

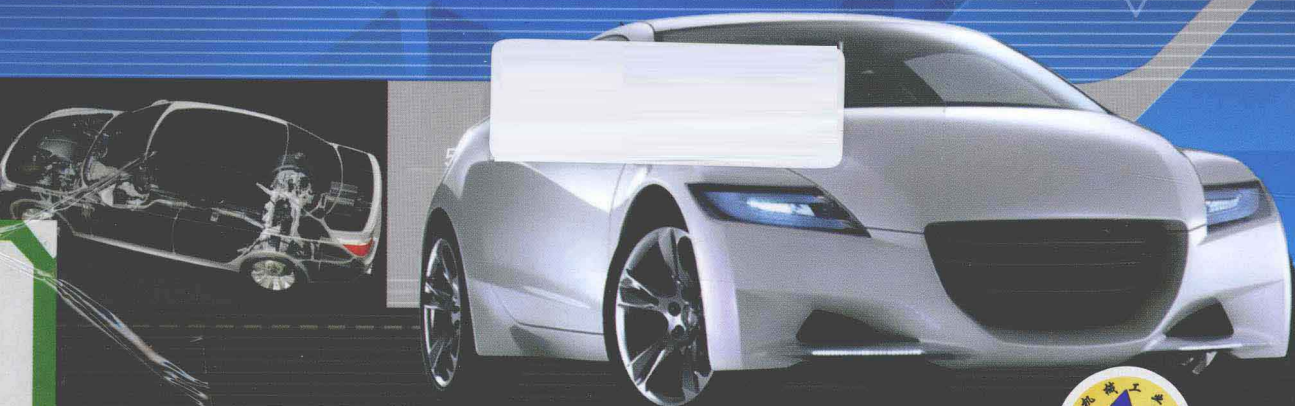


普通高等教育“十一五”国家级规划教材

汽车工程学 II

© 江苏大学 高翔 主编

新思路 新构想 新探索



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

普通高等教育“十一五”国家级规划教材

汽车工程学 II

主 编 高 翔

副主编 左言言 夏长高 王若平

参 编 朱茂桃 丁 华 葛如海

主 审 王良模 张孝祖



机械工业出版社

本书按汽车运动方向将汽车运动的理论分析与结构设计有机地结合在一起,在介绍汽车总体设计和受力分析的基础上,着重介绍与汽车纵向运动、汽车垂直方向运动和汽车侧向运动有关的系统性能分析及总成结构设计。

本书与已经出版的大量汽车专业相关教材显著不同的是内容编排新颖,融传统的汽车理论与汽车设计为一体,更便于专业知识的学习和掌握。

本书可以作为高等工科院校车辆工程专业、机械类专业车辆工程方向的本科生和研究生的教材或教学参考书,也可供从事汽车设计、制造和维修行业的工程技术人员及汽车爱好者阅读。

图书在版编目 (CIP) 数据

汽车工程学. II / 高翔主编. —北京: 机械工业出版社, 2013. 9

普通高等教育“十一五”国家级规划教材

ISBN 978-7-111-43354-5

I. ①汽… II. ①高… III. ①汽车工程—高等学校—教材 IV. ①U46

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2013) 第 161570 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: 冯春生 责任编辑: 冯春生 贺贵梅 邓海平

版式设计: 常天培 责任校对: 张 媛

封面设计: 张 静 责任印制: 乔 宇

北京机工印刷厂印刷 (三河市南杨庄国丰装订厂装订)

2014 年 1 月第 1 版第 1 次印刷

184mm × 260mm · 13.5 印张 · 329 千字

标准书号: ISBN 978-7-111-43354-5

定价: 29.00 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

改革开放以来,我国汽车工业与世界主要汽车制造企业展开全面的合作,汽车产业迅速发展,其体系、产品的品种和类型日趋齐全。我国已经成为世界上主要的汽车生产国和世界上最大的汽车市场,汽车工业正在变成国民经济的支柱产业,汽车已经进入千万计的家庭,极大地提高了人们的生活质量。与此同时,汽车产业的发展对我国汽车工程的高等教育和车辆工程专业毕业生的知识结构也提出了新的要求。

编者在学习、研究并吸取了国内外车辆工程专业教材优点的基础上,充分考虑当前我国汽车工业发展的现状以及对专业人才的需要,根据车辆工程专业学生培养需求,并结合自身的教学实践和体会完成本书的编写,这也是对车辆工程高等教育实践的一次探索。

本教材是为已经学完“汽车构造”课程的学生编写的,力求将汽车按照完成正常行驶功能的不同划分成几个系统,将教学过程中的理论分析与结构设计有机地结合到一起。

全书分为两册,共九章。第一册首先介绍汽车总体设计的基本原则和汽车行驶过程中的受力分析,然后着重介绍与汽车纵向运动有关的系统及其总成,包括汽车动力传动系统、汽车制动系统和汽车通过性。第二册主要介绍与汽车垂直方向运动和侧向运动有关的系统及其总成,包括汽车操纵稳定性、汽车平顺性、汽车转向系统和汽车悬架系统设计。

本书的总论和第一章、第九章由高翔、丁华编写,第二章由朱茂桃、高翔编写,第三章由朱茂桃、夏长高、左言言、高翔编写,第四章由葛如海编写,第五章由王若平编写,第六章由夏长高编写,第七章由左言言编写,第八章由王若平、高翔编写。

本书由王良模教授、张孝祖教授审稿。他们对本书的编写提出了许多重要的修改意见,许多朋友和老师对本书的编写工作表示关注,特在此一并表示衷心的感谢。

本书可以作为高等工科院校车辆工程专业、机械类专业车辆工程方向的本科生、研究生的教材或教学参考资料,也可供从事汽车制造、维修行业的工程技术人员及汽车爱好者阅读。

汽车工程学涉及众多学科领域,内容非常广泛,由于编者水平有限,本书一定存在不少错误和不当之处,恳请使用本书的师生和读者批评指正。

编 者

目 录

前言

第六章 汽车操纵稳定性	1
第一节 概述	1
一、汽车操纵稳定性的基本内容	1
二、车辆坐标系与转向盘角阶跃输入下的时域响应	2
三、人-汽车闭环系统	4
四、试验评价方法	5
第二节 线性二自由度汽车模型对前轮角输入的响应	6
一、线性二自由度汽车模型的运动微分方程	6
二、前轮角阶跃输入下进入的汽车稳态响应	8
三、前轮角阶跃输入下进入的汽车瞬态响应	14
四、横摆角速度的频率响应	21
第三节 汽车操纵稳定性与悬架的关系	22
一、汽车的侧倾	23
二、侧倾时垂直载荷在左、右侧车轮上的重新分配及其对稳态响应的影响	26
三、侧倾外倾（车厢侧倾时车轮外倾角的变化）	28
四、侧倾转向	29
五、变形转向	30
六、变形外倾	32
第四节 转向系统与汽车操纵稳定性的关系	33
一、转向系统的功能与转向盘力特性	33
二、不同工况下对汽车操纵稳定性的要求	35
三、转向系统与汽车横摆角速度稳态响应的关系	36
第五节 传动系统对汽车操纵稳定性的影响	37
第六节 提高汽车操纵稳定性的电子控	

制系统	39
一、用地面切向反作用力控制转向特性	39
二、提高操纵稳定性的电子控制系统	40
第七节 汽车侧翻	48
一、刚性汽车的准静态侧翻	48
二、带悬架汽车的准静态侧翻	49
三、汽车的瞬态侧翻	50
思考题	51
第七章 汽车平顺性	53
第一节 人体对振动的反应与汽车平顺性的评价	53
一、人体对振动的反应	53
二、平顺性的评价方法	55
第二节 路面激励及其统计特性	56
一、路面激励的功率谱密度	57
二、空间频率功率谱密度 $G_q(n)$ 化为时间频率功率谱密度 $G_q(f)$	58
三、路面对四轮汽车的输入功率谱密度	60
第三节 汽车振动系统模型	62
一、汽车振动系统的简化	62
二、单自由度垂直振动模型	64
三、二自由度垂直振动模型	72
四、三自由度垂直振动模型	79
五、双轴车辆振动模型（整车垂直振动模型）	81
六、多轴车辆的振动模型	90
七、振动系统参数对车身振动的影响分析	92
第四节 汽车平顺性的研究方法 with 试验结果评价	96
一、汽车平顺性的研究方法	96
二、平顺性试验数据的采集与处理	98
第五节 汽车隔振控制技术	99
一、主动悬架	100
二、半主动悬架	101

三、主动悬架的减振控制方法	102	第六节 转向轻便性试验及技术指标	142
四、汽车主动悬架减振控制技术中的若干问题	104	思考题	143
思考题	105	第九章 汽车悬架系统设计	144
第八章 汽车转向系统	106	第一节 概述	144
第一节 概述	106	第二节 汽车悬架系统的结构与分析	144
第二节 转向系统结构类型分析	107	一、非独立悬架	145
一、机械式转向系统方案分析	107	二、独立悬架	147
二、助力转向系统方案分析	111	三、多轴汽车的平衡悬架	151
三、转向系统布置方案与传动机构	114	第三节 汽车悬架系统的元件	152
四、防伤转向系统	115	一、弹性元件	153
第三节 汽车转向梯形机构运动分析	119	二、减振器	164
一、整体式转向梯形机构的运动学关系	119	三、导向装置的主要元件	166
二、断开式转向梯形机构横拉杆断开点的位置	121	四、横向稳定杆	171
第四节 转向系统设计	123	第四节 车轮定位与运动	172
一、转向系统的主要参数	123	一、车轮定位参数	173
二、转向系统计算载荷的确定	125	二、车轮在横向平面内的运动	176
三、齿轮齿条式转向器的设计	125	三、车轮在纵向平面内的运动	182
四、循环球式转向器设计	127	四、车轮在俯视图中的运动	184
五、转向器传动间隙特性的确定	130	第五节 悬架受力和弹性变形	187
六、助力转向机构的设计	130	一、车轮与路面之间的作用力	187
第五节 四轮转向与多轴转向	135	二、悬架结构件的受力分析	189
一、4WS 汽车的转向特性	135	三、车轮与路面之间的作用力对车轮定位的影响	196
二、转向角比例控制	137	第六节 悬架动力学参数设计	199
三、横摆角速度比例控制	138	一、悬架系统隔振特性设计	199
四、多轴汽车转向	140	二、悬架系统的侧倾角刚度设计	205
		思考题	206
		参考文献	207

第六章 汽车操纵稳定性

第一节 概 述

一、汽车操纵稳定性的基本内容

汽车操纵稳定性，是指在驾驶员不感觉过分紧张、疲劳的条件下，汽车能按照驾驶员的意愿通过转向系统及转向车轮给定的方向（直线或转弯）行驶；而且当受到外界干扰（路不平、侧风、货物或乘客偏载）时，汽车能抵抗干扰而保持稳定行驶的性能。汽车操纵稳定性不仅影响汽车驾驶操作的方便程度，而且也是决定汽车高速行驶安全的一个重要性能。

汽车的操纵稳定性包括两个相互关联的部分，即操纵性和稳定性。操纵性是指汽车的运动参数能否及时而准确地遵循驾驶员主观意图而变化，也就是指在驾驶员的操作下，汽车实际运动参数与驾驶员要求的接近程度以及渐进过程的时间长短。稳定性是指汽车在外部因素作用下，汽车能保持或者自行迅速恢复原来运动参数的能力，也就是指经过外部的干扰后，汽车实际运动参数与原来运动参数的接近程度以及渐进过程的时间长短。操纵性的丧失常导致汽车侧滑、回转甚至翻车；而稳定性的破坏也往往会使汽车失去操纵性，处于危险状态。

在汽车操纵稳定性的研究中，常将汽车作为一个控制系统，求出汽车曲线行驶的时域响应和频域响应，并用它们来表征汽车的操纵稳定性能。

汽车曲线行驶的时域响应，是指汽车在转向盘输入或外界侧向干扰输入下的侧向运动响应。转向盘输入有角输入和力输入两种形式：给转向盘作用一个角位移，称为角位移输入，简称角输入；给转向盘作用一个力矩，称为力矩输入，简称力输入。在实际驾驶车辆时，驾驶员对转向盘同时施加这两种输入。外界侧向干扰输入主要是指侧向风与路面不平产生的侧向力。

由于受研究目的、驾驶任务、人为感觉以及环境条件等多种因素的影响，因此对汽车操纵稳定性的研究和评价变得更为复杂，需要采用较多的物理参量，从多方面对汽车操纵稳定性进行评价。表 6-1-1 给出了汽车操纵稳定性的基本内容及评价所用物理参量。

表 6-1-1 汽车操纵稳定性的基本内容及评价所用物理参量

序号	基本内容	主要评价参量
1	转向盘角阶跃输入下进入的稳态响应——转向特性 转向盘角阶跃输入下的瞬态响应	稳态横摆角速度增益（转向灵敏度） 反应时间、横摆角速度波动的无阻尼圆频率
2	横摆角速度频率响应特性	共振峰频率、共振时的振幅比、相位滞后角、稳态增益
3	转向盘中间位置操纵稳定性	转向灵敏度、转向盘力特性——转向盘转矩梯度 转向功灵敏度
4	回正性	回正后剩余横摆角速度与剩余横摆角、达到剩余横摆角速度的时间

(续)

序号	基本内容	主要评价参量
5	转向半径	最小转向半径
6	转向轻便性 (原地转向轻便性、低速行驶转向轻便性、高速行驶转向轻便性)	转向力、转向功
7	直线行驶性能 (直线行驶性、侧向风敏感性、路面不平敏感性)	转向盘转角和 (累计值) 侧向偏移
8	典型行驶工况性能 (蛇行性能、移线性能、双移线性能—回避障碍性能)	转向盘转角、转向力、侧向加速度、横摆角速度、侧偏角、车速等
9	极限行驶能力 (圆周行驶极限侧向加速度、抗侧翻能力、发生侧滑时的控制性能)	极限侧向加速度、极限车速、回至原来路径所需时间

表 6-1-1 中的转向盘角阶跃输入下进入的稳态响应及转向盘角阶跃输入下的瞬态响应, 就是表征汽车操纵稳定性的转向盘角位移输入下的时域响应。

横摆角速度频率响应特性是指在转向盘转角正弦输入下, 频率由 $0 \rightarrow \infty$ 时, 汽车横摆角速度与转向盘转角的振幅比及相位差的变化特性。

回正性是一种转向盘力输入下的时域响应。

转向盘中间位置操纵稳定性是指转向盘小转角、低频正弦输入下, 汽车高速行驶时的操纵稳定性。

转向半径是评价汽车机动性的物理参量。

转向轻便性是评价转动转向盘轻便程度的特性。

汽车直线行驶性能是从另一个重要角度来评价汽车的操纵稳定性, 其中, 侧向风稳定性与路面不平度稳定性是指汽车直线行驶时在外界侧向干扰输入下的时域响应; 典型行驶工况性能是指模拟典型驾驶操作汽车通过某种通道的性能。

极限行驶性能是指汽车在介于正常行驶状态和异常危险运动状态之间的运动特性。它表明了汽车安全行驶的极限性能。

本章只讨论汽车操纵稳定性的基本部分, 即转向盘角阶跃输入下的稳态响应和瞬态响应以及汽车侧翻原理。

二、车辆坐标系与转向盘角阶跃输入下的时域响应

汽车的运动常用固接于运动着的汽车上的车辆坐标系来描述。图 6-1-1 所示的固接在汽车上的 $Oxyz$ 直角动坐标系就是车辆坐标系。 Oxz 平面处于汽车左、右对称的平面内。

若车辆在水平路面上处于静止状态, x 轴平行于地面指向车辆前方, z 轴通过质心指向车辆上方, y 轴指向车身的左侧, 常令车身质心位置为坐标系原点 O 。与操纵稳定性有关的主要运动参量包括车身角速度在 z 轴上的分量 ω_r (横摆角速度)、汽车质心速度在 y 轴上的分量 v (侧向速度)、汽车质心加速度在 y 轴上的分量 a_y (侧向加速度)。

汽车时域响应可分为不随时间变化的稳态响应和随时间变化的瞬态响应。等速直线行驶就是汽车的一种稳定行驶状态 (稳态)。在汽车等速直线行驶时, 若急速转动转向盘至某一转角并维持此转角不变, 即给汽车转向盘一个角阶跃输入, 一般经短暂时间的过渡过程后汽

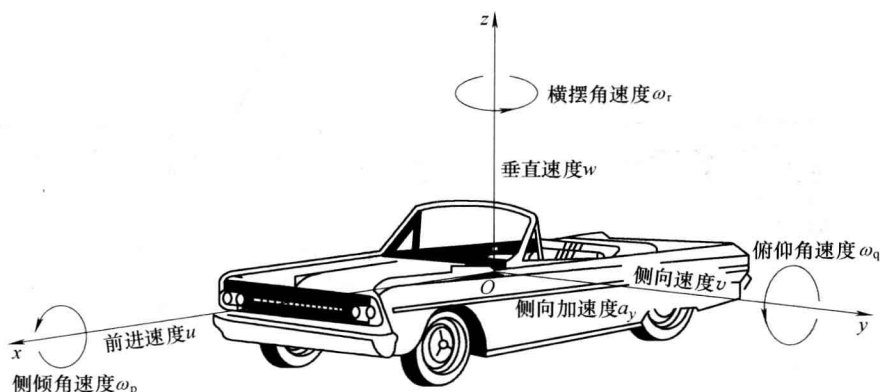


图 6-1-1 车辆坐标系与汽车的主要运动形式

车便进入等速圆周行驶状态，这也是一种稳态，被称为转向盘角阶跃输入下进入的稳态响应。

在等速直线行驶与等速圆周行驶这两个稳态运动之间的过渡过程是一种瞬态，相应的瞬态响应称为转向盘角阶跃输入下的瞬态响应。

虽然汽车等速圆周行驶，即汽车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，但却是表征汽车操纵稳定性的一个重要的时域响应，称为汽车稳态转向特性。汽车稳态转向特性分为不足转向、中性转向和过多转向三种类型。这三种不同类型转向特性对应的汽车行驶特点如图 6-1-2 所示。在转向盘保持固定转角 δ_{sw} 的条件下，缓慢加速或以不同车速等速行驶时，随着车速的增加，不足转向汽车的转向半径增大；中性转向汽车的转向半径维持不变；而过多转向汽车的转向半径则越来越小。操纵稳定性良好的汽车应具有适度的不足转向特性。一般汽车不应具有过多转向特性，也不应具有中性转向特性。因为具有中性转向特性的汽车在使用条件变动时，有可能转变为过多转向特性。

转向盘角阶跃输入下的瞬态响应，也常被用来表征汽车的操纵稳定性。图 6-1-3 所示为一辆等速行驶汽车在 $t=0$ 时，驾驶员急速转动转向盘至角度 δ_{sw} 并维持此转角不变（即转向盘角阶跃输入）时的汽车瞬态响应曲线。

图中记录了汽车横摆角速度 ω_r 随时间的变化规律。对汽车施加转向盘角阶跃输入后，汽车横摆角速度经过一段过渡过程后达到稳态横摆角速度 ω_{r0} ，此过渡过程即为汽车的瞬态响应，它具有如下几个特点。

- 1) 汽车横摆角速度需要经过时间 τ 后才能第一次达到 ω_{r0} ，这一段滞后时间称为反应时间 τ 。若反应时间短，则驾驶员会感到转向响应灵敏，否则就会觉得转向迟钝。也可用到达第一峰值的时间 ε 来描述滞后时间。
- 2) 最大横摆角速度 ω_{r1} 常大于稳态值 ω_{r0} 。 $(\omega_{r1}/\omega_{r0}) \times 100\%$ 被称为超调量，它表示执行指令误差的大小。
- 3) 在瞬态响应中，横摆角速度 ω_r 在稳态 ω_{r0} 附近波动。波动圆频率 ω 与汽车动力学系统的结构参数有关，它也是表征汽车操纵稳定性的一个重要参数。
- 4) 进入稳态所经历的时间，即横摆角速度达到稳态值的 95% ~ 105% 所用的时间 σ ，称为稳定时间，它表明进入稳态响应所经历的时间长短。

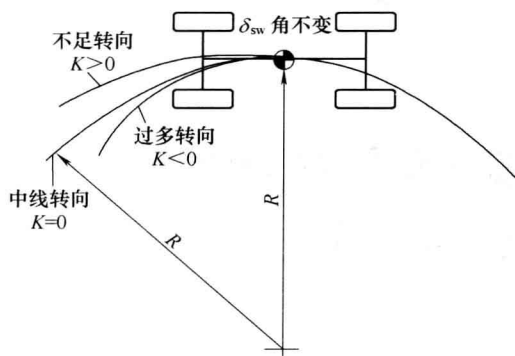


图 6-1-2 汽车的三种稳态转向特性

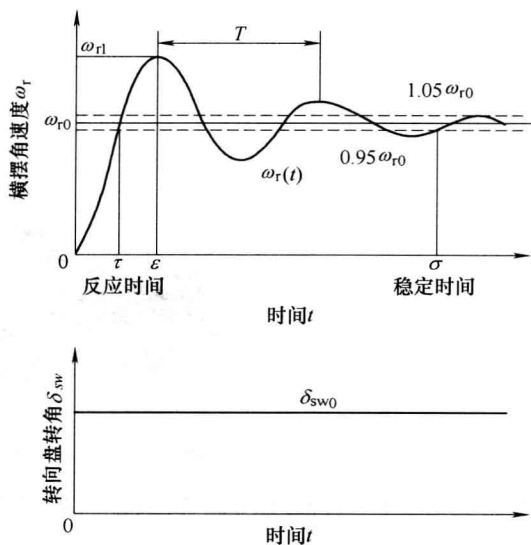


图 6-1-3 转向盘角阶跃输入下的汽车瞬态响应

个别汽车也可能出现汽车横摆角速度 ω_r 不能收敛的情况，即 ω_r 值越来越大，转向半径越来越小，而导致汽车产生侧向滑动或翻车的危险。由此可知，瞬态响应包括两方面的问题：首先是行驶方向稳定性，即给汽车以转向盘角阶跃输入后，汽车能否达到新的稳定状态；其次是响应品质问题，即达到新的稳态之前，其瞬态响应的特性如何。

三、人-汽车闭环系统

假定驾驶员的任务只是机械地急速转动转向盘至某转角并维持此角度不变，而不允许对汽车转向运动做出任何操纵修正动作，即不允许驾驶员进行任何调节。因此，此时汽车的时域响应是把汽车作为开环控制系统的控制特性。它们完全取决于汽车的结构与参数，是汽车本身固有的特性。这种开环系统的时域响应可以通过建立数学模型进行理论分析，也可用测试设备通过试验测量进行客观分析。

研究操纵稳定性时应把驾驶员与汽车作为统一整体。图 6-1-4 概括地描述了人-汽车系统中驾驶员与汽车的关系。驾驶员根据需要，操纵转向盘使汽车作一定的转向行驶运动；路面凹凸不平、侧向风等干扰因素也影响汽车的行驶。驾驶员根据道路、交通等情况，通过身体感官感知到汽车运动状态，经驾驶员头脑的分析、判断，对转向盘进行操纵修正。如此不断地反复循环，驾驶员操纵汽车行驶前进。由此可知，在人-汽车系统中，通过驾驶员把系统的输出参数反馈到输入控制中去，则人-汽车系统是一个闭环系统。驾驶员的反馈作用十分复杂，目前理论研究尚不成熟，对人-汽车系统的汽车操纵稳定性研究主要借助试验进行测定。表 6-1-1 中的典型行驶工况性能就是指人-汽车闭环系统的操纵稳定性能，也是指人-汽车系统通过某种典型通道时的性能。

尽管试验研究得到的人-汽车闭环系统的性能真实地反映了汽车的操纵稳定性能，但是由于实施试验的驾驶员的操作特性起着反馈作用，所以，其客观性和再现性就不如开环系统汽车的时域响应好。人-汽车系统的操纵稳定性只能在已具有实际车辆的条件下通过试验求

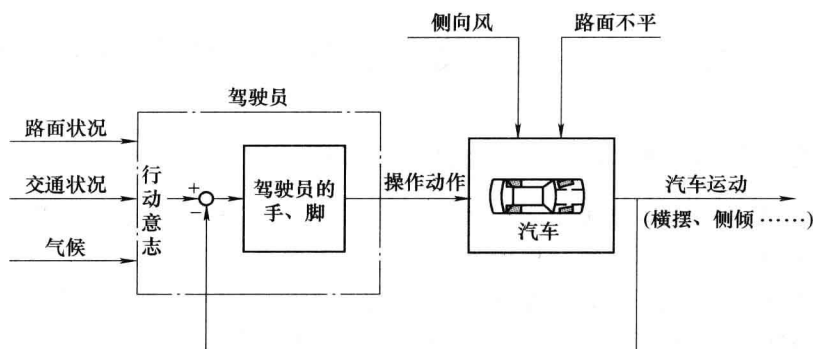


图 6-1-4 人-汽车系统

得，目前尚不能用理论分析与计算进行准确预测。

四、试验评价方法

汽车操纵稳定性试验评价方法有主观评价法和客观评价法两种。主观评价法是指让从事汽车操纵稳定性试验的专业人员，根据试验时自己的感觉进行评价的方法。客观评价法是指用测试仪器测出能够表征汽车操纵稳定性能的参数，如横摆加速度、侧向加速度以及侧倾角等，并用这些参数来评价操纵稳定性的方法。

在研究汽车固有特性的开环系统中，是采用客观评价法；而在用闭环系统研究汽车操纵稳定性时，通常是同时采用客观评价法与主观评价法两种方法。

汽车是由人来驾驶的，因此，主观评价法始终是操纵稳定性的最终评价方法。在客观评价中采用的物理量是否可以表征操纵稳定性，就取决于这些物理量对性能的评价结果与主观评价是否一致。有经验的试验者在进行主观评价试验时，还能发现仪器所不能检验出来的现象。通常先由试验者的感觉发现问题，再用仪器测试。虽然开环系统试验只用客观评价法，但是其试验方法本身及所采用的评价指标，实际上均是根据人们长期实践检验或经过专门设置的主观评价试验来确定的。

汽车操纵稳定性的主观评价是指驾驶员根据不同的驾驶任务操纵汽车时，依据对操纵动作难易程度的感觉来对汽车进行评价，即由驾驶员对汽车的易操纵性所进行的评价。由于驾驶员个体的生理和心理存在很大差异，因此，不同的驾驶员对同一汽车同一特性的评价可能大不相同，致使主观评价结果产生很大的离散性。为减小其离散性，使主观评价真实可信，故通常要指定一组评价者，一般为 10~25 名，用统计的方法来获得评价结果。在选取评价者时，要对评价者的评价能力提出要求，即：评价者应具有较好的分辨能力和记忆力；要尽可能地排除其他干扰因素。例如，评价者是因被测车的设计者而产生的偏袒，或被测车与自己已习惯的车相比较而导致评价的片面性等；评价者对被测车应当是未知的，以避免评价者利用自己的技术知识弥补其观察和感觉的不足。

汽车操纵稳定性的主观评价包含不同驾驶任务的多项目评价和总评价，评价项目可分为直线行驶稳定性（包括转向回正能力、侧风敏感性、路向不平敏感性等）、行车变道的操纵性、转弯稳定性（包括转向的准确性、固有转向特性、转弯制动特性等）以及操纵负荷等。

第二节 线性二自由度汽车模型对前轮角输入的响应

一、线性二自由度汽车模型的运动微分方程

汽车是一个由若干部件组成的物理系统。它具有惯性、弹性、阻尼等许多动力学的特性，是一个多自由度动力学系统。构成汽车动力学系统的元件，如轮胎、悬架、转向系统等，具有非线性特性，描述汽车的微分方程也是非线性微分方程，即汽车为非线性系统。通常，汽车侧向加速度不超过 $0.4g$ ，若忽略一些次要因素，则也可以把汽车近似地看做线性动力学系统。

为了分析汽车操纵稳定性的基本特性，常将其简化为线性二自由度的汽车模型。在分析中忽略转向系统的影响，直接以前轮转角作为输入；同时忽略悬架的作用，认为汽车车厢只作平行于地面的平面运动，即汽车沿 z 轴的位移，绕 y 轴的俯仰角与绕 x 轴的侧倾角均为零。并假设汽车沿 x 轴的速度 u 不变；汽车只有沿 y 轴的侧向运动与绕 z 轴的横摆运动两个自由度；汽车侧向加速度限定在 $0.4g$ 以下，轮胎侧偏特性处于线性范围；驱动力不大，不考虑地面切向力对轮胎侧偏特性的影响；忽略空气动力的作用；忽略左、右车轮轮胎由于载荷的变化而引起轮胎特性的变化以及轮胎回正力矩的作用。

这样，由上述假设就把汽车简化为如图 6-2-1 所示的两轮车模型。它实际上是一个由前、后两个有侧向弹性的轮胎支承于地面，并具有侧向及横摆运动的二自由度汽车模型。分析时，令车辆坐标系的原点与汽车质心重合。

显然，对固结于汽车的动坐标系而言，汽车质量分布参数均为常数，如转动惯量等。因此，只要将汽车的（绝对）加速度与（绝对）角加速度以及外力与外力矩沿车辆坐标系的轴线分解，就可以列出汽车沿这些坐标轴的运动微分方程。

首先确定汽车质心（绝对）加速度在车辆坐标系上的分量。参看图 6-2-2， Ox 与 Oy 为车辆坐标系的纵轴与横轴。质心速度 V 于 t 时刻在 Ox 轴上的分量为 $u_0 = u$ ，在 Oy 轴上的分量为 $v_0 = v$ 。由于汽车转向行驶时伴有平移和转动，在 $(t + \Delta t)$ 时刻，车辆坐标系中质心速度的大小与方向均发生变化，而车辆坐标系的纵轴与横轴的方向也发生变化。在 $(t + \Delta t)$ 时刻，沿 Ox 轴速度分量的变化量为

$$\Delta V_x = [(u + \Delta u) \cos \Delta \theta - (v + \Delta v) \sin \Delta \theta] - u \quad (6-2-1)$$

由于 $\Delta \theta$ 很小， $\cos \Delta \theta \approx 1$ ， $\sin \Delta \theta \approx \Delta \theta$ ，忽略二阶微量，则有

$$\Delta V_x \approx \Delta u - v \Delta \theta \quad (6-2-2)$$

式 (6-2-2) 除以 Δt 并取极限，就可求出汽车质心绝对加速度在车辆坐标系 Ox 轴的分量为

$$a_x = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta u - v \Delta \theta}{\Delta t} \approx \dot{u} - v \dot{\theta} \quad (6-2-3)$$

同理，沿 Oy 轴速度分量的变化为

$$\begin{aligned} \Delta V_y &\approx [(u + \Delta u) \sin \Delta \theta + (v + \Delta v) \cos \Delta \theta] - v \\ &\approx u \Delta \theta + \Delta u \Delta \theta + v + \Delta v - v \end{aligned} \quad (6-2-4)$$

整理得

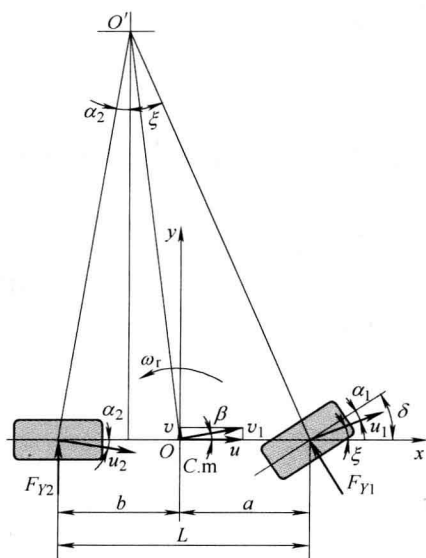


图 6-2-1 二自由度汽车模型

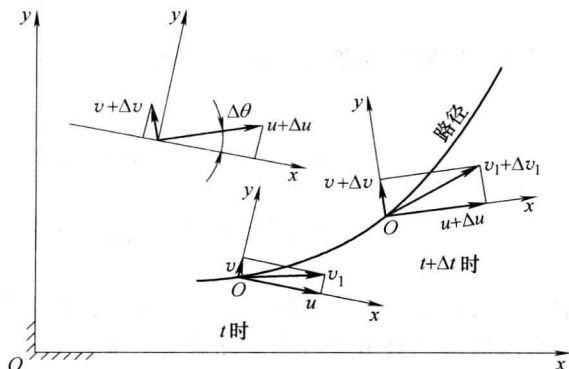


图 6-2-2 用车辆坐标系分析汽车的运动

$$\Delta V_y \approx u \Delta \theta + \Delta v \quad (6-2-5)$$

汽车质心绝对加速度在车辆坐标系 Oy 轴的分量为

$$a_y = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{u \Delta \theta + \Delta v}{\Delta t} \approx u \omega_r + \dot{v} \quad (6-2-6)$$

由图 6-2-1 可知, 二自由度汽车受到的外力沿 y 轴方向的合力与绕质心的力矩和为

$$\begin{cases} F_{Y1} \cos \delta + F_{Y2} = m(u \omega_r + \dot{v}) \\ a F_{Y1} \cos \delta - b F_{Y2} = I_z \dot{\omega}_r \end{cases} \quad (6-2-7)$$

由于 δ 很小, $\cos \delta \approx 1$, 所以式 (6-2-7) 可写成为

$$\begin{cases} F_{Y1} + F_{Y2} \approx m(u \omega_r + \dot{v}) \\ a F_{Y1} - b F_{Y2} \approx I_z \dot{\omega}_r \end{cases} \quad (6-2-8)$$

式中, F_{Y1} 、 F_{Y2} 为地面对前、后轮的侧向反作用力, 即侧偏力; δ 为前轮转角。因 δ 角较小, 且 $F_{Y1} = k_1 \alpha_1$ 和 $F_{Y2} = k_2 \alpha_2$, 则式 (6-2-8) 可改写为

$$\begin{cases} k_1 \alpha_1 + k_2 \alpha_2 = m(u \omega_r + \dot{v}) \\ a k_1 \alpha_1 - b k_2 \alpha_2 = I_z \dot{\omega}_r \end{cases} \quad (6-2-9)$$

式 (6-2-9) 表明, 汽车前、后轮侧偏角 α_1 和 α_2 与其运动参数有关。如图 6-2-1 所示, 汽车前、后轴中点的速度为 u_1 、 u_2 , 侧偏角为 α_1 、 α_2 , 质心侧偏角为 β , $\beta \approx v/u$ 。 ξ 是 u_1 与 x 轴的夹角, ξ 的值可表示为

$$\xi = \frac{v + a \omega_r}{u} = \beta + \frac{a \omega_r}{u} \quad (6-2-10)$$

根据车辆坐标系的规定, 前、后轮侧偏角的计算公式为

$$\begin{cases} \alpha_1 = -(\delta - \xi) = \beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta \\ \alpha_2 = \frac{v - b\omega_r}{u} = \beta - \frac{b\omega_r}{u} \end{cases}$$

将前、后轮侧偏角代入式 (6-2-9), 可得到侧向外力及外力矩与汽车运动参数的关系式为

$$\begin{cases} k_1\left(\beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta\right) + k_2\left(\beta - \frac{b\omega_r}{u}\right) = m(\dot{v} + u\omega_r) \\ ak_1\left(\beta + \frac{a\omega_r}{u} - \delta\right) - bk_2\left(\beta - \frac{b\omega_r}{u}\right) = I_z\dot{\omega}_r \end{cases} \quad (6-2-11)$$

式中, I_z 为汽车绕 z 轴的转动惯量; $\dot{\omega}_r$ 为汽车横摆角加速度。

整理后得二自由度汽车运动微分方程式为

$$\begin{cases} (k_1 + k_2)\beta + (ak_1 - bk_2)\frac{\omega_r}{u} - k_1\delta = m(\dot{v} + u\omega_r) \\ (ak_1 - bk_2)\beta + (a^2k_1 + b^2k_2)\frac{\omega_r}{u} - ak_1\delta = I_z\dot{\omega}_r \end{cases} \quad (6-2-12)$$

方程组 (6-2-12) 虽简单, 却包含最重要的汽车质量与轮胎侧偏刚度两方面的参数。所以, 它能够反映汽车曲线运动最基本的特征。

二、前轮角阶跃输入下进入的汽车稳态响应

1. 稳态响应

汽车等速行驶时, 在前轮角阶跃输入下进入的稳态响应就是等速圆周行驶。常用稳态横摆角速度与前轮转角之比 $\frac{\omega_r}{\delta} \Big|_s$ 来评价稳态响应。该比值被称为稳态横摆角速度增益或转向灵敏度。

稳态时横摆角速度 ω_r 为定值, 即 $\omega_r = \text{const}$, 则 $\dot{v} = 0$, $\dot{\omega}_r = 0$, 以此代入式 (6-2-12) 得

$$\begin{cases} (k_1 + k_2)\frac{v}{u} + \frac{1}{u}(ak_1 - bk_2)\omega_r - k_1\delta = mu\omega_r \\ (ak_1 - bk_2)\frac{v}{u} + \frac{1}{u}(a^2k_1 + b^2k_2)\omega_r - ak_1\delta = 0 \end{cases}$$

将上述方程组联立并消去 v , 便可求得稳态横摆角速度增益为

$$\frac{\omega_r}{\delta} \Big|_s = \frac{u - L}{1 + \frac{m}{L^2}\left(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1}\right)u^2} = \frac{u - L}{1 + Ku^2} \quad (6-2-13)$$

式中, $K = \frac{m}{L^2}\left(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1}\right)$, 称为稳定性因数, 其单位为 s^2/m^2 , 它也是表征汽车稳态响应的一个重要参数。

2. 汽车稳态响应的三种类型

根据 K 值的不同, 汽车稳态响应可分为三类。

(1) 中性转向 若 $K=0$, 则 $\left. \frac{\omega_r}{\delta} \right|_s = \frac{u}{L}$, 即稳态横摆角速度增益与车速呈线性关系, 斜率为 $1/L$ 。这种稳态响应称为中性转向, 参看图 6-2-3。

$\left. \frac{\omega_r}{\delta} \right|_s = \frac{u}{L}$ 与汽车以极低车速行驶而且轮胎无侧偏角时的转向关系对应, 参看图 6-2-4。

在无侧偏角时, $\alpha_1 = \alpha_2 \approx 0$, $\xi \approx \delta$ 。前轮转角 $\delta \approx \frac{L}{R}$, 转向半径 $R \approx \frac{L}{\delta}$, 横摆角速度 $\omega_r = \frac{u}{L} \delta$ 。

因此, 稳态横摆角速度增益的计算公式也为 $\left. \frac{\omega_r}{\delta} \right|_s = \frac{u}{L}$ 。

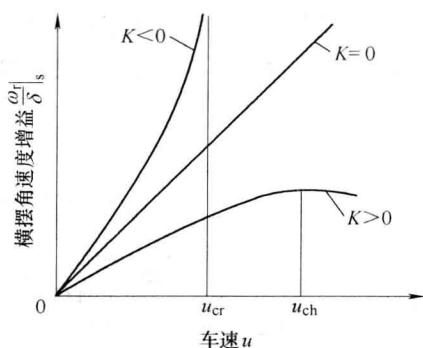


图 6-2-3 汽车稳态横摆角速度增益曲线

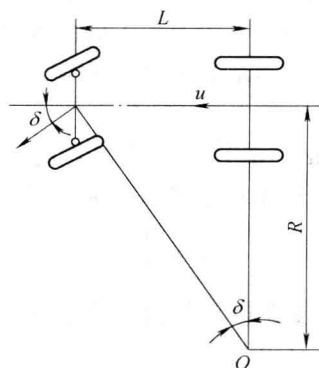


图 6-2-4 无侧偏角时汽车的转向运动

(2) 不足转向 当 $K>0$ 时, 式 (6-2-13) 中的分母大于 1, 稳态横摆角速度增益 $\left. \frac{\omega_r}{\delta} \right|_s$ 比中性转向时要小。 $\left. \frac{\omega_r}{\delta} \right|_s$ 不再与车速呈线性关系, $\left. \frac{\omega_r}{\delta} \right|_s - u$ 曲线是一条低于中性转向的汽车稳态横摆角速度增益曲线。首先 $\left. \frac{\omega_r}{\delta} \right|_s$ 随着 u 的增加而增加; 当达到最大值 $u_{ch} = \sqrt{\frac{1}{K}}$ 后, 则随速度 u 的增加而下降, 即为向下弯曲的曲线, 参看图 6-2-3。具有这种特性的汽车称为不足转向汽车。 K 值越大, $\left. \frac{\omega_r}{\delta} \right|_s - u$ 曲线越低, 不足转向量越大。

可以证明, 当不足转向汽车的车速为 u_{ch} 时, 其稳态横摆角速度增益达到最大值 (参看图 6-2-3), 而且该最大横摆角速度增益为轴距 L 相同的中性转向汽车的横摆角速度增益的 50%。 u_{ch} 被称作特征车速, 是表征不足转向量的一个参数。当不足转向量增加时, K 值增大, 特征车速 u_{ch} 降低。

(3) 过多转向 当 $K<0$ 时, 式 (6-2-13) 中的分母小于 1, 稳态横摆角速度增益 $\left. \frac{\omega_r}{\delta} \right|_s$ 比中性转向时大。随着车速的增加, $\left. \frac{\omega_r}{\delta} \right|_s - u$ 曲线向上弯曲 (参看图 6-2-3)。具有这种特性的汽车称为过多转向汽车。 K 值越小 (即 K 的绝对值越大), 过多转向量越大。显然, 当车速 u 为 $u = u_{cr} = \sqrt{-\frac{1}{K}}$ 时, $\left. \frac{\omega_r}{\delta} \right|_s \rightarrow \infty$, 参看图 6-2-3。 u_{cr} 称为临界车速, 是表征过多转向量

的一个参数。临界车速越低, 过多转向量越大。

过多转向汽车达到临界车速时将失去稳定性。因为 ω_r/δ 趋于无穷大时, 只要极其微小的前轮转角, 汽车便会产生极大的横摆角速度。这意味着汽车的转向半径 R 极小, 将发生急转而导致侧滑或翻车。由于过多转向汽车有失去稳定性的危险, 故一般汽车都应具有适度的不足转向特性。

3. 几个表征稳态响应的参数

为了试验与分析的方便, 国内外研究与开发部门根据自己的传统习惯, 还采用一些别的参数来描述和评价汽车的稳态响应。

(1) 前、后轮侧偏角绝对值之差 ($\alpha_1 - \alpha_2$) 为了测定汽车的稳态响应, 常输入固定的转向盘转角, 令汽车以不同的等速度沿圆周行驶, 测出其前、后轮侧偏角的绝对值 α_1 和 α_2 。并以 ($\alpha_1 - \alpha_2$) 与侧向加速度 a_y 绝对值的关系曲线来评价汽车的稳态响应, 参看图 6-2-5。

1) ($\alpha_1 - \alpha_2$) 值与汽车稳定性因数 K 的关系。由上述可知, 汽车稳定性因数 K 的计算公式为

$$K = \frac{m}{L^2} \left(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1} \right) \quad (6-2-14)$$

将式 (6-2-14) 右边的分子和分母同乘以侧向加速度 a_y , 有

$$K = \frac{ma_y}{L^2 a_y} \left(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1} \right) = \frac{1}{La_y} \left(\frac{ma_y a}{Lk_2} - \frac{ma_y b}{Lk_1} \right)$$

整理, 得

$$K = \frac{1}{La_y} \left(\frac{F_{y2}}{k_2} - \frac{F_{y1}}{k_1} \right) \quad (6-2-15)$$

因 $\alpha_2 = -\frac{F_{y2}}{k_2}$, $\alpha_1 = -\frac{F_{y1}}{k_1}$, 且侧向加速度 a_y 与前、

后轮的侧偏角 α_1 和 α_2 的符号相反, 所以, 当 α_1 、 α_2 、 a_y 取绝对值时, ($\alpha_1 - \alpha_2$) 与 a_y 的关系为

$$K = \frac{1}{La_y} (\alpha_1 - \alpha_2) \quad (6-2-16)$$

由式 (6-2-16) 表明, ($\alpha_1 - \alpha_2$) 与 a_y 呈线性关系, 其斜率为 $1/LK$, 参看图 6-2-5。若 $\alpha_1 - \alpha_2 > 0$, 则 $K > 0$, 为不足转向; 当 $\alpha_1 - \alpha_2 = 0$ 时, 则 $K = 0$, 为中性转向; 当 $\alpha_1 - \alpha_2 < 0$ 时, $K < 0$ 时, 为过多转向。

2) ($\alpha_1 - \alpha_2$) 值与汽车转向半径 R 的关系。根据稳态横摆角速度增益 $\left. \frac{\omega_r}{\delta} \right|_s$ 的计算公式得

$$\frac{\omega_r}{\delta} = \frac{u - L}{1 + Ku^2}$$

整理上式得

$$L \frac{\omega_r}{u} + LKu\omega_r = \delta \quad (6-2-17)$$

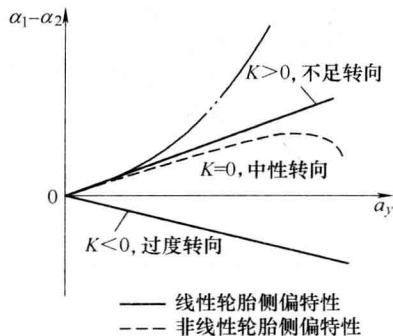


图 6-2-5 汽车稳态响应 $\alpha_1 - \alpha_2$ 与 a_y 的关系

$$\text{将} \quad u\omega_r = a_y \quad (6-2-18)$$

$$R = \frac{u}{\omega_r} \quad (6-2-19)$$

$$Ka_y L = (\alpha_1 - \alpha_2) \quad (6-2-20)$$

一起代入式 (6-2-17) 得到

$$\delta = \frac{L}{R} + (\alpha_1 - \alpha_2) \quad (6-2-21)$$

若把前轮转角 δ 作为输入, 转向半径 R 作为输出, 则式 (6-2-21) 可写作

$$R = \frac{L}{\delta - (\alpha_1 - \alpha_2)} \quad (6-2-22)$$

若输入一定的前轮转角 δ , 并且以极低的车速 u 行驶时, 则侧偏角可以忽略不计, 转向半径 $R_0 = L/\delta$ 。当车速提高后, 前、后轮有侧偏角, 若 $(\alpha_1 - \alpha_2)$ 为正值, 则 $R > R_0$, 为不足转向, 在这种条件下, 转向效果受到抑制。由于 $(\alpha_1 - \alpha_2)$ 绝对值将随 a_y 的提高而加大, 因此, 这种抑制作用将随 a_y 的增大而增加。反之, 若 $(\alpha_1 - \alpha_2)$ 为负值, 则 $R < R_0$, 汽车的转向效果增强, 为过多转向, 这种转向增强作用也是随 a_y 的增大而增加的。因此, $(\alpha_1 - \alpha_2)$ 可作为表征汽车稳态响应的评价指标。

当 $a_y \geq 0.3g \sim 0.4g$ 时, 轮胎侧偏特性已进入明显的非线性区域, $(\alpha_1 - \alpha_2)$ 与 a_y 一般不再存在线性关系。有些汽车在侧向加速度大的条件下, 其稳态响应特性会发生显著变化。后轮或前轮侧偏角、汽车横摆角速度发生急剧变化, 导致汽车不能再维持圆周行驶, 出现转向半径迅速增加或迅速减小的情况 (参见图 6-2-5 中虚线)。

对于 $(\alpha_1 - \alpha_2)$ 与 a_y 为非线性关系的特性曲线, 应以特性曲线的斜率来区别汽车的转向特性。当斜率大于 0 时, 随着侧向加速度 a_y 的增加, $(\alpha_1 - \alpha_2)$ 增加, 转向半径 R 增加, 汽车具有不足转向特性; 当斜率小于 0 时, 随着侧向加速度 a_y 的增加, $(\alpha_1 - \alpha_2)$ 减小, 转向半径 R 减小, 汽车具有过多转向特性; 当斜率等于 0 时, 汽车为中性转向。

(2) 转向半径比 R/R_0 在前轮转角 δ 不变的条件下, 假设车速极低, 侧向加速度接近于 0, 轮胎侧偏角可忽略不计时, 汽车的转向半径为 R_0 。若当该汽车在一定车速下并具有一定侧向加速度时的转向半径为 R , 则这两个转向半径之比 R/R_0 也可用来表征汽车的稳态响应。

由图 6-2-4 可知 $R_0 = L/\delta$ 。由式 (6-2-13), 可求得

$$\frac{u}{\omega_r} = \frac{(1 + Ku^2)L}{\delta} \quad (6-2-23)$$

因 $R_0 = \frac{L}{\delta}$, $R = \frac{u}{\omega_r}$, 则有

$$R = (1 + Ku^2)R_0 \quad \text{或} \quad \frac{R}{R_0} = 1 + Ku^2 \quad (6-2-24)$$

故当 $K=0$ 时, $R=R_0$, 即中性转向汽车的转向半径不随车速的变化而发生变化。当 $K>0$ 时, $R/R_0 > 1$, 即不足转向汽车的转向半径总大于 R_0 , 且由式 (6-2-24) 可知, 转向半径 R 将随车速 u 的增加而增大; 当 $K<0$ 时, $R/R_0 < 1$, 即过多转向汽车的转向半径总小于 R_0 , 且转向半径 R 将随车速 u 的增加而减小。图 6-2-6 所示为转向半径比 R/R_0 与车速平方 u^2 的关系曲线。由图可知, 当 $K=0$ 时, 转向半径比 $R/R_0=1$, 与车速无关, 此时汽车为中性转