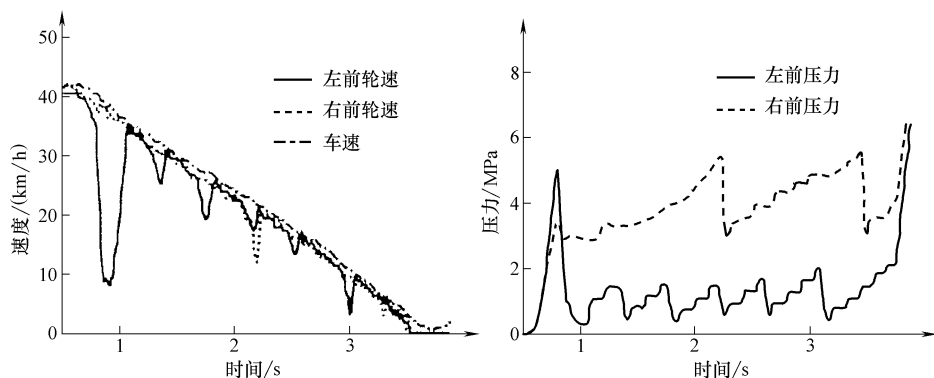


图 6-27 对开路面上的稳控系统典型数据

二、冬季实验技术

为了充分测试稳控系统的可靠性，进行了稳控系统的冬季实验。冬季实验的主要目的：测试稳控系统各部件在低温环境下的工作情况；测试稳控系统在极低

附着系数的制动效果，尤其是高速条件下的制动效果。冬季实验条件：温度为 $-20 \sim -18^{\circ}\text{C}$ ，风力 3 ~ 4 级，路面上覆盖一层薄薄的雪沫，其附着系数极低，为 0.15 左右。以 40km/h、60km/h、80km/h 的初速度进行应急控制，观测车辆是否跑偏或者横摆，利用采集系统分析各车轮的运动情况。整个制动过程车辆直线行驶，无侧滑甩尾等。图 6-28 所示为稳控系统典型数据。

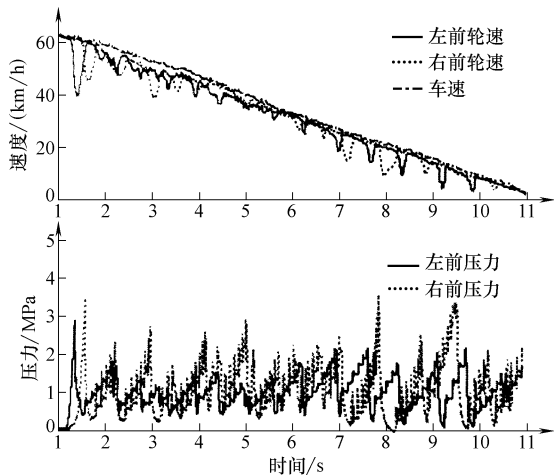


图 6-28 冰面上的稳控系统典型数据

在冰面上进行了制动变线实验，稳控系统控制效果稳定，使滑移率保持在临界滑移率附近，可以获得较大的侧向附着系数，因此在冰面上制动调整方向时，路面可以提供足够的侧向力，保证车辆按照预定的轨道变线。在附着系数极低的冰面实验过程中，以不同的初速应急制动，车辆无抱死拖滑、失稳侧偏现象，满足稳控系统的可靠性要求。稳控系统处于较低温度下均能工作正常，验证了 ECU、压力控制单元、稳控系统电动机和各传感器满足低温工况工作的要求。

在不同的实验路线条件下，根据不同的路径拟合方法有不同的目标路径。采用低阶曲线将有约束段的中心线平滑连接，构造连续光滑的目标路径。以双移线操作为例，该实验路径设置如图 6-29 所示，其中黑色圆点为桩桶位置。

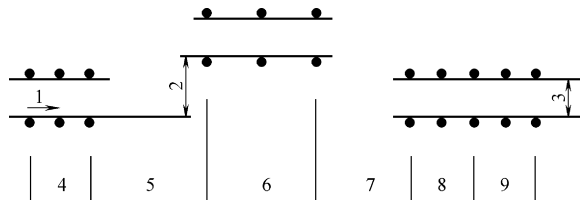


图 6-29 路径设置

- 1—行驶方向 2—车道偏移量 3—路宽 4—路段 1
5—路段 2 6—路段 3 7—路段 4 8—路段 5 9—路段 6

图 6-29 中各路段位置及偏移量见表 6-8。

表 6-8 ISO3888-1:1999 路径尺寸 (单位: m)

路段	长度	偏移量	宽度
1	15	—	$1.1 \times \text{车宽} + 0.25$
2	30	—	—
3	25	3.5	$1.2 \times \text{车宽} + 0.25$
4	25	—	—
5	15	—	$1.3 \times \text{车宽} + 0.25$
6	15	—	$1.3 \times \text{车宽} + 0.25$

目标路径规划方法:有桩桶的路段(路段1、路段3、路段5、路段6),采用桩桶中心线,在其他两段(路段2、路段4),采用低阶曲线,保证曲线段和直线段接触位置的斜率相同、曲率相同。曲线段和直线段接触位置的曲率相同意味着全局曲率连续可导;曲率对应车辆横向加速度,如果完全跟随目标路径,则车辆横向加速度没有突变。如图6-30所示。该目标路径具有连续可导的曲率,黑色圆点是以质心为参考时的边界约束,以下为分析方便,均考虑以质心为参考的边界约束。道路宽度仅仅比车宽大很小的值,所以对车辆质心实际轨迹的约束是很严格的。

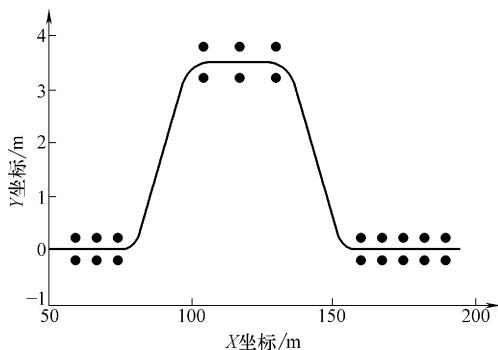


图 6-30 目标路径

驾驶人模型中,如果车速较低,车辆横向运动没有进入非线性区间,固定时间驾驶人模型均可获得较好的轨迹跟随效果。通常增大

时间,转向角调整幅度减小,车辆稳定性较好,但轨迹跟随精度降低;缩短时间,轨迹跟随精度提高,转向角调整幅度增大,车辆稳定性变差。当时间小到一定程度时,转向出现振荡,不能完成路径跟踪。当车辆运动在速度较高、轨迹复杂、有边界约束(道路宽度约束)的条件下,固定时间驾驶人模型往往难以完成驾驶任务。在有边界约束的条件下,速度高于一定值之后,难以求解到满足边界约束的驾驶人时间。如图6-31所示,当取固定时间 T 为0.5s时,跟随轨迹时出现振荡;当取固定时间 T 为0.8s时,边界约束段的出入口处出现超出边界的情况;当取固定时间 T 为1.2s时,大部分边界约束段都出现超出边界的现象。因此,在有边界约束的情况下,为了提高驾驶人模型的适应性,驾驶人模型需要采用自适应的时间。

假设驾驶人能感知车辆状态,具有预测车辆运动的能力,能够对控制进行优化处理^[13]。在某一位置处,选取不同的时间 T_e , 计算在时间 t_1 内的运行轨迹和目标轨迹之间的偏差、边界的距离、时间 t_1 结束时的车身横摆角和对应位置处目标轨迹的切线方向的偏差。根据这三者以及推算所采用的时间 T_e 制定相应的优化函数,根据优化函数选择合适的时间,在时间 t_1 内按照该时间进行转向控制。其中轨迹偏差的优化函数设计为

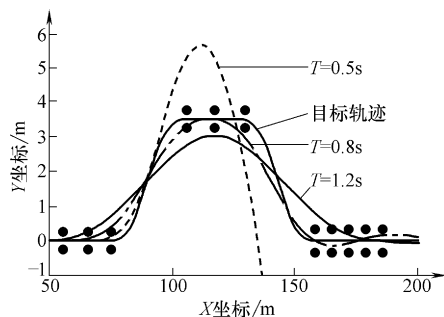


图 6-31 固定不同时间下的仿真结果

$$J_1 = \int_0^{t_1} (y_{\text{tar}} - y_e)^2 dx \quad (6-5)$$

式中 y_{tar} ——目标路径;

y_e ——预测轨迹。

t_1 ——模型预测时间,根据道路特征,通过反复试算确定:对于全部轨迹边界约束的测试道路,取 1~2s;对于局部边界约束的测试道路,将约束段和非约束段分离, t_1 对应一段道路。

为了满足边界(路宽)约束,驾驶人模型需设计轨迹和边界位置之间距离的优化函数。其目的是通过该优化函数,将车辆约束在远离道路边界的位置,保证车辆安全通过。

$$J_2 = \int_0^{t_1} g dx \quad (6-6)$$

式中 g 为表示安全性的轨迹和边界位置的函数,车辆位置越靠近边界, g 值越大,其表达式为

$$g = \frac{|(y_{\text{tar}} - y_e) / \Delta|}{1 - |(y_{\text{tar}} - y_e) / \Delta|} \quad (6-7)$$

式中 Δ 为中心线到边界的距离,在非边界约束段, $\Delta \rightarrow +\infty$ 。当 $|y_{\text{tar}} - y_e| > \Delta$ 时, $g \rightarrow +\infty$ 。

由于本次推算的结束时刻是下一阶段的开始时刻,如果下一阶段的开始时刻车辆方向 and 对应位置处的目标轨迹切线方向相差很大,无疑会使下一阶段的转向控制难度增加。为了减小下一阶段转向控制难度,需要建立 t_1 时刻车身横摆角和对应位置处目标轨迹的切线方向的偏差的优化函数:

$$J_3 = |\varphi_{t1v} - \varphi_{t1r}| \quad (6-8)$$

式中 φ_{t1v} 表示 t_1 时刻车身横摆角, φ_{t1r} 表示 t_1 时刻车辆所在位置处目标轨迹的切向方向和 x 轴的夹角。

时间和整车转向运动的动态响应时间特性相关, 因此可以采用时间和整车转向运动响应相关的时间的差值作为优化函数:

$$J_4 = (T_e - N)^2 \quad (6-9)$$

式中 T_e 为进行推算时所采用的时间, N 为与车辆转向响应特性相关的时间。速度高时 N 可以取到 1s 或更短, 速度低时则适当增大。定义综合优化指标为

$$J = \text{Min}(W_1 J_1 + W_2 J_2 + W_3 J_3 + W_4 J_4) \quad (6-10)$$

式中 W_1, W_2, W_3, W_4 为权系数, 不同的选取方式对应不同的驾驶风格。比如增大 W_1 的取值, 意味着更注重轨迹跟随的位置精度; 增大 W_2 的取值, 表示更注重轨迹远离边界; 增大 W_3 的取值, 意味着更注重下一阶段的可控性; 而增大 W_4 的取值, 意味着更注重取较接近的时间。通过迭代优化, 可以得到合适的时间 T 。自适应的时间的算法如图 6-32 所示。

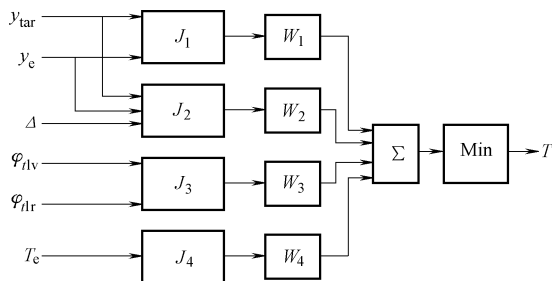


图 6-32 自适应时间确定逻辑框架

如在 $x = 50, y = 0$ 位置, 采用不同的时间得到的结果如图 6-33 所示。根据优化指标 J , 最终选取的时间为 0.5s。图 6-34 所示为 120km/h 速度下的仿真结果, 采用固定时间 $T = 0.6s$ 时, 在 120 ~ 130m 位置大幅度超出边界, 采用固定时间 $T = 0.7s$ 时, 在 75m 位置超出边界, 且 130m 位置附近超出边界。采用自适应的时间之后, 没有超出边界情况。

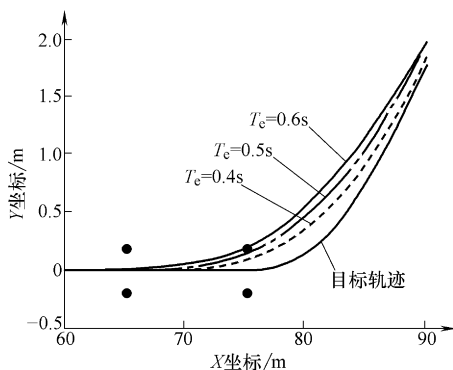


图 6-33 不同时间对应运行轨迹

在速度较低时, 车辆保持稳定, 自适应时间的最优预瞄驾驶人模型虽然比固定时间模型有一定优势, 但是差别不是特别明显; 随着车速增加 (6 ~ 20km/h), 车辆接近极限工况, 自适应时间的驾驶人模型体现出明显优势, 在固定时间的最优预瞄驾驶人模型完全不能满足驾驶任务时, 自适应时间的驾驶人模型能够完成驾驶任务。

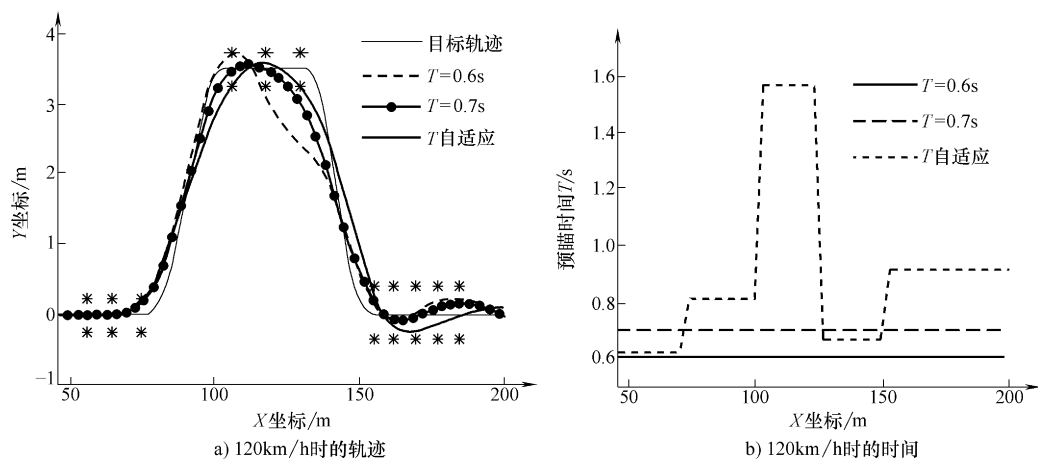


图 6-34 120km/h 高附双移线仿真曲线

第七章 稳定控制系统工艺技术

在车辆稳控系统产业化生产的过程中，遇到了繁难的工艺问题，如隔磁管的加工，阀座的加工，密封钢球与阀芯的焊接，柱塞泵的精密加工，增、减压阀的装配间隙的控制和检测。增压阀的结构如图 7-1 所示。电磁线圈套在隔磁管外面，不通电时，阀芯在回位弹簧的作用下处于常开状态，通电后在电磁力的作用下关闭，切断了主缸与轮缸之间的压力。减压阀的结构如图 7-2 所示。线圈套在隔磁管和定铁外面，不通电时，阀芯在回位弹簧的作用下处于常闭状态，通电后在电磁力的作用下打开，实现了轮缸与低压蓄能器之间的连接；增、减压阀激光焊接的稳定性，以及增、减压阀性能检测的科学性等。为了使产品的工艺达到要求，根据在产品试制阶段积累的经验去改进加工和装配工艺装备，去设计、制造可以满足要求的工艺技术。

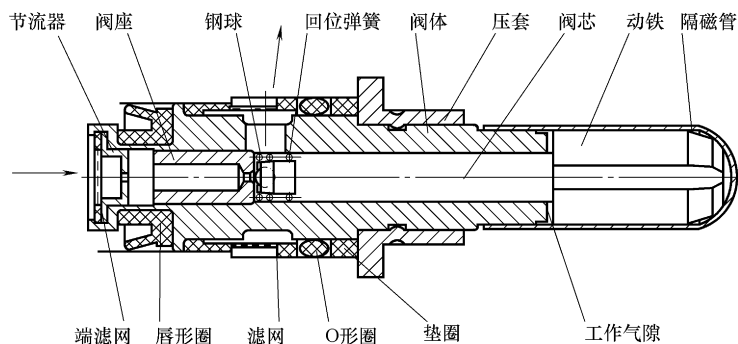


图 7-1 增压阀结构图

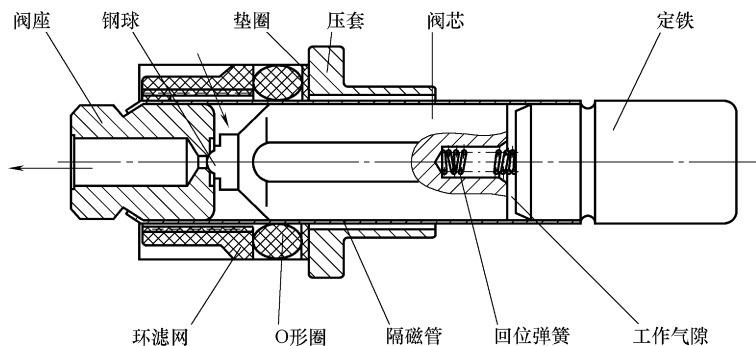


图 7-2 减压阀结构图

第一节 电磁阀工艺技术

电磁阀总成作为车辆稳控系统执行元件,要求具有很高的可靠性及灵敏度,这就对电磁阀零部件的选材及精度提出了很高的要求。整个电磁阀总成共有45种100多个零部件,一些小的加工件,只有赤豆大小,而运动部件间的配合精度一般为H7/f6、H7/g6,表面粗糙度要求 $<Ra0.02\mu\text{m}$,几何公差在6级左右,正是机械加工行业所惧怕的高精度小件加工。仔细分析了各零部件之间的相互装配关系和尺寸链,结合液压制动调节阀的生产制造经验,制定出各零件的加工工艺方案、装配工艺方案和实验方案。主要零部件工艺方案包括阀体采用铝合金挤出型材作坯料,采用卧式加工中心,进口刀具作六面加工,辅助其他手段作超精加工。具体工艺路线:

增压阀体及减压阀体:用棒料采用小型进口数控车床,引进部分刀具辅以自制特殊刀具加工→热处理→液态研磨→非晶态镀镍。

增压阀座:数控车床加工→热处理→磨削→稳定化处理→研磨→钝化→清洗。

减压阀座:数控车床加工→热处理→研磨→钝化→清洗。

回流泵柱塞:数控车床加工→热处理→磨削→稳定化处理→研磨→清洗。

阀体的深孔精加工、回流泵柱塞的加工、隔磁管的加工和阀座的加工是制造工艺难点。

隔磁管的加工要求是将厚0.3mm的不锈钢板深拉深,成形为内径 $\phi 7\text{mm}$ 、深25mm的管状零件。根据隔磁性能的要求,采用的材料是奥氏体不锈钢板。奥氏体不锈钢有很好的耐蚀性、耐热性和隔磁性,在退火状态下,由于还有少量的碳化物,并非是单相奥氏体,为了获得单相奥氏体,进行了固溶处理,即在1200℃左右加热,使所有的碳化物都溶于奥氏体,然后水淬快冷至室温。这种单相奥氏体组织无磁性,从而保证了良好的隔磁效果。奥氏体不锈钢对加工硬化很敏感,具有较强的冷作硬化特性,但在固溶状态下塑性很好,适于进行各种冷塑性变形,这是它与一般钢的不同之处。利用它的这种特性,即在固溶状态下塑性很好的特性进行拉深加工,利用冷作硬化特性获得加工后的较高强度。根据拉深工艺的要求,编制了加工工艺过程,共进行七步拉深:第一步的拉深系数为0.52~0.55,以后四步每步的拉深系数为0.78~0.81,经过五次拉深内径为 $\phi 7.1 \pm 0.05$,基本成形后齐总长,保证总长为 25 ± 0.01 ,最后整形。这样就完成了隔磁管的冷冲压加工过程。

隔磁管成形后的表面粗糙度和尺寸精度要求都很高,其中内径要求 $\phi 7^{+0.022}_0$,这就对成形模具的要求非常高,因为:在不变薄拉深中,根据拉深变

形规律，上壁和下壁也会发生 $0.6 \sim 1.2t$ 的厚度变化，必然出现口厚底薄；模具间隙过大容易起皱，而且口部的变厚得不到消除，工件出现大的锥度，间隙过小，则会使工件容易拉断；间隙小则模具磨损加剧，使模具寿命降低；间隙小、拉深变形大，拉深力必然增大。面对如此多的加工难题，进行了工艺攻关。经过大量实验后，选用了铜基拉深润滑脂，在拉深过程中增强工件与模具间的润滑程度，减少相互之间的摩擦力，从使用情况来看，效果良好。通过以上一系列的措施，较好地解决了隔磁管这一工件的加工工艺。

如图 7-1、图 7-2 所示，电磁阀的阀座锥面与阀芯上钢球之间的接触配合实现了增减压阀的压力密封。二者之间的线接触配合需要密封 20MPa 以上的压力，精度要求相当高。如果阀座不能良好密封，车辆稳控系统的功能就会丧失。同时为了提高电磁阀的工作寿命，还要求对阀口进行热处理。经过数百次工艺实验，最终采用高精度的自动车床对阀座进行一次性加工成形，经过真空热处理后，用高精度、高转速（转速达到 30 万 r/min 以上）的数控磨床和特制的磨头（由于阀口的锥面最大直径只有 $\phi 1.2\text{mm}$ ，制作难度相当大，为此制作专门的磨头）对阀口的锥面进行磨削加工，最后再进行研磨处理，从而保证了加工精度。

柱塞泵（图 7-3）在车辆稳控系统电磁阀中是工艺最复杂且精度要求最高的零件之一。柱塞泵体与柱塞的配合间隙是 $4 \sim 7\mu\text{m}$ ，公差带只有 $3\mu\text{m}$ ，柱塞要在柱塞泵体内运行灵活，圆柱度要求非常高。为了达到精度要求，制作了专用精密夹具和刀具，编制了合理的工艺，用精密数控车床进行多道工艺加工；采用无氧化热处理；柱塞腔采用专用精密研磨机进行研磨；柱塞用高精密无心磨床进行磨削。柱塞泵在装配前还对柱塞与柱塞腔进行配对研磨。柱塞泵中密封圈的设计和制作也是比较难突破的零件，国外产品一般在密封圈后面加一氟塑料圈，由于氟塑料圈精度要求相当高，在国内制造难度很大，在设计时未采用氟塑料圈，采用

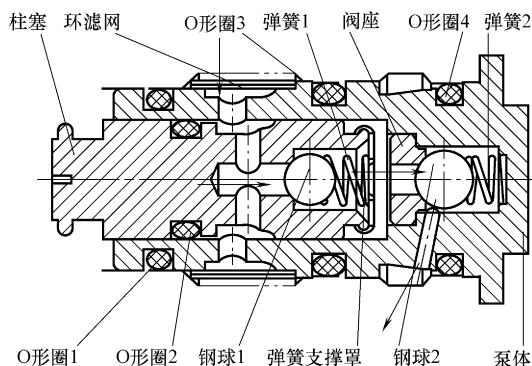


图 7-3 车辆稳控系统压力控制单元柱塞泵

了一体化设计的方法。密封圈的形状设计要考虑到密封、耐磨和运行阻力；胶料选择要考虑耐磨、耐温、耐制动液和膨胀系数；过盈大运行阻力大，过盈小会渗漏，所以公差要求很严。X 星形三元乙丙橡胶密封圈，达到了密封圈功能和寿命要求。

由于焊接在增减压阀芯上的钢球都是密封件，所以焊接好后钢球的变形不能超过 $3\mu\text{m}$ ；且电磁阀又是安全件，所以又要求钢球焊接在阀芯上的强度必须足够。这个问题曾请教过国内知名的焊接专家，都没有得到很好的解决。后来通过多次的论证及反复的实验，最后决定制作专用储能焊机，因为储能焊机平时储存能量，在工作的时候瞬间释放出极大的能量，钢球还未受热变形就已经焊接在阀芯上。这样就很好地解决了钢球的焊接变形问题，同时提高了焊接强度。

液压电磁阀本体（图 7-4）是电磁阀的关键零件，其质量是否能达到设计要求，将直接影响电磁阀总成的装配及最终的性能。其中增减压阀孔、柱塞泵孔、电动机轴承孔及各细长流道连接孔是否能达到要求是加工中的难点。采用主轴及重复换刀精度都较高的德国产加工中心来加工该本体，保证本体中各个加工部位的尺寸精度和位置精度。

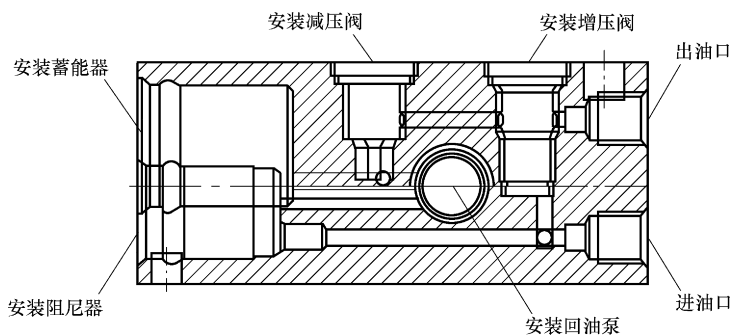


图 7-4 电磁阀本体剖视图

增减压阀孔的加工：增减压阀加工的难点在于保证三阶梯孔的同轴度、孔的尺寸精度及表面粗糙度。为了能达到这几项要求，设计了专用的组合刀具，阶梯孔的粗加工和精加工都采用同种结构的刀具来加工，满足其同轴度；刀具的切削刃还具有挤压功能，使孔的加工精度和表面粗糙度达到设计要求。

柱塞孔、电动机轴承孔的加工：除了与增减压阀孔一样采用了专用组合刀具来满足同轴度与尺寸精度的要求外，为了减少装夹和加工引起的变形，在加工顺序上做了较多的实验，最后采用电动机孔与柱塞孔在一次装夹中完成的方式来保证电动机轴承孔与柱塞孔的孔组间的垂直度，并减少轴承孔的变形量。为了保证电动机装配面与轴承孔的垂直度，采用一把刀加工出整个平面的方式来避免换刀引起的刀痕影响平面度从而影响垂直度。

本体细长孔加工：本体的细长孔非常多，加工难点在于这些孔的位置精度和尺寸精度要求高、加工出来的孔不得偏斜，且加工时排屑困难，钻头易折断。采用深排屑槽的钻头，加工时采用步进方式排屑，特别是 $\phi 3\text{mm}$ 斜孔，采用柄部加粗的硬质合金铣刀先加工出平面，然后再加工深孔的方式来避免小孔位置不准或加工出来的孔偏斜。

第二节 装配与检测技术工艺

增减压阀装配后的阀口间隙位于阀的内部中间位置，阀口间隙的控制和检测是增减压阀装配的重点和难点。首先是压装装置的选择，增减压阀的压套与本体（图 7-1、图 7-2）是过盈配合，需要的压装力相当大。同时增减压阀装配间隙误差需控制在 0.05mm 内，所以就要求压装装置既要提供大的压装力，同时又能在设计位置及时停住。 0.05mm 的装配间隙误差只能借助于高精度的位移传感器，在装配过程中采用一个测量块，借助位移传感器在程序中计算出压装装置所需前进位移来达到控制间隙的目的。增减压阀装配好后需要进行激光焊接，在焊接完成后，隔磁管受热变形会导致装配间隙的变化。所以在这种情况下，间隙的测量装置显得尤为重要，参照胃镜的工作原理，将测量头通过阀口探到电磁阀内进行测量。对于激光焊接的稳定性，激光焊接原本的作用是密封，但是隔磁管的受热变形使对焊接的稳定性有了更高的要求。在激光焊接机厂家的配合下，经过对焊接参数的反复调试及实验，最终找到了一组比较合理的数据，使产品的焊接强度和密封性得到提升，变形量得到控制。车辆稳控系统电磁阀本体孔系较多，又要耐高压，所以本体的材料是高强度的铝合金，但它的伸长率相对较低。车辆稳控系统电磁阀总成组装基本上是压铆本体变形而成，由于本体伸长率较低，压铆本体时容易把本体材料剪切断，但外观又看不出来，使电磁阀零件固定不住。电磁阀进入高压工作时，阀内零件就会弹出来，存在这种现象是十分危险的。针对这种情况深入地研究了铝合金材料挤压延伸机理，设计各种压铆头，进行对比压铆实验、强度检测和金相分析，最终研究出一种使材料组织不断裂，压铆强度高的压铆头和压铆工艺。

增减压阀的性能检测是保证车辆稳控系统质量的关键。增减压阀的检测分为定性和定量检测两种，定性检测判断增减压阀的功能是否具备，定量检测测试阀的动态响应特性和系统的增减压速率等参数。根据实车上电磁阀的调节要求，制定了全新的增减压阀测试标准，研制了增减压阀的测试设备和检测软件。为提高检测效率，将测试压力源由液压改为气压，制定了自动检测流程等，使检测的速度及检测的可靠性都有很大的提升。对检测参数进行筛选，经过反复实验确定了增减压阀各项参数的取值范围。柱塞泵的批量检测设备也是车辆稳控系统产业化

过程中的难点之一,没有现成的任何设备可以参考借鉴,只能根据柱塞泵的设计要求进行探索。柱塞泵主要检测内容有高压密封性、常规排量和高背压下的排量是否满足设计要求。为了提高检测的科学性和检测速度,设计了长方形扁平气缸加活动块的柱塞泵专用夹具。检测时柱塞泵的工作状态接近它在总成中实际工作时的状态。研制的柱塞泵自动化检测系统达到了柱塞泵批量生产时的检测要求。将经过检测的增减压阀、柱塞泵、电动机、阀本体装配成一体后,还必须经过综合参数测试。

为此研制了 HCU 总成综合检测实验台。综合检测实验台主要功能:高压密封性测试、增压性能测试、减压性能测试、阶梯增压测试、阶梯减压测试等。在总结对比了大量的实车实验数据后,设计了合理的 HCU 高压密封性、增压性能、减压性能、阶梯增减压的测试方法和压力时间要求范围,并在此基础上设计开发了综合测试设备,重点包括:密封状态下的快速装夹。在保证接口密封性的情况下快速地装卸被测产品,设计液压缸控制的快速装夹装置,采用端面密封方式解决了高压下接口的密封性问题。为保证 HCU 的测试参数与实车工作状态的一致,测试设备采用了与实车上相同的制动管路、制动器、制动液,接近 HCU 在实车上的工作状态。测试时为保证与实车状态一致,油路中必须充满制动液,不允许有空气存在,测试之前必须有加液排气过程。设计一个自动加液排气的流程,通过主控计算机控制相应的电动机、电磁阀实现了快速自动的加液排气。实验台上有大量的各种传感器,如压力、温度、流量等。作为测试设备,必须确保传感器的准确性与一致性,对上述传感器进行定期分别标定不仅时间长、而且由于安装空间的限制导致可操作性不强。为此专门设计了标定软件,只需对每种传感器中的某一个进行计量标定,其余传感器即可通过程序进行自动检测标定,并可以随时检查传感器的一致性、传感器故障,保证测试的准确性。测试后如果不排出制动液,被测 HCU 从测试设备取出后会出现制动液外溢。为此设计开发了制动液真空抽出方法,有效地解决了这个问题。针对 HCU 设计要求,对不同类型的 HCU 进行大量的实验台和实车测试,获得了大量的参数,进行分析比较后制定了测试方法和测试流程,如测试时施加的增减压时间、增减压值范围、增减压速率等。针对测试方法和要求,设计开发了自动化程度较高的实时测试软件,并能实时显示测试结果,快速地自动判断被测产品是否合格。

第三节 实 验 工 艺

疲劳实验是非常重要的实验环节,能有效地测试、检验产品在实际工作过程中的可靠性和使用寿命。目前国内还没有车辆稳控系统疲劳实验方法和相应的设备,为此专门成立了车辆稳控系统疲劳实验方法和实验设备攻关小组,进行技术

攻关和设备研制。根据 HCU 的工作特点,影响其工作可靠性和寿命的主要因素是增减压阀高背压下的正常开关次数极限、柱塞泵在高背压下往复运动次数极限。为此设计了检测系统,对增减压阀的动作次数进行分别计数,对柱塞泵的工作时间进行累计,采用定时检测方法,每到一定的实验次数,测试一下 HCU 的性能,分析性能是否发生变化。经过大量实验数据的分析和比较,制定了在各种环境温度下被测试对象的疲劳实验工作流程、标准和方法,开发了疲劳检测实验设备,为产业化打下了坚实的基础。ECU 是车辆稳控系统的控制部件,作为汽车的安全部件,在批量生产时,除了作为电子产品所必须进行的各种测试外,还应该进行功能测试。车辆稳控系统 ECU 的功能测试主要采用了硬件在环仿真测试方法,建立了车辆稳控系统仿真系统模型。在测试系统的设计中,轮速信号的产生、HCU 仿真、汽车模型的选择、轮胎模型的建立、仿真测试软件界面设计等是研究的重点。设计开发的硬件在环仿真测试台具有如下功能:给 ECU 加电、进行各种路面的车辆稳控系统仿真测试、自动判别 ECU 是否合格、测试结束自动给 ECU 断电等。在此基础上,结合环境模拟设备(高低温、振动综合实验台)设计了 ECU 疲劳实验台,可以测试 ECU 在高温、低温、振动等环境下进行连续工作的累计工作次数和工作时间,同时可以检测车辆稳控系统 ECU 的工作性能。ECU 电路板焊点开焊处如图 7-5 所示,ECU 焊点开焊处检测装置如图 7-6 所示。

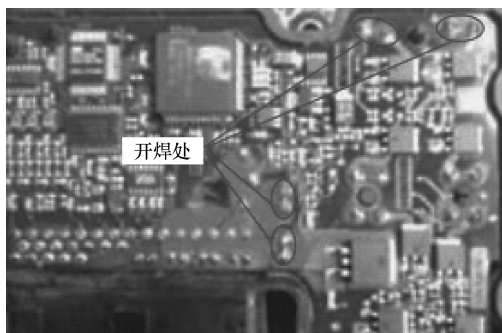


图 7-5 ECU 电路板焊点开焊处

电磁阀阀缸六面都是孔,孔的相贯处毛刺较多,相贯孔较多,如图 7-7 所示。采用传统的机械方式、高能爆炸方式、黏稠磨料挤压方式等做过大量实验,无法取得满意效果。采用电化学清除尖角和毛刺的方法,效果达到了要求。

电磁阀阀缸上孔多而深、复杂,且又分布在六个面。试过各种清洗方式,但总有微细杂质留在深处。经过工艺分析和实验,采用超声波清洗专用设备清洗效果明显。阀缸倾斜地放在设备中,在超声波振动清洗过程中,连续转动工件,使留在深处的微细杂质流出来。清洗经过脱脂粗洗—清洗—精洗—漂清—烘干等工

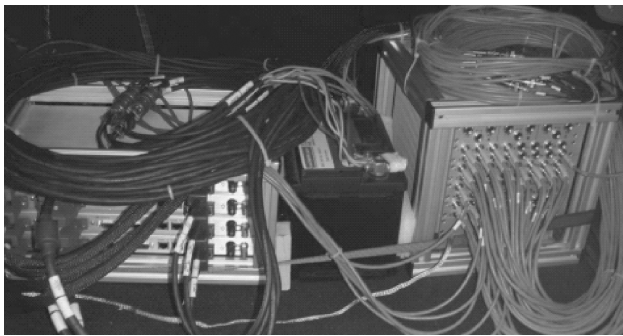


图 7-6 焊点开焊处检测装置

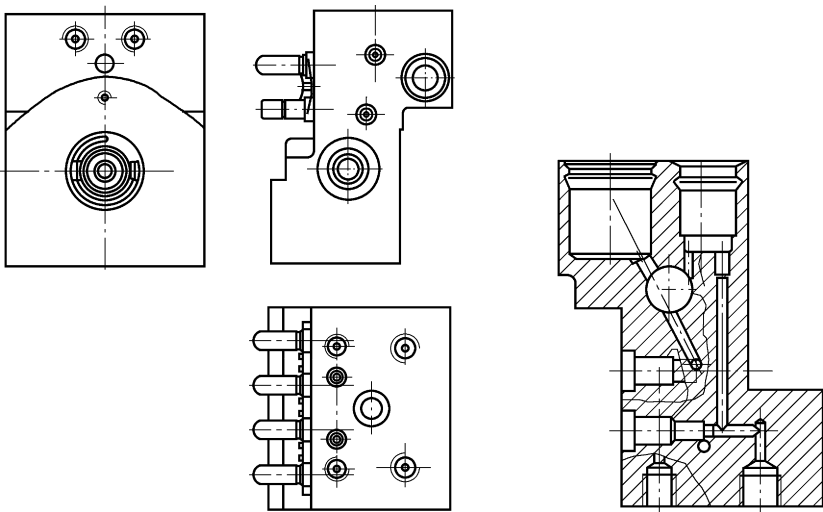


图 7-7 电磁阀阀缸

序，清洗出来的零件无油、无杂质，其清洁度远高于规定要求。经过车辆稳控系统台架实验（包括传感器、ECU、HCU 的台架实验）分析，参考了 GB13594—2003，制定传感器、ECU、HCU 的技术标准（表 7-1）。标准中的每个参数，都要经过大量的台架、实车实验，并与先进产品进行对比分析确定。

表 7-1 车辆稳控系统产品标准

序号	标 准 名 称
1	加速度传感器技术标准
2	压力调节电磁阀技术标准
3	电子控制单元技术标准
4	轮速传感器技术标准

在设计要求和技术标准的基础上，制定一整套的车辆稳控系统生产和质量控制工艺文件（表 7-2），保证车辆稳控系统批量生产时的稳定性和质量。

表 7-2 典型车辆稳控系统工艺文件

类别	序号	工艺文件名称	备 注
液压控制单元	1	主阀体机加工作业指导书	1 份
	2	进液阀顶杆焊接作业指导书	1 份
	3	出液阀衔铁芯焊接作业指导书	1 份
	4	进液阀导套焊接作业指导书	1 份
	5	出液阀导套焊接作业指导书	1 份
	6	进液阀装配作业指导书	1 份
	7	出液阀装配作业指导书	1 份
	8	柱塞泵装配作业指导书	1 份
	9	电磁阀总装作业指导书	1 份
轮速传感器	1	装配检验作业指导书	2 份
	2	轮速传感器包装、贮存作业指导书	1 份
电子控制单元	1	ECU 装配作业指导书	1 份
	2	ECU 包装、贮存、运输作业指导书	1 份
加速度传感器	1	加速度传感器装配作业指导书	1 份
	2	加速度传感器包装、贮存、运输作业指导书	1 份

第八章 新能源车辆电池材料稳定控制技术

能源短缺、大气污染等问题是全球汽车产业共同面临的巨大挑战。2012 年全球 35% 的石油消费在汽车领域，如图 8-1 所示。目前世界汽车保有量约 8 亿辆，到 2020 年全球汽车保有量将达到 12 亿辆，汽车能源消耗已经成为造成环境污染和温室气体排放的主要来源之一，能源转型势在必行。新能源是替代汽、柴油等的清洁能源，其效率高、污染小、排放低。镍氢电池、锂电池、燃料电池等新能源汽车电池作为现今提供汽车能量的主要清洁能源，成为新能源汽车（包括混合动力、纯电动及燃料电池汽车等）的高效动力源。新能源汽车电池环保节能、高效安全，并脱离石油产能瓶颈的约束，受到国家的高度重视，相关部门制定了布局框架（图 8-2），许多科研机构和企业进行了相关技术的研发。新能源汽车，尤以各种电池工作环境复杂，综合技术要求高（图 8-3），常常最先失效（其他部件仍能正常工作），成为新能源汽车体系的短板。电池材料性能决定了电池的热效应、内阻、耐久性等，直接影响电池体系稳定的性能和寿命，因此迫切需提高电池材料稳定的性能和寿命。其在车辆上的布局如图 8-4 所示。本章以质子交换膜电池、锂电池、镍氢电池材料为例，介绍电池材料的稳定控制技术，探讨材料高效节能、稳定安全的新方法与新技术。

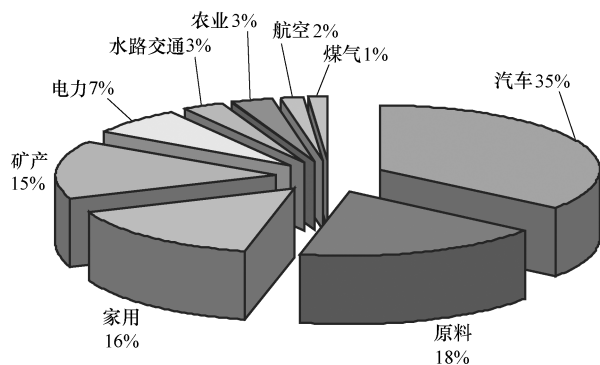


图 8-1 石油消耗分布

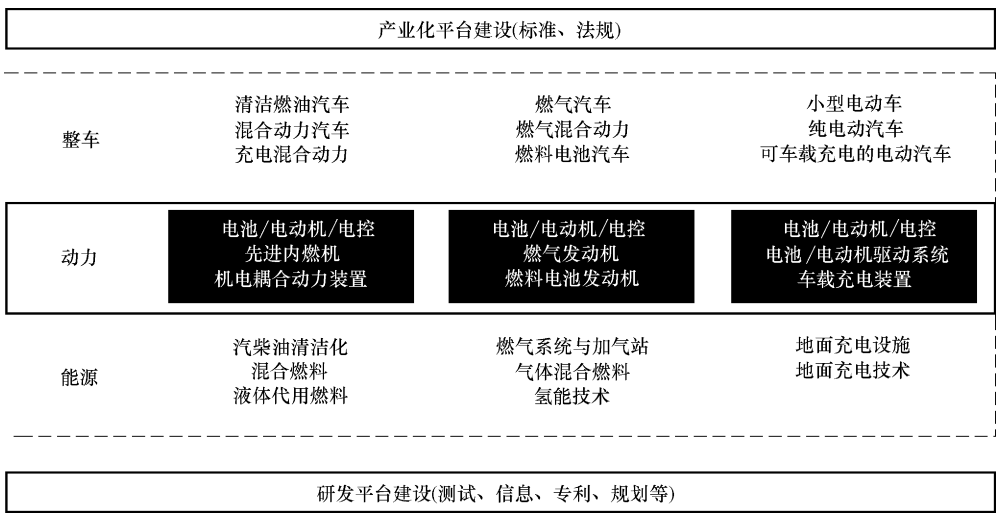


图 8-2 新能源汽车布局框架

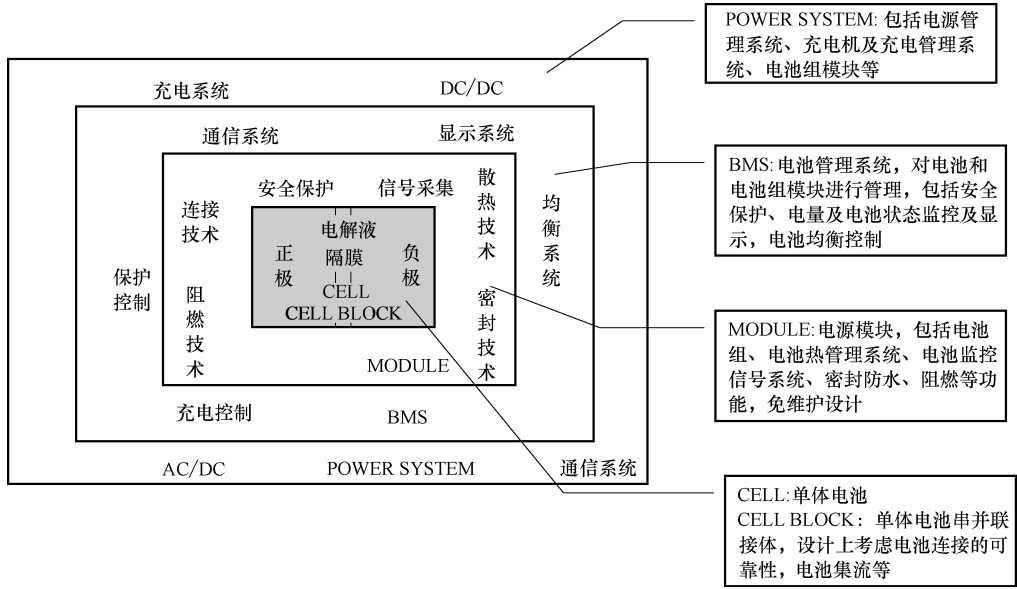


图 8-3 新能源电池技术框架

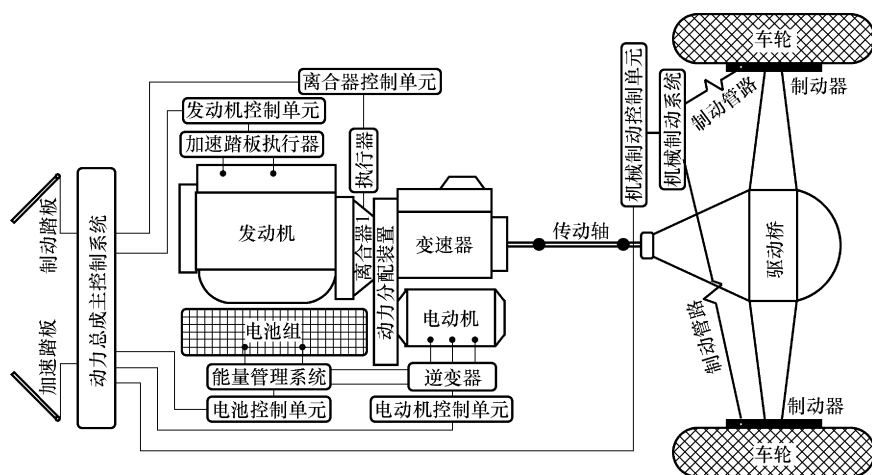


图 8-4 新能源电池整车布局

第一节 质子交换膜燃料电池稳定控制技术

燃料电池不是蓄电池，是发电装置，能源储存在氢气里面，使氢气和氧气产生化学反应发电。在碱性、磷酸、熔融碳酸盐、固体氧化物及质子交换膜（Proton Exchange Membrane, PEM）等汽车燃料电池清洁能源种类中，PEM 燃料电池以其能量密度高、操作温度低、启动速度快、工作寿命长、结构紧凑、重量轻、无腐蚀性、不受二氧化碳影响以及燃料来源广泛等优点，在汽车新能源燃料电池所占比例较大，如图 8-5 所示。若其寿命能得到有效延长，就降低了整车成本。从极化特性来看，PEM 保持湿润状态，经过电化学反应将反应物的化学能转换成电能，一侧接触空气，两侧承受电压影响，内有质子和水的迁移。它既有一般薄材料的某些特性，又有它的特殊规律。PEM 为质子的迁移和输送提供通道，这种薄材料降低内阻，提高有用功率输出，使得质子经过膜从阳极到达阴

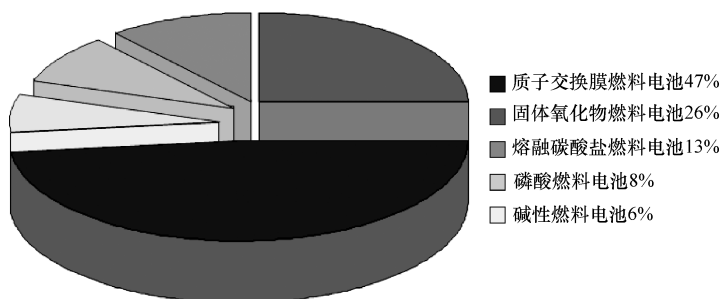


图 8-5 各种燃料电池在燃料电池汽车中的比例

极，与外电路的电子转移构成回路，向外界提供电流，因此 PEM 的性能好坏直接影响燃料电池性能和寿命的稳定控制技术。

PEM 结构原理如图 8-6 所示。PEM 的薄膜化结构与特征使得在使用过程中 PEM 容易降解，而 PEM 服役性能降低和使用寿命缩短的主要原因之一是使用过程中 PEM 的降解。降解使聚合物在化学因素或物理因素作用下发生聚合度降低，降解的结果是大分子链的断裂，变成相对分子质量较低的物质，链接从末端逐步脱除；降解诱发的交联反应使若干线型高分子链通过链间化学键的建立而形成网状结构大分子的反应；降解和交联反应在失效过程中往往同时出现。失效现象有外观变化、物理性质变化、力学性能变化和电化学性能变化等。

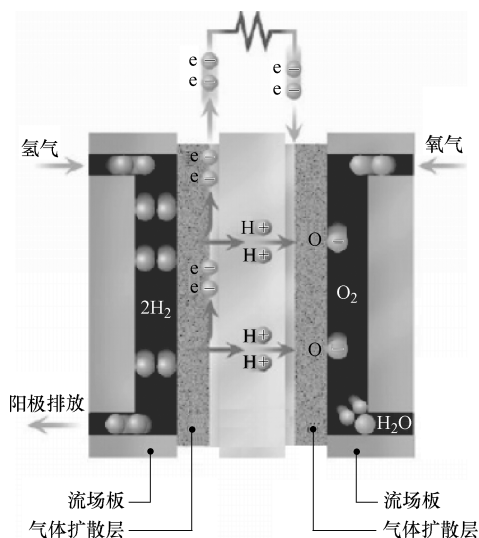


图 8-6 PEM 结构原理

PEM 在服役条件下的性能衰减还受多种因素影响。在 0.4 ~ 0.7V 条件下， H_2O_2 的破坏途径的衰减机理是缺氧，阴极催化剂的电解还原是造成能源电池性能衰减的主要原因，膜越薄，开路电压就越低，衰减也越快。在氢气渗透率未明显增加之前，衰减率低，之后衰减加快，阻抗没有明显变化。用质谱分析仪测到阴极排放中含有 HF、CO、 H_2O_2 和 CO_2 。Wu 等人研究了湿度与能源电池催化剂失效的关系，认为膜电极越湿润，Pt 离子越容易进入电解质，催化剂流失越快。Mei 等人发现 CO 吸附于 Pt 表面，致使性能下降比 Pt 颗粒增大的影响更大。Karl 等人测试 PEM 上催化剂的腐蚀过程，发现催化剂从碳载体上分解后进入电解质。Yan 等人研究认为高电位小电流下 CO_2 中毒影响较大，随着电流密度增大影响减小，考虑水传递机理和高电位小电流密度下流场内的水管理，证明压力渗透是造成 PEM 性能衰减的原因。Attila 等人测试从电流稳态工况到动态工况，衰减速度呈跳变形式，考虑受空气中有害成分的影响，加滤清器可提升 PEM 抗衰减能力。Zhang 等人研究了开路电压下 PEM 性能变化情况，认为主要衰减原因是催化层结构变化，铂的氧化和催化剂中毒可以通过电压循环方法部分得以恢复，但却不能解决 PEM 的失效问题，利用氢泵效应增加催化剂三相界面、加电压把 CO 氧化为 CO_2 ，增加催化剂活性表面来活化 PEM。PEM 活化方法，一种是 $20mA/cm^2$ 恒流技术，一种是电压循环技术，两种方法需要时间基本相同。

侵蚀作用、热辐射破坏等也是造成 PEM 损伤，缩短使用寿命的主要原因之一。

PEM 快速损伤原因是开路电压下 O_2 和 H_2 穿透 PEM 形成了 H_2O_2 , H_2O_2 具有很强的侵蚀作用。在 Pt 表面也有此类复合物阻止氧化过程, 用循环伏安法可将此类物质从 Pt 表面清除; 用氧化锆分解 H_2O_2 可缓解 PEM 的降解, 用碱金属可提高 PEM 的稳定性。对于 PEM 的耐穿刺损伤的影响, 在溶液中隔膜溶胀, 阴离子和阳离子的影响较小, 主要是热辐射破坏; 电化学表面积和高频阻抗可用于估算干湿循环造成隔膜损伤以及能量衰减的分析; 长期储存会使 PEM 失效, 60°C 以下脱水、 100°C 左右磺酸树脂在侧链出现中断, 280°C 以上链开始出现热解, 使用前用热酸/水对隔膜做预处理, 可以降低隔膜对环境的要求, 延长使用寿命。因此, PEM 活化法、热酸/水处理技术、循环伏安法及氧化锆分解法等可延长膜的使用寿命。

第二节 锂电池稳定控制技术

锂是最轻的金属元素, 相对原子质量为 6.94, 同时, 它也是电化学当量最小 $[0.26/(\text{A} \cdot \text{h})]$ 、标准电极电位最负 (-3.045) 的金属。锂的这些特征决定它是一种高比能量的电极材料。在锂离子电池主要材料中, 隔膜是非常重要的组成部分, 主要作用是使电池的正、负极分隔开来, 防止正、负极接触而短路, 让电解质离子通过。其原理如图 8-7 所示。锂离子电池对隔膜强度的要求较高, 隔膜直接接触有硬表面的正极和负极, 电池内形成枝晶时, 隔膜易被穿刺而引起电池微短路, 因此要求隔膜的抗穿刺强度高。锂渗透率可以表示膜的失效情况, 锂渗透率在新膜中一般不超过 $1\text{mA}/\text{cm}^2$, 但在失效的膜中可以达到 $10 \sim 20\text{mA}/\text{cm}^2$; 开路电压可以反映锂从阳极穿透到阴极的情况, 在膜失效后开路电压明显下降。

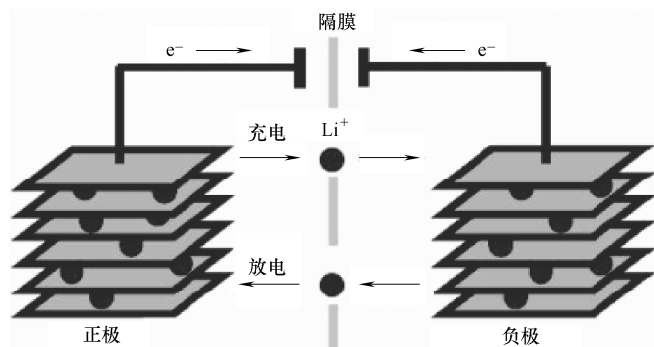


图 8-7 锂电池工作原理

用光学干涉实验技术测试膜寿命演化过程, 检测锂渗透率与耐久性的关系呈非线性, 在使用寿命较长的情况下, 锂渗透率在长时间内不发生变化; 测试隔膜耐久性发现电池开路电压与膜失效情况有关联。钴酸锂 (LiCoO_2) 电化学性能

稳定,可靠性高,其结构如图 8-8a 所示。为了使膜材料适应大电流的应用,提出大容量、长寿命的锂离子大电流稳定微结构来满足锂渗透率,增强耐久性,如图 8-8b 所示。热内应力对大电流锂离子电池电化学性能产生直接影响,多次充放电循环后,颗粒表面会出现许多裂缝。充放电时,两相之间会出现尖锐的界面,高强度内应力导致裂缝的出现。裂缝使得电极极化,也使得活性材料或导电添加剂与集流体的接触变弱,从而造成电池容量损失。

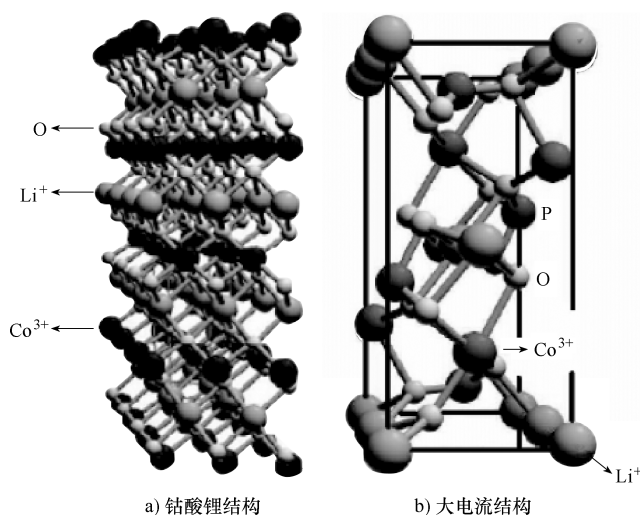


图 8-8 匹配不同隔膜的钴锂电池薄膜微结构

通过 LiCoPO_4 晶体结构可以看出,氧原子三维方向的六方合理堆积改善了 Li^+ 的自由扩散,提高了大电流膜材料的循环寿命。基于锰酸锂材料的多层岩盐结构可满足大电容电动车的充电特性,如图 8-9 所示,在 3.0 ~ 3.5V 之间材料的容量为 $1.1 \sim 1.4 \text{ A} \cdot \text{h}$,将截止电压提高到 3.8V 容量可达 $1.5 \text{ A} \cdot \text{h}$ 。

隔膜热闭孔性能与热力学性能会对隔膜的寿命产生影响,对隔膜的热拉伸强度和横向热收缩率均有技术要求,膜在拉伸方向与垂直拉伸方向热强度不同,拉伸会导致垂直方向的收缩,这种收缩在高温下会导致电极之间的相互接触,因此调节隔膜结构要兼顾微孔膜的热闭孔性能,以获得优良性能和寿命的稳

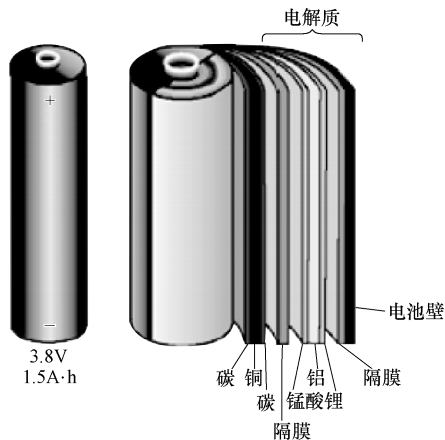


图 8-9 大电容薄膜及电池材料结构

触,因此调节隔膜结构要兼顾微孔膜的热闭孔性能,以获得优良性能和寿命的稳

定控制技术。锂离子电池材料中纳米技术的应用,增加了大电容薄膜与电解液的接触面积,显著提高了电池的倍率性能。纳米技术产生的锂离子电池大电容薄膜均匀性好、结晶度高、颗粒小、各组分可达原子级混合水平。当纳米线屈曲后,将积累电荷释放到纤维上,实现纳米尺度电能的转化。薄膜缺水时,电极阻抗变大,膜电极出现缺水时,测量阻抗明显大于模型计算值,导致失效。利用碳纳米管作为锂隔膜材料,发现水淹趋势时,提升隔膜温度、降低进气温度、加大空气流量;发现缺水现象时,降低电池温度、提高进气温度、减小空气流量。将纳米尺度和阻抗诊断缺水相结合,考虑温度控制和流量调节,匹配纳米隔膜与电池故障诊断及自愈新技术。因此碳纳米管作为锂隔膜材料,容量可达 $700\text{mA} \cdot \text{h/g}$,远超过石墨嵌锂的理论容量 $372\text{mA} \cdot \text{h/g}$,电极经 60 次充放电循环后的放电容量保持率为 65.3%。纳米技术的引入有利于缓解充放电过程中的相变或者锂离子的脱出产生的体积变化,保持晶格结构的稳定性,保证了服役性能,延长了使用寿命。

第三节 镍氢电池稳定控制技术

导致镍氢电池材料发生服役性能失效的主要因素之一是热效应,高温阻抗使材料分子发生链断裂而产生自由基,形成自由基链式反应,导致高分子材料降解和交联,性能劣化。湿度的改变会导致膜的胀缩变化,再加之压力变化可能会加速膜的破裂。在变载时,还可能出现缺气,导致膜电极两侧发生异常反应,加速膜的失效。为了比较温度的损害和纯电化学极化的损害,采用烘箱法失效实验的方法,单独考察环境温度影响,发现微电流工作对隔膜具有恢复作用。镍氢电池引入纳米技术,可以减少镍颗粒之间的接触电阻,形成良好的导电网络,增大放电电流,提高其倍率性能和稳定性能。在纳米量级上的储能合金粉可降低材料成本 10%~20%,提高体系的比特性,使电池存储后的容量保持率达到 98% 以上,从而提高镍氢电池的循环寿命。并且根据储能纳米合金纳米晶微结构与性能密切相关的特点,可以减少在充放电过程中造成的合金粉化,该材料结构中存在纳米级形状大小的晶粒,使储能合金具有较高的电子传导率和固相质子的扩散速率,从而提高了其功率特性和循环寿命。通过对大电流工况下隔膜性能衰减率的测定,考虑镍氢电池电流电压联合作用机制和微电流对膜性能的恢复功能,发现隔膜性能衰减率与电流强度间存在关联,修正了降低电池负载强度的保守用法,对优化使用模式提供了重要依据。

隔膜充电前和充电后扫描电镜的形貌如图 8-10 所示,实验测试了循环过程中相同成分,不同配比的材料。磺化处理可抑止隔膜分解,降低电池的自放电。放电效率、镍氢电池大电流放电性能及荷电保持率等相互结合分析技术,可以作为考察隔膜对循环寿命影响的新方法。采用纳米活性聚合物作为隔膜,在正常充

放电电压区间呈绝缘态，只允许离子传导；而当充电电压达到控制值时，聚合物被氧化掺杂成为电子导电态，使电池内部形成短路，实现自激发内部保护。随着电压敏感隔膜的深入研究，为了提高材料的性能，需要建立纳米隔膜性能与其结构之间的联系，具有代表性的模型及受力如图 8-11 所示。

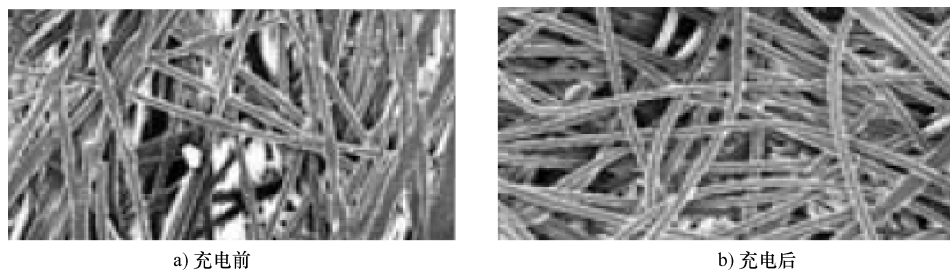


图 8-10 隔膜基本形貌

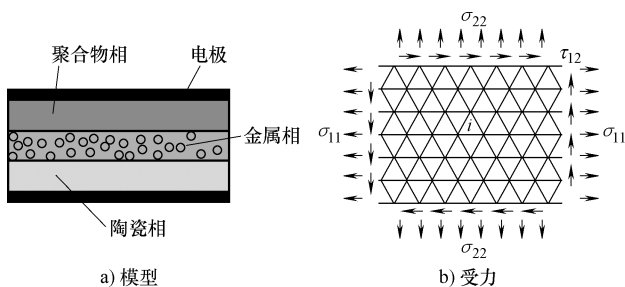


图 8-11 电压敏感薄膜

对电压敏感隔膜、金属、陶瓷和聚合物三相叠层排列，并且平行于电极层，极化方向垂直于层面，如图 8-11 所示。此时，沿极化方向的场方程为

$$\bar{E} = fE_c + (1-f)E_p + (1-f)E_m \quad (8-1)$$

式中 E_c 、 E_p 和 E_m 分别表示陶瓷、聚合物和金属相的场参数，物理量上横线表示平均， f 是陶瓷相的体积分数。利用边界条件，从式 (8-1) 可得隔膜的平均压电系数为

$$\bar{d} = \frac{fd_mE_p + fd_pE_m + (1-f)d_cE_c}{fE_p + fE_m + (1-f)E_c} \quad (8-2)$$

式中 d_m 、 d_p 和 d_c 分别表示金属、聚合物和陶瓷相的压电系数。从式 (8-2) 分析可得，在该结构中，薄纳米层会显著降低隔膜的压电系数。

第四节 新能源电池组稳定控制技术

目前电池组和单体比，其寿命和性能有显著的下降。为了获得高容量、大功

率的服役性能和较长的使用寿命,通常一个电池组需要由几十个甚至上百个电池单体材料组成。考虑到散热、阻抗、穿透等性能,单体电池薄膜及电池膜组匹配的性能同等重要,单体寿命在7~10年的电池,薄膜单体构成的电池组使用3~5年便有损坏,有些甚至不到一年便失效,严重影响了新能源汽车的性能及寿命。车用工况对动力输出的高频变载,导致电池长期工作在强烈动态过程,电池单体之间的一致性越来越差。首先要实现如何判断组成复合材料电池组的各单体状态及损伤的差异程度,然后要实现热力电磁作用下如何均衡控制。有效实现单体内部状态估计、辨识和均衡体系膜设计、控制,可保证电池组寿命。材料在运行时电池组中温度分布不一致,各单体性能差异逐步增大,造成温差不良循环,将导致区域温差增大,造成其性能不稳定和寿命缩短。为实现薄膜单体间一致性的均衡控制,通过微控制器直接控制的模块,实现单体薄膜的动态均衡,基本结构如图8-12所示。其原理为,单体薄膜通过导线依次连接到绝缘支座的插孔上,一个步进电动机驱动水平丝杠,使得水平滑块左右移动;不同水平位移对应不同的单体;在水平滑块上,有垂直丝杠和垂直滑块,由步进电动机通过丝杠驱动垂直模块上下运动,当均衡导线插头插入单体对应的插孔时,均衡电路和该单体接通,适用于大容量、大功率的储能电池组材料。对被均衡的单体进行充/放电,即电能只是在整个膜组和被均衡的单体之间转移,避免出现非均衡热应力,提高了能量利用效率。根据单体的状态即可均衡充电、放电,实现交流阻抗的在线辨识,为精确判断单体的内部阻抗提供支持。

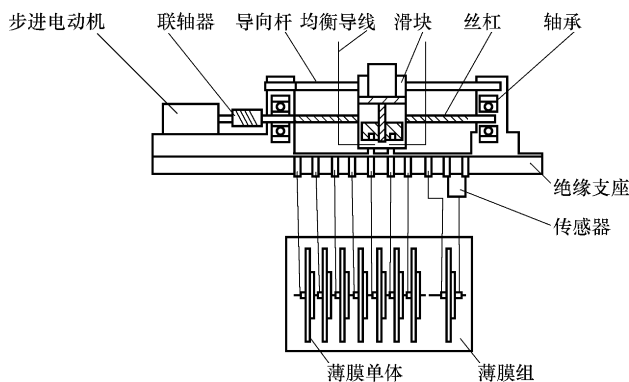


图 8-12 电池组均衡寿命的基本结构

对电池组均衡寿命的研究表明,循环次数对大容量材料影响显著,可为电池组材料的热寿命测试提供指导性建议。500次循环后,内部温差电池组材料两端温差分别达到15℃和19℃。在不同的循环次数、不同的位置,采用不同的进风速率散热,同时测控电池温度,可延缓电池失效,延长电池寿命。

以实验数据为基础,测试各种条件运行后的参数的变化,通过在原子水平上

建立分子模型来模拟分子的结构与行为，从而分析分子体系的静态结构和动态行为，如氢键的缔合与解缔、吸附、扩散等过程，来揭示新能源材料性能和寿命的稳定控制技术的基本规律。例如，以 PEM 寿命及失效机理的研究为例，如图 8-13 所示，确定失效过程中材料的微观结构参数与宏观性能之间的关系、PEM 失效程度的参数表达和定量方法及材料性能及寿命的规律，确定对应 PEM 最长服役寿命的表达参数的最大变化值。

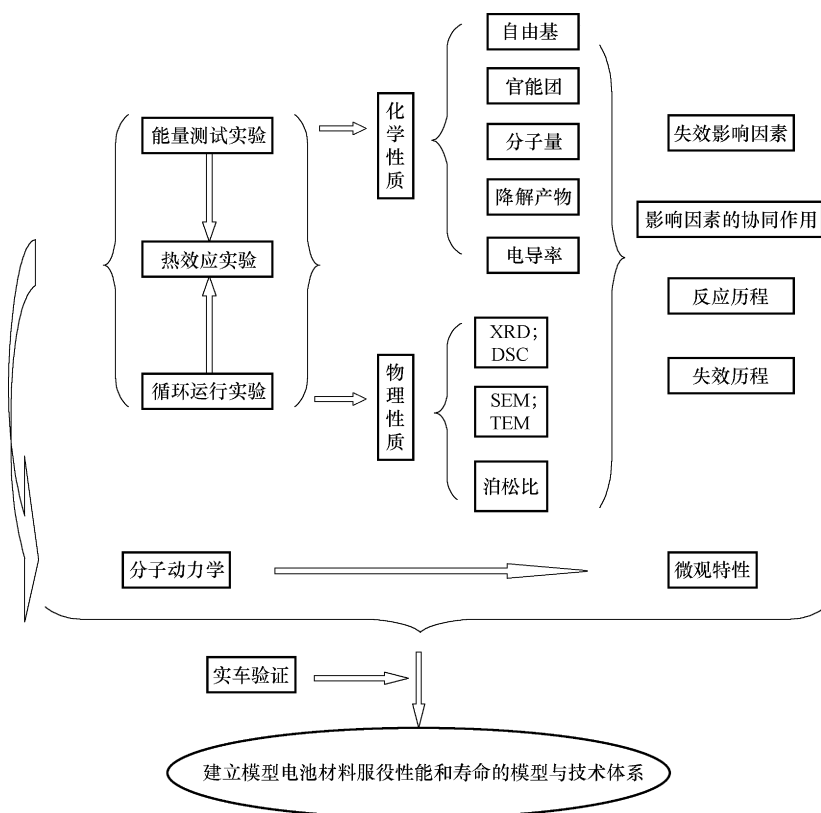


图 8-13 PEM 材料的分析思路

新能源汽车电池材料的性能和寿命的稳定控制技术问题是当前电动汽车的技术瓶颈之一。在材料已有技术上，研究材料在使用过程中的性能失控反应和寿命衰退规律，包括不同温度、不同充电和放电条件下，对电池可测量参数（温度、内阻、电压）的影响规律，除加强大容量技术研究外，还应提升材料技术及新能源汽车匹配技术，这是材料走向实用化的关键，也为新能源汽车安全与节能的发展方向提供技术支撑。

附录 A 车辆稳定性控制技术基本装置 (ABS/ASR//ESP) 的使用性能

一、基于逻辑门限值的 ABS 控制机理

基于逻辑门限值的 ABS 具有以下的控制共性。

1) 在制动过程中,当车轮趋于抱死时,ABS 才起作用,此前保持常规制动状态。

2) ABS 只在车速超过一定值时才起作用。

3) ABS 具有自诊断功能,以确保系统出现故障时,常规制动系统仍能正常工作。

基于逻辑门限控制的 ABS 控制机理以车轮减速度和车轮加速度为控制参数,在 ECU 中预先设定好车轮加速度、减速度门限值,并以参考滑移率和参考速度为辅助控制参数,对制动过程实施控制。在制动开始阶段,轮缸压力快速上升,车轮减速度很快超出门限值,电磁阀从升压切换到保压状态,同时,以控制起始时刻的车轮角速度作为初始参考速度,计算出制动控制的参考车速,并以该参考车速和车轮角速度为依据,计算出参考滑移率门限值曲线。在保压阶段,轮速继续下降,当轮速降到低于滑移率门限值时,电磁阀由保压切换到减压状态。在减压过程中,轮速在一段时间以后会开始上升,当车轮减速度减小,逐渐越过减速度门限值时,系统又进入保压状态。若在规定的保压时间内,车轮加速度不超过加速度门限值,则判定此时路面属于低附着系数情况,以另外方式实施以后的控制。若可超过加速度门限值,则继续保压。为了适应不同附着系数的路况需要,在加速度门限值的上方又设定了一道旨在识别大附着系数路面的第二加速度门限值。当角加速度超过了第二门限值时,则要对轮缸实施增压,直至车轮加速度低于该门限值后,再实施保压措施,直到车轮减速度再次低于第一加速度门限值。随后的升压过程中,一般采用比初始增压慢得多的上升梯度,电磁阀在增压和保压之间不断切换,直至车轮减速度再次向下穿过减速度门限值。以后相类似地重复上述调节过程。

基于逻辑门限值的 ABS 控制机理就是利用制动压力调节系统对制动管路油压高速地进行“增压—保压—减压”的循环调节的机电耦合控制原理。

二、ABS 制动过程

ABS 的制动过程分为常规制动和 ABS 调节制动两部分,当 ABS 检测认定制动车轮未发生抱死的情况下,汽车制动系统执行常规制动过程,而当系统认定车

轮有抱死趋势时,便开始进行制动压力的调节,两种制动过程的系统元件工作情况如下。

1. 常规制动

ABS 不介入控制,各进液调压电磁阀断电导通,各回液电磁阀断电关闭,电动泵不通电运转,各制动轮缸与储液器隔绝,系统处于正常制动状态。

2. 调节制动

制动压力调节过程由制动保压、制动减压和制动增压组成。

1) 制动保压:当传感器告知 ECU 右前轮趋于抱死,右前轮进液调压电磁阀通电关闭,右前轮回液调压电磁阀仍断电关闭,实现制动保压;其他车轮仍随制动主缸增压。

2) 制动减压:当传感器告知 ECU 右前轮抱死趋势无改善,右前轮回液调压电磁阀也通电导通,轮缸制动液回流储液器,实现制动减压。

3) 制动增压:当传感器告知前轮抱死趋势已消失,右前轮进液调压电磁阀和回液调压电磁阀均断电,进液调压阀导通,回液调压阀关闭,电动泵运转,与主缸一起向右前轮轮缸送液,实现制动增压。

三、压力调节器工作机理

车辆系统控制车轮滑移率的执行机构是系统压力调节装置,ECU 根据车轮速度传感器发出的信号,由计算机判断确定车轮的运动状态,向驱动压力调节装置的电磁阀线圈发出指令,通过电磁阀的动作来实现对制动轮缸的保压、减压和增压控制。压力调节装置的电磁阀以很高的频率工作,以确保在短时间内有效地对车轮滑移率实施控制。液压式制动主要由液压泵、储液器、电磁阀和调压缸等组成。从布置方式上看,有将压力调节装置独立于制动主缸、助力器的分离式布置形式,它具有布置灵活、成本低但管路复杂的特点;也有将压力调节装置以螺栓与主缸和助力器相连的组合式布置形式,它具有结构较紧凑、成本较低的优点;也还有将压力调节装置与主缸和助力器制成一体的整体式布置方式,其结构更加紧凑、管路少、更加安全可靠。

通常,制动压力调节器串联在制动主缸与轮缸之间,通过电磁阀直接或间接地调节轮缸的制动压力。当压力调节器直接控制轮缸制动压力时,称为循环式调压方式;当压力调节器间接控制制动轮缸时,称为可变容积式调压方式。在调压过程中,系统通过将制动轮缸的压力油释放至压力控制回路以外的低压储液罐实现减压,随后再靠液压泵将低压油送回主缸。此种调压方式的系统无需高压蓄能器,ABS 依靠液压泵的起动实现增压,系统需借助通阀和液压泵的起动来完成 ABS 增压、减压、保压三个动作。在 ABS 增压过程中,驾驶人能明显感觉到制动踏板的抖动。检测阀与进油阀并联设置,在解除制动时,该阀打开,增大轮缸至主缸的回油通道,以使轮缸压力得以迅速下降,即使在主弹簧断裂或移动

架被卡死的情况下,也能使车轮制器的制动得以解除。当电磁线圈无电流通过时,由于主弹簧力大于副弹簧,进油阀被打开,卸荷阀关闭,制动主缸与轮缸的油路接通,此状态既可以是常规制动,也可以是 ABS 增压。当 ECU 向电磁阀线圈半通电,电磁力使移动架向下运动一定距离,将进油阀关闭。由于此时的电磁力尚不足以克服两个弹簧的弹力,移动架被保持在中间位置,卸荷阀仍处于关闭状态,即三个阀孔相互封闭,ABS 处于保压状态。当 ECU 向电磁线圈输入大工作电流时,所产生的大电磁力足以克服主、副两弹簧的弹力,使移动架继续向下运动,将卸荷阀打开,从而轮缸通过卸荷阀与回油管相通,ABS 处于减压状态。

四、ECU 的工作机理

ECU 接收设于各车轮上的传感器传来的转速信号,经过电路对信号的整形、放大和计算机的比较、分析、判别处理,向 ABS 执行器发出控制指令。ECU 还具有初始检测、故障排除、速度传感器检测和系统失效保护等功能。ECU 通过线束与传感器和执行器相连。为保证 ECU 的可靠工作,它被安置在尘土和潮气不易侵入、电磁波干扰较小的乘客舱、行李舱或发动机舱内的隔离室中。为确保系统工作的安全可靠,在许多 ABS 的 ECU 中采用了两套完全相同的微处理器,一套用于系统控制,另一套则起监测作用,它们以相同的程序执行运算,一旦监测用 ECU 发现其计算结果与控制用 ECU 所算结果不相符,则 ECU 立即让制动系统退出 ABS 控制,只维持常规制动。这种“冗余”的方法可保证系统更加安全。

五、ASR 与 ABS 的比较

汽车的 ASR 具备的使用性能为:

- 1) ASR 可由开关选择其是否工作,并由相应的指示灯提示。
- 2) ASR 关闭时,副节气门处于全开位置,此时,其制动压力调节装置不影响制动系统的正常工作。
- 3) ASR 在不同的车速范围内通常具有不同的特性。如车速较低时,以提高牵引力为目的,对两驱动轮可施加不同的制动力矩;车速较高时,则以保持行驶方向稳定性为目的,施加在两驱动轮上的制动力矩保持相同。

若将 ASR 与 ABS 相比较,可以发现两者之间所存在的异同之处。它们所具有的共性主要有:

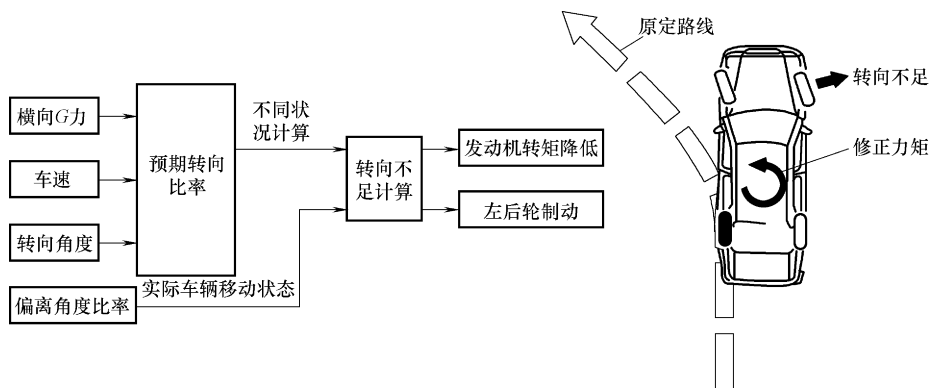
- 1) ABS 与 ASR 均可以通过控制车轮的力矩来达到控制车轮滑移率的目的。
- 2) ABS 与 ASR 均要求系统具有迅速的反应能力和足够的控制精度。
- 3) 两种系统均要求调节过程能量消耗尽可能小。
- 4) ASR 与 ABS 均具有自诊断功能。

另外,两个系统也存在如下一些明显的区别:

- 1) ABS 对所有车轮实施调节, ASR 只对驱动轮加以调节控制。
- 2) ABS 工作过程中, 通常离合器分离、发动机怠速, 但在 ASR 控制期间, 离合器却处在接合状态, 因此, 发动机的惯性会对控制产生较大影响。
- 3) ABS 工作过程中传动系振动较小, 易控制, 而在 ASR 控制过程中, 传动系易产生较大振动。
- 4) ABS 控制中各车轮间相互影响较小, ASR 控制中两驱动轮间相互影响较大。
- 5) ASR 是一个涉及制动控制、发动机控制和差速器锁止控制等的多环控制系统, 其控制更加复杂。
- 6) ASR 只在一定车速范围内起作用。
- 7) ASR 工作时, ABS 具有调节优先权。

六、ESP 控制状态

当车辆处于转向不足状态时, 通过内侧后制动器的相应动作及发动机和变速器管理系统的协调工作, ESP 可防止车辆脱离弯道, 如图附 A-1 所示。

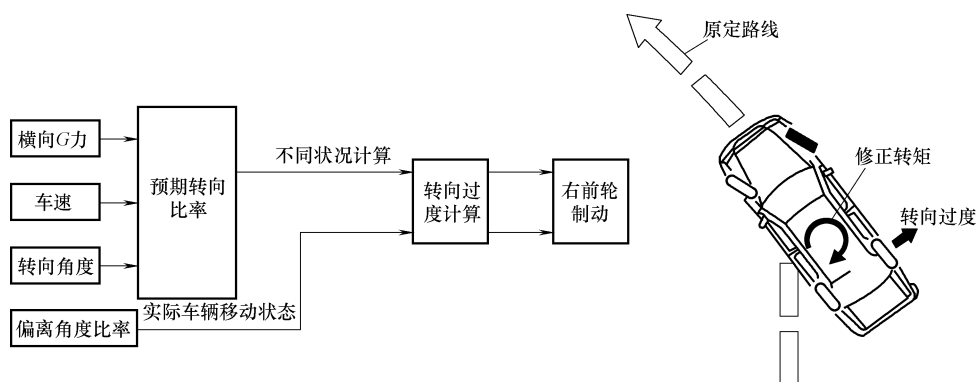


附 A-1 转向不足时 ESP 系统的控制

当车辆处于转向过度状态时, 通过外侧前制动器的相应动作及发动机和变速器管理系统的协调工作, ESP 可防止侧滑, 如图附 A-2 所示。

七、传感器结构及工作原理

车辆系统的传感器是感受汽车运动参数的元件, 用来感受系统控制所需的基本信号, 其作用如同人的眼睛和耳朵。车辆系统中所使用的传感器主要包含有以变换车轮转速信号为目的的轮速传感器和以感受车身加速度为目的的加速度传感器。轮速传感器有电磁感应式与霍尔式两大类。前者利用电磁感应原理, 将车轮转动的位移信号转化为电压信号, 由随车轮旋转的齿盘和固定的感应元件组成。此类传感器的不足之处在于, 传感器输出信号幅值随转速而变, 低速时检测难,



附 A-2 过度转向时 ESP 系统的控制

频响低，高速时易产生误信号，抗干扰能力差。后者利用霍尔半导体元件的霍尔效应工作。当电流流过位于磁场中的霍尔半导体层时，电子向垂直于磁场和电流的方向转移，在半导体横断面上出现霍尔电压，这种现象称之为霍尔效应。霍尔传感器可以将带隔板的转子置于永磁铁和霍尔集成电路之间的空气间隙中。霍尔集成电路由一个带封闭的电子开关放大器的霍尔层构成，当隔板切断磁场与霍尔集成电路之间的通路时，无霍尔电压产生，霍尔集成电路的信号电流中断；若隔板离开空气间隙，磁场产生与霍尔集成电路联系的通路，则电路中出现信号电流。

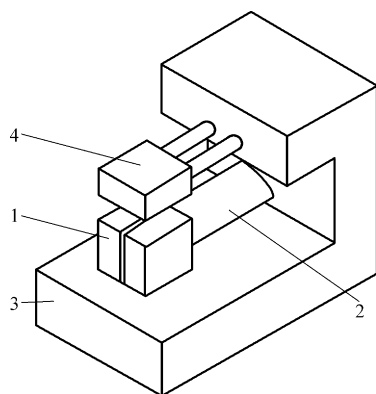
1. 横向加速度传感器

横向加速度传感器的作用是接收是否有试图使车辆脱离原行驶路线的侧向力及该侧向力大小的信息，其结构如图附 A-3 所示，由霍尔传感器与磁力系统构成，其中永磁铁、弹簧及阻尼盘构成了磁力系统。

横向加速度传感器原理如图附 A-4 所示，当横向加速度 a 作用到车上时，永磁铁也会有相应运动，但因惯性原因，这个运动要稍迟发生，阻尼盘与传感器壳体及整车一同偏离永磁铁（该磁铁先前处于静止状态）。

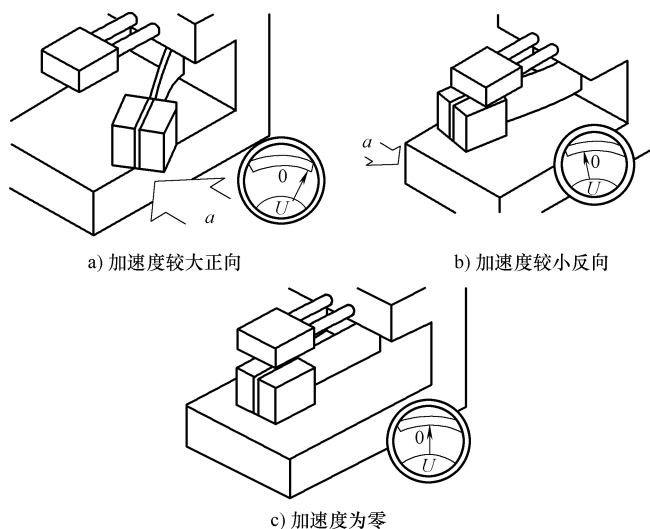
2. 偏转率传感器

偏转率传感器如图附 A-5 所示，该传感器用来确定物体上是否作用有转矩。在 ESP 中该传感器用于确定车辆是否绕垂直轴线转动。



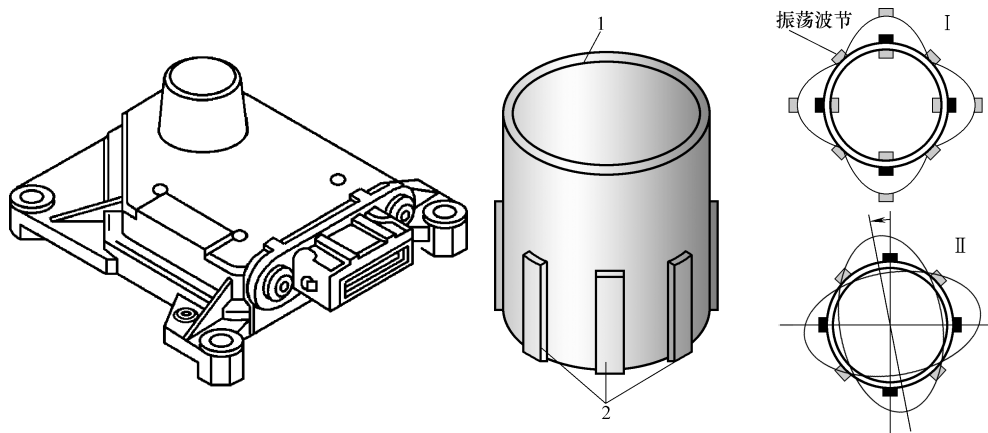
附 A-3 横向加速度传感器结构

1—永磁铁 2—弹簧
3—阻尼盘 4—霍尔传感器



附 A-4 横向加速度传感器工作原理

偏转率传感器在金属空心圆筒上有八个压电元件，其中四个使空心圆筒处于谐振状态，其原理如图附 A-6，另四个用于监控作用在圆筒上的振荡波节是否改变，如果空心圆筒上作用有转矩，振荡波节就会改变。振荡波节会移动，起监控作用的压电元件会测量到这个改变并通知控制单元，控制单元可以计算出偏转率。



附 A-5 偏转率传感器结构

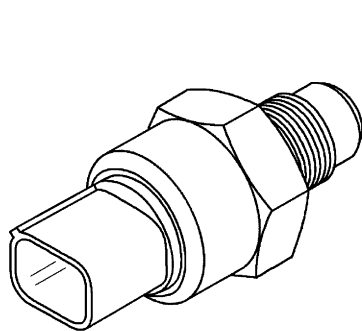
附 A-6 偏转传感器工作原理

1—空心圆筒 2—压电元件

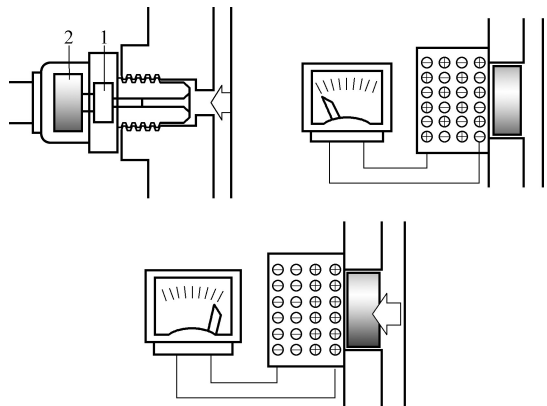
3. 制动压力传感器

制动压力传感器拧在行驶动态调节液压泵内，结构如图附 A-7 所示。制动

压力传感器的核心部件是一个压电元件，制动液的压力就作用在其上，另一个是传感器电子元件，压电感知信号通过传感信号输出，如图附 A-8 所示。



附 A-7 制动压力传感器结构



附 A-8 制动压力传感器工作原理

1—压电元件 2—传感器电子元件

附录 B 车辆稳定控制技术基础系统与基础性能

一、基础系统

1. 车身主动控制 (Active Body Control, ABC) 系统

ABC 系统使车辆对侧倾、俯仰、横摆、跳动和车身高度的控制都能更加迅速、精确。车身的侧倾小，车轮外倾角度变化也小，轮胎就能较好地保持与地面垂直接触，使轮胎对地面的附着力提高，以充分发挥轮胎的驱动制动作用。ABC 系统克服了悬架舒适性和操控性间的矛盾，最大限度地接近消费者对车辆在这两方面的要求。

2. 自动制动差速器 (Automatic Brake Differential, ABD)

ABD 的主要作用是缩短制动距离，和 ABS、EBD 等配合使用。当紧急制动时，车会向下点头，车的重量前移，而相应的车的后轮所承担的重量就会减少，严重时可以使后轮失去抓地力，这时相当于只有前轮在制动，会造成制动距离过长。而 ABD 可以有效防止这种情况，它可以通过检测全部车轮的转速发现这一情况，相应地减少后轮制动力，以使其与地面保持有效的摩擦力，同时将前轮制动力加至最大，以达到缩短制动距离的目的。ABD 与 ABS 的区别在于，ABS 是保证在紧急制动时车轮不被抱死，以达到安全操控的目的，并不能有效地缩短制动距离。而 ABD 则是通过 EBD 在保证车辆不发生侧滑的情况下，允许将制动力加至最大，以有效地缩短制动距离。

3. 防抱死制动系统 (Anti-lock Brake System, ABS)

在没有 ABS 时，若紧急制动一般会使轮胎抱死，由于抱死之后轮胎与地面是滑动摩擦，所以制动的距离会变长。若前轮抱死，车辆失去侧向转向力，容易跑偏；若后轮抱死，后轮将失去侧向抓地力，容易发生甩尾。特别是在积雪路面，当紧急制动时，更容易发生上述的情况。ABS 通过控制制动油压的收放，来达到对车轮抱死的控制。其工作过程实际上是抱死—松开—抱死—松开的循环工作过程，使车辆始终处于临界抱死的间隙滚动状态，保证驾驶人驾车的安全。现在 ABS 是新车的标准配置。

4. 加速防滑控制系统 (Accelerate Slip Regulation, ASR)

ASR 是防止驱动轮加速打滑的控制系统，其目的就是要防止车辆在起步、加速时驱动轮打滑，以维持车辆行驶方向的稳定性，保持良好的操控性及适当的驱动力。当 ECU 检测到某个驱动轮打滑时，就会降低发动机的输出功率，并对打滑的车轮施加制动，直到车轮恢复正常的转动。车辆和地面接触面积也就是 4

条轮胎的接地面积,若车轮打滑得不到控制,车辆就不能稳定控制。

5. 制动辅助系统 (Brake Assist System, BAS)

在紧急情况下有 90% 的车辆驾驶人踩制动踏板时缺乏果断,制动辅助系统正是针对这一情况而设计,它可以从驾驶人踩制动踏板的速度中探测到车辆行驶中遇到的情况,当驾驶人在紧急情况下迅速踩下制动踏板,但踩踏力又不足时,此系统便会协助,并在不到 1s 的时间内把制动力增至最大,缩短在紧急制动的情况下的制动距离。

6. 下坡行车辅助控制系统 (Down-hill Assist Control, DAC)

与发动机制动的道理类似,为了避免制动系统负荷过大,减轻驾驶人负担,下坡辅助控制系统在车速较低时并打开 DAC 开关的条件下,不踩加速踏板和制动踏板,下坡辅助控制系统可以自动把车速控制在适当水平,工作时停车灯会自动点亮。

7. 车身动态控制系统 (Dynamic Stability Control, DSC)

DSC 中集成了自动稳定控制系统和牵引力控制系统,能够通过对出现滑转趋势的驱动轮进行选择制动来控制驱动轮的滑转状态,从而相应地对车辆起到稳定作用。在冰雪路面、沙漠或沙砾路面上,驾驶人使车辆进入 DSC 模式,增强车辆在上述路面上的牵引力,干预响应极限稍微延长,车辆的牵引力和驱动力也随之增大;DSC 另一功能是弯道控制,能够在转弯轻微制动时通过非对称的制动力控制消除车辆转向过度或转向不足的趋势。

8. 坡道起车控制系统 (Hill-start Assist Control, HAC)

HAC 采用霍尔效应式车速传感器,既可以感知车速又可以感知车轮旋转方向,并且灵敏度很高。当档位位于前进档,而车轮产生后退趋势时,HAC 施加制动力于车轮,当车轮向前运动时制动力自动释放,HAC 可以帮助驾驶人提高在坡路驾驶时的安全操作。

9. 坡道控制系统 (Hill Descent Control, HDC)

HDC 主动感测坡道的斜度及路面状况,自动控制抓地力、制动力及速度,以便在前进、后退时完全控制速度、稳定性及安全性,驾驶人无须分心斟酌加速及制动,只要操纵好转向盘即可安全通过险恶地形。HDC 在陡峭的坡段上可以维持速度控制。

10. 紧急制动辅助装置 (Electronic Brake Assist, EBA)

在正常情况下,大多数驾驶人开始制动时只施加很小的力,然后根据情况增加或调整对制动踏板施加的制动力。若必须突然施加大得多的制动力,或驾驶人反应过慢,这种方法会阻碍他们及时施加最大的制动力。EBA 通过驾驶人踩踏制动踏板的速率来理解他的制动行为,若察觉到制动踏板的制动压力恐慌性增加,EBA 会在几毫秒内启动全部制动力,其速度要比驾驶人移动脚的速度快得

多。EBA 可显著缩短紧急制动距离并有助于防止在停停走走的交通中发生追尾事故。EBA 监控制动踏板的运动, 它一旦监测到踩踏制动踏板的速度陡增, 而且驾驶人继续大力踩踏制动踏板, 它就会施加最大的制动力。驾驶人一旦释放制动踏板, EBA 就转入待机模式。由于更早地施加了最大的制动力, EBA 可显著缩短制动距离。

11. 电子制动力分配 (Electric Brake force Distribution, EBD)

车辆制动时, 若四只轮胎附着地面的条件不同, 比如, 左侧轮附着在湿滑路面, 而右侧轮附着于干燥路面, 四个车轮与地面的摩擦力不同, 在制动时 (四个车轮的制动力相同) 就容易产生打滑、倾斜和侧翻等现象。EBD 的功能就是在车辆制动的瞬间, 高速计算出四个轮胎由于附着不同而导致的摩擦力数值, 然后调整制动装置, 使其按照设定的程序在运动中高速调整, 达到制动力与摩擦力的匹配, 以保证车辆的平稳和安全。当紧急制动车轮抱死的情况下, EBD 在 ABS 动作之前就已经平衡了每一个轮的有效地面抓地力, 可以防止出现甩尾和侧移, 并缩短车辆制动距离。EBD 辅助 ABS 并改善 ABS 的性能。

12. 电子差速锁系统 (Electronic Differential System, EDS)

它用于鉴别车辆的车轮是否失去着地摩擦力, 从而对车辆的加速打滑进行控制。同普通车辆相比, 带有 EDS 的车辆可以更好地利用地面附着力, 从而提高车辆的运行性, 尤其在倾斜的路面上, EDS 的作用更加明显。但它有速度限制, 只有在车速较低时才会启动, 主要是防止起步和低速时打滑。

13. 电子稳定程序 (Electronic Stability Program, ESP)

ESP 是扩展和提升 ABS 及 ASR 的功能。它通过对从各传感器传来的车辆行驶状态信息进行分析, 然后向 ABS、ASR 发出纠偏指令, 来帮助车辆维持动态平衡。ESP 使车辆在各种状况下保持稳定性, 在转向过度或转向不足的情形下效果更加明显。ESP 重要的特点就是主动地作出反应。

14. 牵引力控制系统 (Traction Control System, TCS)

它的功能是能够探测轮胎贴地性的极限, 在轮胎即将打滑的瞬间, 自动降低或切断传到该轮上的动力, 使之保持循迹性。车辆在光滑路面制动时, 车轮会打滑, 甚至使方向失控。同样, 车辆在起步或急加速时, 驱动轮也有可能打滑, 在冰雪等光滑路面上还会使方向失控而出现危险。TCS 电子传感器探测到从动轮速度低于驱动轮时 (这是打滑的特征), 就会发出一个信号, 调节点火时间、减小节气门开度、降档或制动车轮, 从而使车轮不再打滑。TCS 可以提高车辆行驶稳定性, 提高加速性, 提高爬坡能力。TCS 和 ABS 相互配合使用, 将进一步增强车辆的安全性能。TCS 和 ABS 共用轮速传感器, 并与行车 ECU 连接, 不断监视各轮转速。当在低速发现打滑时, TCS 会立刻“通知”ABS 动作来减低此车轮的打滑。若在高速发现打滑时, TCS 立即向行车 ECU 发出指令, 指挥发动机降

速或变速器降档,使车轮不再打滑,防止车辆失控甩尾。

15. 车载卫星定位导航系统 (Global Positioning System, GPS)

GPS 是以全球定位人造卫星为基础,向全球各地全天候地提供三维位置、三维速度等信息的无线电导航和定位系统。它的原理是用户接收卫星发射的信号,从中获取卫星与用户之间的距离、时钟校正和大气校正等参数,通过数据处理确定用户的位置,对车辆进行定位和导向显示。

二、基础性能

1. 车辆使用性能

车辆应该有高运输生产率、低运输成本、安全可靠和舒适方便的工作条件。车辆为了适应这种工作条件,而发挥最大工作效益的能力叫做车辆的使用性能。车辆的主要使用性能通常有车辆动力性、车辆燃料经济性、车辆制动性、车辆操纵稳定性、车辆平顺性和车辆通过性等。

2. 车辆动力性及评价指标

车辆动力性是指在良好、平直的路面上行驶时,车辆由所受到的纵向外力决定的、所能达到的平均行驶速度。车辆动力性的好坏通常以车辆加速性、最高车速及最大爬坡度等项目作为评价指标。动力性代表了车辆行驶可发挥的极限能力。

3. 附着系数三要素

轮胎与路面之间的附着系数主要受到三方面要素影响,即:路面的类型、状况;轮胎的结构类型、花纹、气压和材料;车轮的运动方式和车速。

4. 车辆驱动与附着条件

车辆动力性分析是从车辆发挥其最大驱动能力出发,要求车辆有足够的驱动力,以便车辆能够充分地加速、爬坡和实现最高车速。实际上,轮胎传递的轮缘切向力受到接触面的制约。当车轮驱动力 F_t 超过某值(附着力 F_ϕ)时,车轮就会滑转。因此,车辆的驱动-附着条件,即车辆行驶的约束条件(必要充分条件)为, $F_f + F_w + F_i + F_j \leq F_t \leq F_\phi$, 其中附着力 $F_\phi = \varphi F_z$ 。式中, F_z 为接触面对车轮的法向反作用力; φ 为滑动附着系数。轿车发动机的后备功率较大。当 $F_t \geq F_\phi$ 时,车轮将发生滑转现象。驱动轮发生滑转时,车轮印迹将形成类似制动拖滑的连续或间断的黑色胎印。

5. 滚动阻力系数

滚动阻力系数可视为车轮在一定条件下滚动时所需的推力与车轮负荷之比,或单位车辆重力所需之推力。也就是说,滚动阻力等于车辆滚动阻力系数与车轮

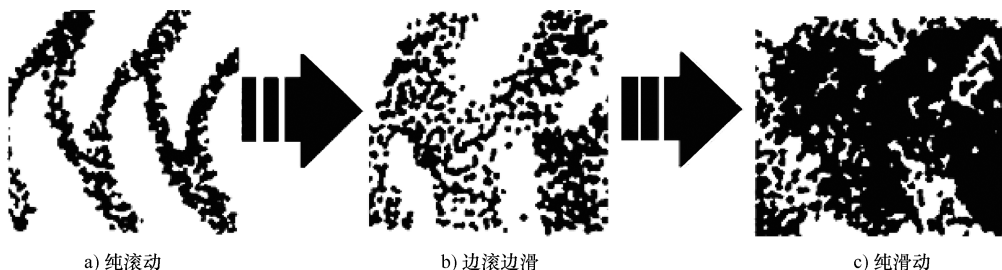
负荷的乘积,即 $F_f = fW = \frac{T_f}{r}$ 。其中, f 是滚动阻力系数, F_f 是滚动阻力, W 是车轮负荷, r 是车轮滚动半径, T_f 是地面对车轮的滚动阻力力偶矩。

6. 附着椭圆

车辆运动时,在轮胎上常同时作用有侧向力与切向力。一些试验结果曲线表明,一定侧偏角下,驱动力增加时,侧偏力逐渐有所减小,这是由于轮胎侧向弹性有所改变的关系。当驱动力相当大时,侧偏力显著下降,因为此时接近附着极限,切向力已耗去大部分附着力,而侧向能利用的附着力很少。作用有制动力时,侧偏力也有相似的变化。驱动力或制动力在不同侧偏角条件下的曲线包络线接近于椭圆,一般称为附着椭圆。它确定了在一定附着条件下切向力与侧偏力合力的极限值。

7. 滑移率

通过观察车辆制动过程中车轮与地面接触痕迹的变化,就会发现轮胎胎面在地面上的印迹从滚动到抱死是一个逐渐变化的过程。可以知道轮胎运动方式一般均经历了三个变化阶段,即开始纯滚动、随后的边滚边滑和后期的纯滑动,如图附 B-1 所示。



附 B-1 制动车轮与地面接触痕迹的变化

第一阶段,轮胎的印迹与轮胎的花纹基本一致,车轮近似为纯滚动状态,车轮中心速度 u_w 与车轮角速度 ω_w 存在关系式 $u_w \approx r\omega_w$ 。

第二阶段,花纹逐渐模糊,但是花纹仍可辨别。此时,轮胎除了滚动之外,胎面和地面之间的滑动成分逐渐增加,车轮处于边滚边滑的状态。这时,车轮中心速度 u_w 与车轮角速度 ω_w 的关系为 $u_w > r\omega_w$,且随着制动强度的增加滑移成分越来越大,即 $u_w \gg r\omega_w$ 。

第三阶段,车轮被完全抱死而拖滑,轮胎在地面上形成粗黑的拖痕,此时 $\omega_w = 0$ 。随着制动强度的增加,车轮的滚动成分逐渐减少,滑动成分越来越多。

用滑移率 S 描述制动过程中轮胎滑移成分的多少,即 $S = \frac{u_w - r\omega_w}{u_w} \times 100\%$, S 的数值代表了车轮滑动成分所占的比例, S 越大,滑动成分越多。

8. 车辆通过性几何参数

车辆通过性几何参数是与防止间隙失效有关的车辆本身的几何参数。它们主要包括最小离地间隙、接近角、离去角、纵向通过角等。另外,车辆的最小转弯

直径和内轮差、转弯通道圆及车轮半径也是车辆通过性的重要轮廓参数。

9. 车辆转向特性的稳态响应

在车辆等速直线行驶时,若急速转动转向盘至某一转角并维持此转角不变时,即给车辆转向盘一个角阶跃输入,车辆经短暂时间后便进入等速圆周行驶,这也是一种稳态,称为转向盘角阶跃输入下进入的稳态响应。车辆等速圆周行驶,即车辆转向盘角阶跃输入下进入的稳态响应,在实际行驶中不常出现,但却是表征车辆操纵稳定性的一个重要的时域响应,称为车辆稳态转向特性。车辆稳态转向特性分为不足转向、中性转向和过度转向三种类型。

10. 车辆前轮或后轮侧偏角

车辆行驶过程中,因路面侧向倾斜、侧向风或曲线行驶时离心力等的作用,车轮中心沿 y 轴方向将作用有侧向力,在地面上产生相应的地面侧向反作用力 F_y , F_y 也称为侧偏力。轮胎的侧偏现象,是指当车轮有侧向弹性时,即使 F_y 没有达到附着极限,车轮行驶方向也将偏离车轮平面的方向,即车轮行驶方向与车轮平面的夹角。

11. 制动侧滑

在前轮无制动力、后轮有足够的制动力的条件下,随车速的提高侧滑趋势增加;当后轮无制动力、前轮有足够的制动力时,即使速度较高,车辆仍基本保持直线行驶状态;当前、后轮都有足够的制动力,但先后次序和时间间隔不同时,车速较高,且前轮比后轮先抱死或后轮比前轮先抱死,但是时间间隔很短,则车辆仍基本保持直线行驶;若时间间隔较大,则后轴发生严重的侧滑;若只有一个后轮抱死,后轴也不会发生侧滑。起始车速和附着系数对制动方向稳定性也有很大影响。即制动时若后轴比前轴先抱死拖滑,且时间间隔超过一定值,就可能发生后轴侧滑。车速越高,附着系数越小,越容易发生侧滑。若前、后轴同时抱死,或者前轴先抱死而后轴抱死或不抱死,则能防止车辆后轴侧滑,但是车辆丧失了转向能力。

参考文献

- [1] Macadam C C. Understanding and modelling the human driver [J]. Vehicle System Dynamics, 2003, 40 (6-3): 101-13.
- [2] Plochl M, Edelmann J. Driver models in automobile dynamics application [J]. Vehicle System Dynamics, 2007, 45 (7-8): 699-741.
- [3] Macadam C C. Application of an optimal preview control for simulation of closed-loop automobile driving [J]. IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics, 1981, 6: 393-399.
- [4] Hattori Y, Ono E, Hosoe S. Optimum vehicle trajectory control for obstacle avoidance problem [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2006, 11 (5): 507-512.
- [5] Falcone P, Borrelli F, Asgari J, et al. Predictive active steering control for autonomous vehicle systems [J], IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2007, 15 (3): 566-580.
- [6] Ungoren A Y, Peng H. An adaptive lateral preview driver model [J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43 (4): 246-260.
- [7] Thommyppillai M, Evangelou S, Sharp R S. Car driving at the limit by adaptive linear optimal preview control [J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47 (6-2): 1536-1550.
- [8] Li Liang, Song Jian, Wang Huiyi, et al. Fast estimation and compensation of the tyre force in real time control for vehicle dynamic stability control system [J]. International Journal of Vehicle Design, 2008, 48 (3/4): 208-229.
- [9] Pacejka H B. Tyre and Vehicle Dynamics [M]. Oxford: Butterworth Heinemann, 2002.
- [10] 郭孔辉. 汽车操纵动力学 [M]. 长春: 吉林科学技术出版社, 1991.
- [11] 余志生. 汽车理论 [M]. 4版. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [12] PROKOP G. Modeling human vehicle driving by model predictive online optimization [J]. Vehicle System Dynamics, 2001, 35: 19-53.
- [13] 葛安林. 车辆自动变速理论与设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1993.
- [14] Pieter M de Koker, Gouws J, Pretorius L. Fuzzy control algorithm for automotive traction control systems [J]. Electrotechnical Conference, 1996, 1: 226-229.
- [15] Sangmin Kang, Maru Yoon, Myoungho Sunwoo. Traction control using a throttle valve based on sliding mode control and load torque estimation [J]. Journal of Automobile Engineering, 2004, 219: 645-653.
- [16] L Li, J Song, H-z Li, et al. Comprehensive prediction method of road friction for vehicle dynamics control [J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers part D - Journal of Automobile Engineering, 2009, 223 (8): 987-1002.
- [17] 胡婷, 宋健, 李磊. 变速器车辆雪地模式控制系统的仿真 [J]. 系统仿真技术, 2007, 3 (3): 129-133.
- [18] 李亮, 宋健, 于良耀. 低附路面汽车动力学稳定性控制系统控制策略 [J]. 机械工程学报, 2008, 44 (11): 229-235.

- [19] 李亮, 宋健, 孔磊, 等. 用于 ESP 在线控制的液压模型和反模型研究 [J]. 机械工程学报, 2008, 44 (2): 139 - 144.
- [20] 宋健, 陈在峰. 制动器耗散功率最大为目标的 ABS 控制方法 [J]. 清华大学学报: 自然科学版, 1997 (12): 95 - 98.
- [21] 宋健, 李永. 汽车防抱死制动系统控制方法的研究 [J]. 汽车工程, 2002 (12): 140 - 145.
- [22] 翟翔洲. 牵引力控制系统 (TCS) 的硬件在环仿真分析 [D]. 北京: 清华大学, 2002.
- [23] 田佳卿, 汤东胜, 吴光强. 汽车动力学稳定性自适应控制研究 [J]. 汽车研究与开发, 2002, 45 (5): 36 - 38.
- [24] 余卓平, 高晓杰, 张立军. 用于车辆稳定性控制的直接横摆力矩及车轮变滑移率联合控制研究 [J]. 汽车工程, 2006, 28 (9): 845 - 848.
- [25] 贾豫东. 用于电子稳定程序的汽车模型和控制策略 [D]. 北京: 清华大学, 2003.
- [26] 薛春宇. 仿真技术在 ESP 研发中的应用研究 [D]. 北京: 清华大学, 2005.
- [27] 祁雪乐. ABS 液压制动系统动态特性研究和综合仿真匹配平台的建立 [D]. 北京: 清华大学, 2005.
- [28] 杨财. 汽车驱动防滑控制方法及动力学稳定性综合控制策略研究 [D]. 北京: 清华大学, 2009.
- [29] 杨财, 李亮, 宋健, 等. 基于轮胎力观测器的路面附着系数识别算法 [J]. 中国机械工程, 2009, 20 (7): 873 - 876.
- [30] 沈俊, 于良耀, 宋健. 越野车的 ABS 匹配研究 [J]. 汽车技术, 2006 (3): 5 - 8.
- [31] 宋健, 孔磊, 沈俊. 特殊工况下的 ABS 控制算法 [J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2006, 27 (2): 117 - 121.
- [32] 陈在峰. 汽车防抱死制动系统控制方法的研究 [D]. 北京, 清华大学, 1997.
- [33] 陈在峰, 宋健. 利用遗传基因算法求解防抱死制动系统的控制律 [J]. 汽车技术, 1998, 4: 6 - 9.
- [34] 王伟玮. ESP 电磁阀执行机构的结构与性能分析 [D]. 北京: 清华大学, 2006.
- [35] 沈俊. 越野车的 ABS 控制策略研究 [D]. 北京: 清华大学, 2006.
- [36] 厉朴, 宋健, 于良耀. 汽车防抱制动系统轮速信号异点剔除预处理算法 [J]. 公路交通科技, 2001, 18 (4): 120 - 122.
- [37] 程军, 崔继波, 高发廷, 等. 防抱制动系统在低附着系数路面上复杂制动工况实验研究 [J]. 汽车研究与开发, 2000 (3): 43 - 46.
- [38] 孔磊, 宋健. 基于虚拟仪器技术的道路实验测试系统 [J]. 电子技术应用, 2005 (10): 33 - 35.
- [39] 周艳霞. 汽车驱动防滑系统控制算法研究与开发 [D]. 北京: 清华大学, 2007.
- [40] 宋健, 李永. 汽车防抱死制动系统控制方法的研究进展 [J]. 公路交通科技, 2002, 19 (6): 140 - 145.
- [41] 陈在峰, 宋健. 汽车防抱死制动系统轮速传感器信号处理 [J]. 汽车工程, 2002, 22, (4): 282 - 285.

- [42] 程军, 袁金光, 王西山. 汽车防滑控制的研究 [J]. 汽车工程, 1997, 19 (2): 96 - 102.
- [43] 郭孔辉, 王德平. 汽车驱动防滑控制理论的初步研究 [J]. 吉林工业大学学报, 1997, 27 (3): 1 - 5.
- [44] 司利增, 王忠会. 驱动防滑转控制途径及原则分析 [J]. 西安公路交通大学学报, 1998, 18 (1): 54 - 58.
- [45] 王德平. 汽车驱动防滑控制与动力学稳定性控制的逻辑与算法研究 [D]. 吉林: 吉林工业大学, 1998.
- [46] 王家波, 张成宝. 汽车驱动防滑控制系统的研究 [J]. 上海汽车, 2001 (2): 9 - 12.
- [47] 王德平, 郭孔辉, 宗长富. 车辆动力学稳定性控制的理论研究 [J]. 汽车工程, 2000, 22 (1): 7 - 9.
- [48] 杨财, 宋健, 周艳霞. 车辆转向时牵引力控制系统前轮滑转率算法 [J]. 农业机械学报, 2008, 39 (8): 38 - 40.
- [49] 张永辉, 于良耀, 宋健. 基于防抱制动系统控制信息的车辆转向状态识别 [J]. 农业机械学报, 2010, 41 (5): 1 - 5.
- [50] 李亮. 汽车动力学稳定性控制系统状态观测和控制方法研究 [D]. 北京: 清华大学, 2008.
- [51] 于良耀. 汽车动力学稳定性控制系统控制器开发平台研究 [D]. 北京: 清华大学, 2007.
- [52] 杨财, 宋健, 李亮. 牵引力控制系统中最优驱动力矩控制 [J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2008, 48 (11): 1989 - 1992.
- [53] 薛春雨. 仿真技术在 ESP 研发中的应用研究 [D]. 北京: 清华大学, 2005.
- [54] 邹伯敏. 自动控制理论 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [55] 陶永华, 尹怡欣, 葛芦生. 新型 PID 控制及其应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [56] 刘金琨. 先进 PID 控制 MATLAB 仿真 [M]. 2 版. 北京: 电子工业出版社, 2004.
- [57] 李亮, 宋健. 基于 Matlab/Simulink/Stateflow 的汽车动力学稳定性控制系统仿真平台研究 [J]. 系统仿真学报, 2007, 19 (7): 1597 - 1600.
- [58] 刘惟信. 汽车制动系的结构分析与设计计算 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [59] 李亮, 宋健, 李永, 等. 制动器热分析的快速有限元仿真模型研究 [J]. 系统仿真学报, 2005, 17 (12): 2869 - 2877.
- [60] 童秉枢. 产品数据管理 (PDM) 技术 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2000.
- [61] Wu J F, Yuan X Z, Martin J J, et al. Proton exchange membrane fuel cell degradation under close to open - circuit conditions; Part I: In situ diagnosis. J Power Sources, 2010, 195: 1171 - 1176.
- [62] Cheng C, Thomas F. The effect of humidity on the degradation of membrane. Polym Degrad Stab, 2009, 94: 1436 - 1447.
- [63] 杨捷, 李永, 宋健. 汽车技术经济学 [M]. 北京: 经济管理出版社. 2008.

-
- [64] Jeremy M, Robert D. Model of Carbon Corrosion in PEM Fuel Cells. *J Electrochem Soc*, 2006, 153: 1432 – 1442.
- [65] Timothy P, Robert D. Damage to the Cathode Catalyst of a PEM Fuel Cell Caused by Localized Fuel Starvation. *Electrochem Solid – State Lett*, 2006, 9: 183 – 185.
- [66] Akira T, Tomoki A, Kazuaki Y. Analysis of degradation in PEMFC caused by cell reversal during air starvation. *Int J Hydrogen Energy*, 2008, 33 (9): 2323 – 2329.
- [67] Eiji E, Terazono S, Hardiyanto W, et al. Degradation Study of MEA for PEMFCs under Low Humidity Conditions. *Electrochem Solid – State Lett*, 2004, 7: 209 – 211.
- [68] Xie J, David W, David W, et al. Durability of PEMFCs at High Humidity Conditions. *J Electrochem Soc*, 2005, 152: 104 – 113.
- [69] Shen Q, Hou M, Liang D, et al. Study on the processes of start – up and shutdown in proton exchange membrane fuel cells. *J Power Sources*, 2009, 189: 1114 – 1119.
- [70] Wolfgang S, Ardalan V. A review of the main parameters influencing long – term performance and durability of PEM fuel cells. *J Power Sources*, 2008, 180: 1 – 14.
- [71] Guvelioglu G H, Stenger H G. Computational fluid dynamics modeling of polymer electrolyte membrane fuel cell. *J Power Sources*, 2005, 147: 95 – 106.
- [72] Steiner N, Mocotéguy P, Candusso D, et al. A review on polymer electrolyte membrane fuel cell catalyst degradation and starvation issues: Causes, consequences and diagnostic for mitigation. *J Power Sources*, 2009, 194: 130 – 145.
- [73] Wang Z B, Zuo P J, Chu Y Y, et al. Durability studies on performance degradation of Pt/C catalysts of proton exchange membrane fuel cell. *Int J Hydrogen Energy*, 2009, 34: 4387 – 4394.
- [74] Wu J F, Yuan X Z, Martin J, et al. A review of PEM fuel cell durability: Degradation mechanisms and mitigation strategies. *J Power Sources*, 2008, 184: 104 – 119.
- [75] Tang H L, Shen P K, Jiang S P, et al. A degradation study of Nafion proton exchange membrane of PEM fuel cells. *J Power Sources*, 2007, 170: 85 – 92.
- [76] Mark K D, Alison K S, George D V, et al. High voltage stability of nanostructured thin film catalysts for PEM fuel cells. *J Power Sources*, 2006, 161: 1002 – 1011.
- [77] Wu B, Sun Q H, Deng Y L, et al. The effect of humidity and oxygen partial pressure on degradation of Pt/C catalyst in PEM fuel cell. *Electrochim Acta*, 2009, 54: 1826 – 1833.
- [78] Mei C, Martin S R, Belabbes M, et al. Investigation of thermal and electrochemical degradation of fuel cell catalysts. *J Power Sources*, 2006, 160: 977 – 986.
- [79] Karl J M, Josef C M, Sean J A, et al. Fuel cell catalyst degradation on the nanoscale. *Electrochem Commun*, 2008, 10: 1144 – 1147 .
- [80] Yan W M, Chu H S, Lu M X, et al. Degradation of proton exchange membrane fuel cells due to CO and CO₂ poisoning. *J Power Sources*, 2009, 188: 141 – 147.
- [81] Attila H, Andrew H, Liu H. In situ measurements of water transfer due to different mechanisms in a proton exchange membrane fuel cell. *J Power Sources*, 2008, 183: 240 – 246.

- [82] Zhang S S, Yuan X Z, Jason N, et al. Effects of open - circuit operation on membrane and catalyst layer degradation in proton exchange membrane fuel cells. *J Power Sources*, 2010, 195: 1142 - 1148.
- [83] Boaventura M, Mendes A. Activation procedures characterization of MEA based on phosphoric acid doped PBI membranes. *Int J Hydrogen Energy*, 2010, 35: 11649 - 11660.
- [84] Qi Z G, Buelte S. Effect of open circuit voltage on performance and degradation of high temperature PBI - H_3PO_4 fuel cells. *J Power Sources*, 2006, 161: 1126 - 1132.
- [85] Pei P C, Chang Q F, Tang T. A quick evaluating method for automotive fuel cell lifetime. *Int J Hydrogen Energy*, 2008, 33: 3829 - 3836.
- [86] Iwai Y, Hiroki A, Tamada M, et al. Radiation deterioration of ion - exchange Nafion N117CS membranes. *Radiat Phys Chem*, 2010, 79: 46 - 51.
- [87] Jao T C, Ke S T, Chi P H, et al. Degradation on a PTFE/Nafion membrane electrode assembly with accelerating degradation technique. *Int J Hydrogen Energy*, 2010, 35: 6941 - 6949.
- [88] Morita S, Kitagawa K. Temperature - dependent structure changes in Nafion ionomer studied by PCMW2D IR correlation spectroscopy. *J Mol Struct*, 2010, 974: 56 - 59.
- [89] Ramkumar J, Mukherjee T. Effect of aging on the water sorption and ion exchange studies on Nafion and Dowex resins; Transition metal ions - proton exchange systems. *Sep Purif Technol*, 2007, 54: 61 - 70.
- [90] Aoki M, Uchida H, Watanabe M. Novel evaluation method for degradation rate of polymer electrolytes in fuel cells. *Electrochem Commun*, 2005, 7: 1434 - 1438.
- [91] Lawrence J, Yamaguchi T. The degradation mechanism of sulfonated poly (arylene ether sulfone) s in an oxidative environment. *J Membr Sci*, 2008, 325: 633 - 640.
- [92] Hongsirikarn K, Mo X H, Liu Z H, et al. Prediction of the effective conductivity of Nafion in the catalyst layer of a proton exchange membrane fuel cell. *J Power Sources*, 2010, 195: 5493 - 5500.
- [93] Kitiya H, James G, Goodwin J, et al. Effect of cations (Na^+ , Ca^{2+} , Fe^{3+}) on the conductivity of a Nafion membrane. *J Power Sources*, 2010, 195: 7213 - 7220.
- [94] Wang H L, John A T. The influence of metal ions on the conductivity of Nafion 112 in polymer electrolyte membrane fuel cell. *J Power Sources*, 2008, 183: 576 - 580.
- [95] 杜柯, 胡国荣. 锂离子电池正极材料富锂锰基固溶体的研究进展 [J]. *科学通报*, 2012, 57: 794 - 804.
- [96] Sugawara T, Kawashima N, Murakami T N. Kinetic study of Nafion degradation by Fenton reaction. *J Power Sources*, 2011, 196: 2615 - 2620.
- [97] Adriano C F, Edson A T. A performance and degradation study of Nafion 212 membrane for proton exchange membrane fuel cells. *J Power Sources*, 2009, 193: 547 - 554.
- [98] Ghassemzadeh L, Kreuer K D, Müller J M. Evaluating chemical degradation of proton conducting perfluorosulfonic acid ionomers in a Fenton test by solid - state ^{19}F NMR spectroscopy.

- copy. *J Power Sources*, 2011, 196: 2490 – 2497.
- [99] Ramaswamy N, Hakim N, Mukerjee S. Degradation mechanism study of perfluorinated proton exchange membrane under fuel cell operating conditions. *Electrochim Acta*, 2008, 53: 3279 – 3295.
- [100] Fang X, Shen P K, Song S Q, et al. Degradation of perfluorinated sulfonic acid films: An in-situ infrared spectro-electro-chemical study. *Polym Degrad Stab*, 2009, 94: 1707 – 1713.
- [101] Aoki M, Uchida H, Watanabe M. Decomposition mechanism of perfluorosulfonic acid electrolyte in polymer electrolyte fuel cells. *Electrochem Commun*, 2006, 8: 1509 – 1513.
- [102] Kinumoto T, Inaba M, Nakayama Y, et al. Durability of perfluorinated ionomer membrane against hydrogen peroxide. *J Power Sources*, 2006, 158: 1222 – 1228.
- [103] Ghassemzadeh L, Marrony M, Barrera R, et al. Chemical degradation of proton conducting perfluorosulfonic acid ionomer membranes studied by solid-state nuclear magnetic resonance spectroscopy. *J Power Sources*, 2009, 186: 334 – 338.
- [104] Yuan X Z, Zhang S S, Wang H J, et al. Degradation of a polymer exchange membrane fuel cell stack with Nafion membranes of different thicknesses: Part I. In situ diagnosis. *J Power Sources*, 2010, 195: 7594 – 7599.
- [105] Tarascon J M, Armand M. Issues and challenges facing rechargeable lithium batteries. *Nature*, 2001, 414: 359 – 367.
- [106] 李永, 宋健. 非均质材料电磁力学与功能设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2010.
- [107] Armand M, Tarascon J M. Building better batteries. *Nature*, 2008, 451: 652 – 657.
- [108] Bruce P G, Scrosati B, Tarascon J M. Nanomaterials for rechargeable lithium batteries. *Angew Chem Int Ed*, 2008, 47: 2930 – 2946.
- [109] Wang Z L, Song J H. Piezoelectric nanogenerators based on zinc oxide nanowire arrays. *Science*, 2006, 312: 242 – 246.
- [110] Qin Y, Wang X D, Wang Z L. Microfiber-nanowire hybrid structure for energy scavenging. *Nature*, 2008, 451: 809 – 813.
- [111] Wang X D, Song J H, Liu J, et al. Direct current nanogenerator driven by ultrasonic wave. *Science*, 2007, 316: 102 – 105.
- [112] Li H, Wang Z X, Chen L Q, et al. Research on advanced materials for Li-ion batteries. *Adv Mater*, 2009, 21: 4593 – 4607.
- [113] Rui X H, Ding N, Liu J, et al. Analysis of the chemical diffusion coefficient of lithium ions in $\text{Li}_3\text{V}_2(\text{PO}_4)_3$ cathode material. *Electrochim Acta*, 2010, 55: 2384 – 2390.
- [114] Akiyama Y, Sodaye H, Shibahara Y J, et al. Study on degradation process of polymer electrolyte by solution analysis. *J Power Sources*, 2010, 195: 5915 – 5921.
- [115] Akiyama Y, Sodaye H, Shibahara Y J, et al. Study on gamma-ray-induced degradation of polymer electrolyte by pH titration and solution analysis. *Polym Degrad Stab*, 2010, 95: 1 – 5.

-
- [116] Mattsson B, Ericson H, Torell L M, et al. Degradation of a fuel cell membrane, as revealed by micro-Raman spectroscopy. *Electrochim Acta*, 2000, 45: 1405-1408.
- [117] Ji X L, Lee K T, Nazar L F. A highly ordered nanostructured carbon-sulphur cathode for lithium-sulphur batteries. *Nat Mater*, 2009, 8: 500-506.
- [118] Bas C, Albérola N D, Flandin L. Effects of contaminant on thermal properties in perfluorinated sulfonic acid membranes. *J Membr Sci*, 2010, 363: 67-71.
- [119] Meyer G, Gebel G, Gonon L, et al. Degradation of sulfonated polyimide membranes in fuel cell conditions. *J Power Sources*, 2006, 157: 293-301.
- [120] 李永, 宋健. 车辆电子电磁器件力学 [M]. 北京: 人民交通出版社, 2010.
- [121] Yang R S, Qin Y, Dai L M, et al. Flexible charge-pump for power generation using laterally packaged piezoelectric-wires. *Nat Nanotechnol*, 2009, 4: 34-39.
- [122] Xu S, Qin Y, Xu C, et al. Self-powered nanowire devices. *Nat Nanotechnol*, 2010, 5: 366-373.
- [123] 李永, 舒畅. 梯度复合材料在热力电磁耦合作用下的损伤测试系统 [P]. 中国发明专利: CN101979997, 2012-06-06.
- [124] Xiao S H, Zhang H M, Bi C, et al. Degradation location study of proton exchange membrane at open circuit operation. *J Power Sources*, 2010, 195: 5305-5311.
- [125] Xiao S H, Zhang H M, Bi C, et al. Membrane degradation mitigation using zirconia as a hydrogen peroxide decomposition catalyst. *J Power Sources*, 2010, 195: 8000-8005.
- [126] 李永, 宋健. 车辆制动系统电磁动力学与耦合控制 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2008.
- [127] Yuan L, Yuan H P, Qiu X P, et al. Improvement of cycle property of sulfur-coated multi-walled carbon nanotubes composite cathode for lithium/sulfur batteries. *J Power Sources*, 2009, 189: 1141-1146.
- [128] Li Y, Song J, Yang J. Progress in research on the performance and service life of batteries membrane of new energy automotive. *Chin Sci Bull*, doi: 10.1007/s11434-012-5448-9.

汽车先进技术论坛丛书

- 中国汽车节能思考
- 概念汽车开发
- 汽车平顺性与悬架系统设计
- 车辆工程仿真与分析——基于MATLAB的实现
- 车辆悬架弹性力学解析计算理论
- 车辆稳定控制技术

地址:北京市百万庄大街22号

邮政编码:100037

电话服务

社服务中心:010-88361066

销售一部:010-68326294

销售二部:010-88379649

读者购书热线:010-88379203

网络服务

教材网: <http://www.cmpedu.com>

机工官网: <http://www.cmpbook.com>

机工微博: <http://weibo.com/cmp1952>

封面无防伪标均为盗版

上架指导 交通运输 / 汽车新技术

ISBN 978-7-111-40294-7

策划编辑◎何士娟

ISBN 978-7-111-40294-7



9 787111 402947 >

定价: 68.00元