

普通高等教育“九五”部级重点教材



B

普通高等教育机电类规划教材

汽车理论

第3版

清华大学 余志生 主编



机械工业出版社
China Machine Press

51

5)

本书出版由上海发展汽车工业教育基金会资助

普通高等教育“九五”部级重点教材
普通高等教育机电类规划教材

汽车理论

第 3 版

主编 余志生
参编 赵六奇 夏群生
 伦景光 刘惟信
 孙建纲 季学武
主审 陈朝阳



机械工业出版社

本书为全国高校汽车与拖拉机专业教指会组织的规划教材，并被立项为“九五”普通高等教育部级重点教材。

本书根据作用于汽车上的外力特性，分析了与汽车动力学有关的汽车各主要使用性能：动力性、燃油经济性、制动性、操纵稳定性、行驶平顺性及通过性。各章分别介绍了各使用性能的评价指标与评价方法，建立了有关的动力学方程，分析了汽车及其部件的结构形式与结构参数对各使用性能的影响，阐述了进行性能预测的基本计算方法。各章还对性能试验方法做了简要介绍。另外，还介绍了近 10 年来汽车技术的新发展。本书为学生提供了进行汽车设计、试验及使用所必需的专业基础知识。

本书是高校汽车与拖拉机专业教材，也可作为工厂、研究单位从事汽车设计、试验及使用的工程技术人员的参考书。

图书在版编目 (CIP) 数据

汽车理论/余志生主编. —3 版. —北京: 机械工业出版社, 2000.10
普通高等教育“九五”部级重点教材 普通高等教育机电类规划教材
ISBN 7-111-02076-6

I. 汽… II. 余 III. 汽车-理论-高等教育-教材 IV. U461

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2000)第 63837 号

机械工业出版社 (北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)
责任编辑: 赵爱宁 版式设计: 冉晓华 责任校对: 樊钟英
封面设计: 姚毅 责任印制: 郭景龙
中国农业出版社印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行

2000 年 10 月第 3 版·第 1 次印刷
787mm × 1092mm¹/₁₆ · 15.75 印张 · 387 千字
0 001 - 6000 册
定价: 21.00 元

凡购本书, 如有缺页、倒页、脱页, 由本社发行部调换
本社购书热线电话 (010) 68993821、68326677 - 2527

第 1 版 前 言

本书是根据 1978 年 4 月在天津召开的高等学校一机部对口专业座谈会精神和 1978 年 6 月在镇江召开的汽车、拖拉机、农机专业教材会议制订的“汽车理论”教材编写大纲编写的。它可作为高等工业学校汽车专业“汽车理论”课程的教材，也可供有关的工程技术人员参考。

全书分七章，中心内容是以力学为基础，阐述汽车的主要性能——动力性、燃油经济性、制动性、操纵稳定性，行驶平顺性以及通过性，并在满足这些整车性能要求的基础上提出选择汽车设计参数的一些原则，诸如汽车发动机功率的选择、传动系传动比的确定、制动器制动力的分配、悬架参数、重心位置、轮胎型式、车辆几何参数的确定等。另外，还讨论了这些主要性能的试验方法。为了便于第六章“汽车的行驶平顺性”的教学，将“随机振动的基本知识”附于附录，仅供参考。附录中还提供了“美国试验安全车的操纵稳定性性能要求及其试验方法”，作为汽车操纵稳定性的参考资料。

本书一律采用国际单位制。例如力的单位为牛顿 (N)，而不用公斤力 (kgf)；功率的单位为千瓦 (kW)，而不用马力 (PS)；压力的单位为千帕 (kPa)，而不用工程大气压 (at)。但是考虑到有一个过渡，书中随时给出了单位换算。有些转引的图表和资料虽然沿用原著的单位制，但也为读者进行了单位换算。表示单位时一律用符号而不写汉字。

本书由清华大学汽车教研组编写。参加编写者为余志生、伦景光、刘惟信、孙建纲、魏克严、赵六奇，并由余志生负责主编。编写过程中，曾得到倪佑民同志的热心帮助。

本书初稿完成后，由武汉工学院吴业森同志负责主审，初稿修改后由吴业森同志，吉林工业大学洪宗林、王志新同志，江苏工学院王德杉同志等参加会审定稿。他们在审稿过程中提出了许多宝贵意见。在编写过程中还请教了有关工厂和研究所的同志，并请汽车工程学会常务理事、清华大学宋镜瀛教授一起讨论、确定所用的汽车工程术语。在此，一并表示感谢。

由于我们的水平有限，且时间仓促，书中一定有错漏之处，欢迎使用本书的师生和广大读者批评指正。

编者
1980 年 4 月

第 2 版 前 言

本书自 1980 年出版以来，数次重印，并于 1984 年做了小修改，重排印刷，一直作为各校汽车专业的教材。1983 年 12 月，11 所院校“汽车理论”课程的主讲教师还曾举行教材座谈会，肯定了第 1 版的内容及其适用性。同时，汽车制造、运输企业以及有关研究机构的工程技术人员也将本书作为常用的专业参考书。

9 年来，汽车工业有了很大的发展。通过教学实践，我们对汽车专业本科生应掌握的专业基础理论知识有了更明确的理解；我们通过科学研究工作以及对国内、外车辆动力学发展的了解，对本书各章内容有了进一步的认识；各校老师与同学也对本书提出了宝贵意见。上述原因促使我们感到有必要对第 1 版进行修订。

本书除保持第 1 版的基本结构与基本内容外，主要对以下几个方面进行了修改：

1) 在一些章节中，采用了新的评价与分析方法以及有关新标准。例如在第三章中引入了绘制燃油经济性-加速时间曲线”的方法，较好地解决了汽车动力装置（发动机-传动系）参数的选定问题。第四章中介绍了有关制动法规，并讨论了如何提高制动性能以满足制动法规的要求。第六章中明确了平顺性新的评价方法，介绍了新的 ISO2631 标准与路面分级标准，分析中采用了国际上普遍应用的“双对数坐标”。各章中还介绍了一些我国新制订的性能试验标准，增添了一些有关数据。

2) 突出基本要求与概念，精简了部分内容。例如在第五章中引入了“侧偏柔度”的概念，因此可以对包括悬架与转向系影响因素在内的时域响应进行初步定量分析，使学生对汽车的稳态响应与瞬态响应具有更为完整与深入的理解。这一章中还删去了刚体运动微分方程与线性三自由度汽车模型对前轮转角输入的响应等节。

3) 各章附有习题作业，可供使用本书的师生参考。

4) 考虑到随机振动已在许多院校单独设课，故删去附录 I “随机振动的基本知识”。

本修订版由清华大学汽车工程系汽车教研组编写。主编为余志生，参加编写者为余志生、伦景光、孙建纲、赵六奇、刘惟信。本书由武汉工学院吴业森教授审阅。编写中曾得到吉林工业大学罗邦杰教授的指导，清华大学的李以盛、蔡世芳、倪佑民、李修曾、夏群生、陈全世等曾为本书提供材料或参加讨论。编写过程中还得到长春第一汽车厂、湖北第二汽车厂、四川汽车厂、北京汽车厂、北京第二汽车厂等有关同志的大力支持。在此，对他们表示衷心感谢。

恳切希望使用本修订版的高校师生、广大读者提出批评指正。

编者

1989 年 4 月于清华大学

第3版前言

本书为1981年出版的《汽车理论》试用教材的第3版，是全国高等学校汽车与拖拉机专业教学指导委员会组织的“九五”规划教材。

自本书于1990年出版了第2版以来，迄今已有10年。10年来汽车技术和车辆动力学均有很大的发展。通过教学实践，我们对教材内容的处理有了一些新的看法，此外，也听取了各校教师 and 同学对本书的宝贵意见。基于上述原因，我们对第2版做了修订。

本书除保持第2版的基本结构与基本内容外，主要在以下几个方面进行了修改：

1) 在一些章节中采用了新标准。例如，平顺性的评价采用1997年公布的ISO2631—1:1997(E)“人体承受全身振动评价——第一部分：一般要求”，它能与主观感觉更好地符合，评价时的计算方法比原标准简单。制动性中采用了新的国家标准和ECE R13的标准，如利用附着系数、充分发出的平均减速度的定义等。

2) 增加了一些新内容。例如，在动力性中引入了大驱动力工况（强劲加速或爬陡坡）对附着条件的最低要求——附着率的概念；在燃油经济性中介绍了对传统结构汽车发展有巨大影响的“新一代汽车伙伴关系（PNGV）”及高效率节能汽车；制动性中增加了ABS单轮模型的论述；操纵稳定性中增加了转向盘力特性、利用地面切向反作用力控制转向特性的机理、电子控制系统及汽车侧倾等内容；平顺性中路面输入功率谱密度引入侧倾角振动输入功率谱密度与垂直振动输入功率谱密度的比值、车身与车轮两个自由度振动中增加了主动与半主动悬架等内容。

3) 在一些章节中，如汽车动力装置参数的选定一章中，选用了新的数据。

4) 精简了部分内容。

5) 增加了各章习题以供读者参考选做。

本修订版由清华大学汽车工程系编写。参加编写者为赵六奇、夏群生、伦景光、刘惟信、孙建纲、季学武、余志生。主编为余志生。本书由合肥工业大学陈朝阳教授审阅。

编写过程中，白原新、唐志强、彭莫、吴继常、宋健、王烈、李以盛、林建、陈奎元等曾对本书提出许多宝贵意见与帮助。东风汽车公司、跃进汽车公司、北京汽车工程学会、北京汽车研究所等有关同志曾给予大力支持。编写过程中还得到上海发展汽车工业教育基金会的热情资助。在此，对他们表示衷心的感谢。

恳切希望使用本修订版的高校师生、广大读者提出批评指正。

编者

2000年4月

常用符号表

第一章 汽车的动力性

物 理 量	代 号	单 位	物 理 量	代 号	单 位
汽车质量	m	kg	地面法向反作用力	F_Z	N
汽车重力	G	N	空气阻力	F_w	N
汽车速度	u	m/s	坡度阻力	F_i	N
	u_a	km/h	加速阻力	F_j	N
驱动力	F_t	N	滚动阻力	F_f	N
车轮半径	r	m	滚动阻力系数	f	
发动机转矩	T_{tq}	N·m	空气阻力系数	C_D	
发动机功率	P_e	kW	道路阻力系数	ψ	
发动机转速	n	r/min	旋转质量换算系数	δ	
变速器传动比	i_g		附着系数	φ	
主减速器传动比	i_0		动力因数	D	
传动效率	η_T				
坡 度	i		液力变矩器的变矩比	K	
直线行驶加速度	$a, \frac{du}{dt}$	m/s^2	液力变矩器的透过度	p	

第二章 汽车的燃油经济性

物 理 量	代 号	单 位	物 理 量	代 号	单 位
燃油消耗率	b	g/(kW·h)	汽车百公里油耗	Q_s	L/100km

第四章 汽车的制动性

物 理 量	代 号	单 位	物 理 量	代 号	单 位
制动器摩擦矩	T_μ	N·m	侧向力系数	φ_1	
地面制动力	F_{xb}	N	同步附着系数	φ_0	
制动器制动力	F_μ	N	峰值附着系数	φ_p	
附着力	F_φ	N	滑动附着系数	φ_s	
滑动率	s		制动器制动力分配系数	β	
制动力系数	φ_b		制动减速度	a_b	m/s^2

第五章 汽车的操纵稳定性

物理量	代号	单位	物理量	代号	单位
质心侧向速度	v	m/s	转向盘转角	δ_{sw}	rad 或 ($^{\circ}$)
侧向加速度	a_y	9.8m/s^2	转向半径	R	m
侧倾角	Φ_r	rad 或 ($^{\circ}$)	弹簧刚度	k_s	N/m
侧倾角速度	ω_p	rad/s 或 ($^{\circ}$)/s			
横摆角速度	ω_r	rad/s 或 ($^{\circ}$)/s	悬挂质量	m_s	kg
地面切向反作用力	F_X	N	非悬挂质量	m_u	kg
侧偏角	α	rad 或 ($^{\circ}$)	轮距	B	m
外倾角	γ	rad 或 ($^{\circ}$)	临界车速	u_{cr}	m/s
侧偏力	$F_{Y\alpha}$	N	无阻尼圆频率	ω_0	rad/s
外倾侧向力	$F_{Y\gamma}$	N	阻尼比	ζ	
侧偏刚度	k	N/rad 或 N/ $^{\circ}$)	侧倾转向系数	$\frac{\partial \delta}{\partial \Phi_r}$	($^{\circ}$)/($^{\circ}$)
外倾刚度	k_γ	N/rad 或 N/ $^{\circ}$)	侧倾外倾系数	$\frac{\partial \gamma}{\partial \Phi_r}$	($^{\circ}$)/($^{\circ}$)
稳态横摆角速度增益	$\left. \frac{\omega_r}{\delta} \right)_s$	rad \cdot S $^{-1}$ /rad 或 ($^{\circ}$) \cdot s $^{-1}$ / $^{\circ}$)	侧向力变形转向系数	$\frac{\partial \delta}{\partial F_y}$	($^{\circ}$)/kN
稳定性因数	K	s 2 /m 2	回正力矩变形转向系数	$\frac{\partial \delta}{\partial T}$	($^{\circ}$)/(100N \cdot m)
静态储备系数	S.M.		侧向力变形外倾系数	$\frac{\partial \gamma}{\partial F_y}$	($^{\circ}$)/kN
特征车速	u_{ch}	m/s	悬架侧倾角刚度	K_{Φ_r}	N \cdot m/rad
地面侧向反作用力	F_Y	N	侧倾力矩	T_{Φ_r}	N \cdot m
翻转力矩	M_X	N \cdot m	汽车绕 OZ 轴的转动惯量	I_z	kg \cdot m 2
回正力矩	M_Z	N \cdot m			
垂直载荷	W	N	反应时间	τ	s
轴距	L	m	峰值反应时间	ϵ	s
质心至前轴的距离	a	m			
质心至后轴的距离	b	m			
前轮转角	δ	rad 或 ($^{\circ}$)			

第六章 汽车的平顺性

物 理 量	代 号	单 位	物 理 量	代 号	单 位
悬架刚度	K	N/m	相干函数	$\text{coh}_{xy}^2(f)$ 或 $\text{coh}_{xy}^2(\omega)$	
路面不平度系数	$G_q(n_0)$	m^2/m^{-1}			
频率	f	Hz 或 s^{-1}	阻尼比	ζ	
悬架动挠度	f_d	m	频率比	λ	
悬架静挠度	f_s	m	车轮部分垂直位移	z_1	m
车轮与路面间的动载	F_d	N	固有圆频率	ω_0	rad/s
长度变量或转动惯量	I	m 或 $\text{kg}\cdot\text{m}^2$	有阻尼固有圆频率	ω_d	rad/s
阻力系数	C	$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$	激振频率	ω	rad/s
车身质量(悬挂质量)	m_2	kg	车身纵向摆角或初位相	φ	rad
车轮质量(非悬挂质量)	m_1	kg	相位角	Φ	(°)
座垫上人体的位移	p	m	标准差	σ	
路面不平度函数	q	m	空间频率	n	m^{-1}
自功率谱密度函数	$G_{xx}(f)$ 或 $G_{xx}(\omega)$		双轴汽车车身振动主频率	Ω	rad/s
			回转半径	ρ	m
互功率谱密度函数	$G_{xy}(f)$ 或 $G_{xy}(\omega)$		悬挂质量分配系数	ϵ	
			刚度比	γ	
频率指数	W		质量比	μ	
车身垂直位移	z_2	m	频率响应函数	$H(j\omega)$ 或 $H(f)$	

第七章 汽车的通过性

物 理 量	代 号	单 位	物 理 量	代 号	单 位
土壤推力	F_x	N	剪切面法向压力	σ	kPa
驱动轮胎的接地面积	A	m^2	土壤剪切变形	j	mm 或 m
土壤的粘聚系数	c	kPa	水平剪切变形模数	K	cm 或 m
垂直负荷	W	N	土壤沉陷量	z	mm 或 m
土壤的摩擦角	φ	(°)	单位面积压力	p	kPa
土壤的切应力	τ	kPa	土壤的粘聚变形模数	k_c	kN/m^{n+1}

(续)

物 理 量	代 号	单 位	物 理 量	代 号	单 位
土壤的摩擦变形模数	k_{φ}	kN/m^{n+2}	轮胎弹滞损耗阻力	F_n	N
承载面积短边长度	b	mm 或 m	单位负荷弹滞损耗阻力	f_t	
土壤的压实阻力	F_{rc}	N	滑转率	s_r	
推土阻力	F_{tb}	N	车辆的实际速度	u	m/s
土壤单位体积质量重力	γ_s	N/m^3	车辆的理论速度	u_t	m/s
土壤承载能力系数	$N_c、N_r$		挂钩牵引力	F_d	N
轮胎刚度产生的压力	p_c	kPa	土壤阻力	F_r	N
轮胎充气压力	p_i	kPa	沉陷指数	n	

目 录

第3版前言	
第2版前言	
第1版前言	
常用符号表	
第一章 汽车的动力性 1	
第一节 汽车的动力性指标 1	
第二节 汽车的驱动力与行驶阻力 2	
一、汽车的驱动力 2	
二、汽车的行驶阻力 7	
三、汽车行驶方程式 15	
第三节 汽车的驱动力-行驶阻力平衡图 与动力特性图 17	
一、驱动力-行驶阻力平衡图 17	
二、动力特性图 20	
第四节 汽车行驶的附着条件与汽车 的附着率 20	
一、汽车行驶的附着条件 20	
二、汽车的附着力与地面法向反作用力 21	
三、作用在驱动轮上的地面切向反作 用力 24	
四、附着率 25	
第五节 汽车的功率平衡 29	
第六节 装有液力变矩器汽车的 动力性 30	
参考文献 36	
第二章 汽车的燃油经济性 38	
第一节 汽车燃油经济性的评价 指标 38	
第二节 汽车燃油经济性的计算 40	
第三节 影响汽车燃油经济性的 因素 43	
一、使用方面 44	
二、汽车结构方面 45	
第四节 装有液力变矩器汽车的 燃油经济性计算 50	
第五节 新一代高效率节能汽车 的研究 51	
第六节 汽车动力性、燃油经济性 试验 53	
一、路上试验 53	
二、室内试验 54	
参考文献 56	
第三章 汽车动力装置参数的 选定 57	
第一节 发动机功率的选择 57	
第二节 最小传动比的选择 60	
第三节 最大传动比的选择 61	
第四节 传动系挡数与各挡传动比 的选择 62	
第五节 利用燃油经济性-加速时间曲线 确定动力装置参数 66	
一、主减速器传动比的确定 66	
二、变速器与主减速器传动比的确定 67	
三、发动机、变速器与主减速器 传动比的确定 68	
参考文献 70	
第四章 汽车的制动性 71	
第一节 制动性的评价指标 71	
第二节 制动时车轮的受力 72	
一、地面制动力 72	
二、制动器制动力 72	
三、地面制动力、制动器制动力与 附着力之间的关系 72	
四、硬路面上的附着系数 73	
第三节 汽车的制动效能及其恒 定性 77	

一、制动距离与制动减速度·····	77	——等速圆周行驶·····	118
二、制动距离的分析·····	78	三、前轮角阶跃输入下的瞬态响应·····	124
三、制动效能的恒定性·····	80	四、横摆角速度频率响应特性·····	130
第四节 制动时汽车的方向稳定性·····	81	第四节 汽车操纵稳定性与悬架的	
一、汽车的制动跑偏·····	82	关系·····	132
二、制动时后轴侧滑与前轴转向能力		一、汽车的侧倾·····	133
的丧失·····	83	二、侧倾时垂直载荷在左、右侧车轮上的重新	
第五节 前、后制动器制动力的比例		分配及其对稳态响应的影响·····	138
关系·····	87	三、侧倾外倾——侧倾时车轮外倾角的	
一、地面对前、后车轮的法向反作用力·····	87	变化·····	140
二、理想的前、后制动器制动力分配		四、侧倾转向·····	142
曲线·····	88	五、变形转向——悬架导向装置变形引起	
三、具有固定比值的前、后制动器制动力		的车轮转向角·····	143
与同步附着系数·····	89	六、变形外倾——悬架导向装置变形引起的	
四、前、后制动器制动力具有固定比值的汽车		外倾角的变化·····	145
在各种路面上制动过程的分析·····	90	第五节 汽车操纵稳定性与转向系的	
五、利用附着系数与制动效率·····	93	关系·····	145
六、对前、后制动器制动力分配的要求·····	94	一、转向系的功能与转向盘力特性·····	145
七、制动防抱死装置·····	96	二、不同行驶工况下对操纵稳定性的	
第六节 汽车制动性的试验·····	100	要求·····	147
参考文献·····	102	三、评价高速公路行驶操纵稳定性的试验——	
第五章 汽车的操纵稳定性·····	103	转向盘中间位置操纵稳定性试验·····	148
第一节 概述·····	103	四、转向系与汽车横摆角速度稳态响应	
一、汽车操纵稳定性包含的内容·····	103	的关系·····	150
二、车辆坐标系与转向盘角阶跃输入下		第六节 汽车操纵稳定性与传动系的	
的时域响应·····	104	关系·····	151
三、人-汽车闭路系统·····	106	一、地面切向反作用力与“不足-过多转向	
四、汽车试验的两种评价方法·····	107	特性”的关系·····	151
第二节 轮胎的侧偏特性·····	108	二、地面切向反作用力控制转向特性的基本	
一、轮胎的坐标系·····	108	概念简介·····	152
二、轮胎的侧偏现象和侧偏力-侧偏角		第七节 提高操纵稳定性的电子控制	
曲线·····	108	系统·····	155
三、轮胎的结构、工作条件对侧偏特性		第八节 汽车的侧翻·····	161
的影响·····	110	一、刚性汽车的准静态侧翻·····	162
四、回正力矩——绕OZ轴的力矩·····	113	二、带悬架汽车的准静态侧翻·····	163
五、有外倾角时轮胎的滚动·····	114	三、汽车的瞬态侧翻·····	163
第三节 线性二自由度汽车模型对前		第九节 汽车操纵稳定性在路上	
轮角输入的响应·····	116	试验·····	165
一、线性二自由度汽车模型的运动微分		一、低速行驶转向轻便性试验·····	165
方程·····	116	二、稳态转向特性试验·····	165
二、前轮角阶跃输入下进入的汽车稳态响应		三、瞬态横摆响应试验·····	166
		四、汽车回正能力试验·····	166

五、转向盘角脉冲试验	167	五、车身上任一点 P 的垂直位移 Z_{2P} 对前轴	
六、转向盘中间位置操纵稳定性试验	168	上方车身位移 Z_{2r} 的幅频特性	206
参考文献	168	六、 \dot{Z}_{2p} 及 $\ddot{\varphi}$ 功率谱密度和均方根值的	
第六章 汽车的平顺性	170	计算	207
第一节 人体对振动的反应和平		第六节 “人体-座椅”系统的振动	209
顺性的评价	170	一、“人体-座椅”系统的传递特性	210
一、人体对振动的反应	170	二、“人体-座椅”系统的参数选择	210
二、平顺性的评价方法	172	第七节 汽车平顺性试验和数据	
第二节 路面不平度的统计特性	173	处理	211
一、路面不平度的功率谱密度	173	一、平顺性试验的主要内容	211
二、空间频率功率谱密度 $G_q(n)$ 化为时间		二、平顺性试验数据的采集和处理	212
频率功率谱密度 $G_q(f)$	175	参考文献	213
三、路面对四轮汽车的输入功率谱密度	177	第七章 汽车的通过性	214
第三节 汽车振动系统的简化, 单质量		第一节 汽车通过性评价指标及几何	
系统的振动	179	参数	214
一、汽车振动系统的简化	179	一、汽车支承通过性评价指标	214
二、单质量系统的自由振动	180	二、汽车通过性几何参数	214
三、单质量系统的频率响应特性	181	第二节 松软地面的物理性质	215
四、单质量系统对路面随机输入的响应	182	一、土壤切应力与剪切变形的关系	215
第四节 车身与车轮双质量系统的		二、土壤法向负荷与沉陷的关系	217
振动	187	三、半流体泥浆及雪的密度对通过性	
一、运动方程与振型分析	187	的影响	218
二、双质量系统的传递特性	190	第三节 车辆的挂钩牵引力	218
三、车身加速度、悬架弹簧挠度和车轮相		一、车辆在松软地面上的土壤阻力	218
对满载的幅频特性	191	二、松软地面给车辆的土壤推力	222
四、在路面随机输入下系统振动响应均		三、挂钩牵引力	224
方根值的计算	192	第四节 牵引通过性计算	224
五、系统参数对振动响应均方根值的		第五节 间隙失效的障碍条件	226
影响	193	一、顶起失效的障碍条件	226
六、主动与半主动悬架	196	二、触头失效的障碍条件	227
第五节 双轴汽车的振动	202	第六节 汽车越过台阶、壕沟的	
一、振型分析	202	能力	228
二、使 $\omega_p < \omega_z$, 减小俯仰角加速度	204	第七节 汽车的通过性试验	230
三、计算前、后轮双输入系统振动响应时的		一、通过性试验的主要内容	230
单轮输入折算幅频特性	204	二、土壤参数的测定	230
四、轴距中心处垂直位移 Z_C 和车身俯仰角位		参考文献	231
移 φ 对前轴上方车身位移 Z_{2r} 的幅频		习 题	232
特性	205		

第一章 汽车的动力性

汽车的动力性系指汽车在良好路面上直线行驶时由汽车受到的纵向外力决定的、所能达到的平均行驶速度。汽车是一种高效率的运输工具，运输效率之高低在很大程度上取决于汽车的动力性。所以，动力性是汽车各种性能中最基本、最重要的性能。本章将从分析汽车行驶时的受力出发，建立行驶方程式，并以图表的形式按汽车动力性评价指标的要求确定汽车的动力性。

第一节 汽车的动力性指标

从获得尽可能高的平均行驶速度的观点出发，汽车的动力性主要可由三方面的指标[⊙]来评定，即：

- 1) 汽车的最高车速 $u_{\text{amax}}^{\ominus}$
- 2) 汽车的加速时间 t^{\ominus} ；
- 3) 汽车能爬上的最大坡度 i_{max} 。

最高车速是指在水平良好的路面（混凝土或沥青）上汽车能达到的最高行驶车速。

汽车的加速时间表示汽车的加速能力，它对平均行驶车速有着很大影响，特别是轿车，对加速时间更为重视。常用原地起步加速时间与超车加速时间来表明汽车的加速能力。原地起步加速时间指汽车由Ⅰ挡或Ⅱ挡起步，并以最大的加速强度（包括选择恰当的换挡时机）逐步换至最高挡后到某一预定的距离或车速所需的时间。超车加速时间指用最高挡或次高挡由某一较低车速全力加速至某一高速所需的时间。因为超车时汽车与被超车辆并行，容易发生安全事故，所以超车加速能力强，并行行程短，行驶就安全。一般常用 $0 \rightarrow 402.5\text{m}$ ($0 \rightarrow 1/4 \text{ mile}$) 或 $0 \rightarrow 400\text{m}$ 的秒数来表明汽车原地起步加速能力；也有用 $0 \rightarrow 96.6\text{km/h}$ ($0 \rightarrow 60\text{mile/h}$) 或 $0 \rightarrow 100\text{km/h}$ 所需的时间来表明加速能力的。对超车加速能力还没有一致的规定，采用较多的是用最高挡或次高挡由 30km/h 或 40km/h 全力加速行驶至某一高速所需的时间；还有用加速过程曲线即车速 - 时间关系曲线全面反映加速能力的。图 1-1 是一些轿车的原地起步加速过程曲线。

汽车的上坡能力是用满载（或某一载质量）时汽车在良好路面上的最大爬坡度 i_{max} 表示的。显然，最大爬坡度是指Ⅰ挡最大爬坡度。轿车最高车速大，加速时间短，经常在较好的道路上行驶，一般不强调它的爬坡能力；然而，它的Ⅰ挡加速能力大，故爬坡能力也强。货车在各种地区的各种道路上行驶，所以必须具有足够的爬坡能力，一般 i_{max} 在 30% 即 16.7°

⊙ 进行动力性评价指标试验时，各国规定的载质量是不一样的，我国为满载，德国为半载。美国环境保护局（EPA）规定，有关排放等试验中轿车的载质量为 2 名 68kg 质量的乘员。不少汽车杂志有自己的评价轿车试验，一般在载质量为 100 ~ 180kg 之间来测定最高车速。

⊙ 本书中，车速 u_a 的单位均为 km/h，加速时间的单位均为 s，因此它们在后面的数值方程中出现时，不再给出单位。

左右。要进一步说明的是： i_{\max} 代表了汽车的极限爬坡能力，它应比实际行驶中遇到的道路最大坡度超出很多，这是因为应考虑到在实际坡道行驶时，在坡道上停车后顺利起步加速、克服松软坡道路面的大阻力、克服坡道上崎岖不平路面的局部大阻力等要求的缘故。

越野汽车要在坏路或无路条件下行驶，因而爬坡能力是一个很重要的指标，它的最大爬坡度可达60%即31°左右。

应指出，上述三方面指标均应在无风或微风条件下测定。

有时也以汽车在一定坡道上必须达到的车速来表明汽车的爬坡能力。例如在 Timothy C. Moore^[1.8]所写的文章中规定美国新一代轿车的爬坡能力为：在EPA试验规定的质量下，应能以104km/h的车速通过6%的坡道，而在满载时的车速则不能低于80km/h。

军用车辆的战术技术要求中，不一定包含车辆的最高车速，但常规定在一定坡道上车辆应达到的速度。

也有以一定坡道上汽车的加速时间来表明汽车加速性能的。如 Timothy C. Moore 提出美国新一代轿车满载时，在6%坡道上0→96km/h的加速时间不应大于20s。他认为，汽车具有这样的加速性能，便可以安全地从有坡度的匝道进入高速公路而驶入高速行驶的车流。

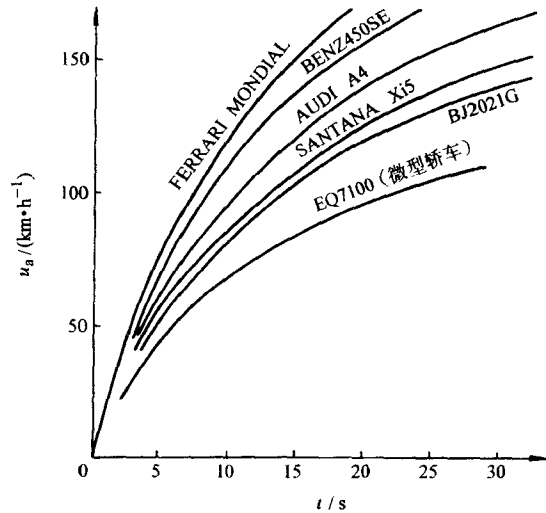


图 1-1 轿车的原地起步加速过程曲线

第二节 汽车的驱动力与行驶阻力

确定汽车的动力性，就是确定汽车沿行驶方向的运动状况。为此，需要掌握沿汽车行驶方向作用于汽车的各种外力，即驱动力与行驶阻力。根据这些力的平衡关系建立汽车行驶方程式，就可以估算汽车的最高车速、加速度和最大爬坡度。

汽车的行驶方程式为

$$F_t = \Sigma F$$

式中， F_t 为驱动力； ΣF 为行驶阻力之和。

驱动力是由发动机的转矩经传动系传至驱动轮上得到的。行驶阻力有滚动阻力、空气阻力、加速阻力和坡度阻力。现在分别研究驱动力和这些行驶阻力，并最后把 $F_t = \Sigma F$ 这一行驶方程式加以具体化，以便研究汽车的动力性。

一、汽车的驱动力

汽车发动机产生的转矩，经传动系传至驱动轮上。此时作用于驱动轮上的转矩 T_t 产生一对地面的圆周力 F_0 ，地面对驱动轮的反作用力 F_t （方向与 F_0 相反）即是驱动汽车的外力（图 1-2）^①，此外力称为汽车的驱动力。其数值为

① 经过对汽车进行全面的受力分析可知，实际地面切向反作用力并不等于 F_t ，详见后。

$$F_t = \frac{T_t}{r}$$

式中, T_t 为作用于驱动轮上的转矩; r 为车轮半径。

作用于驱动轮上的转矩 T_t 是由发动机产生的转矩经传动系传至车轮上的。若令 T_{iq} 表示发动机转矩, i_g 表示变速器的传动比, i_0 表示主减速器的传动比, η_T 表示传动系的机械效率, 则有

$$T_t = T_{iq} i_g i_0 \eta_T$$

对于装有分动器、轮边减速器、液力传动等装置的汽车, 上式应计入相应的传动比和机械效率。

因此驱动力为

$$F_t = \frac{T_{iq} i_g i_0 \eta_T}{r} \quad (1-1)$$

下面将对式 (1-1) 中的发动机转矩、传动系效率以及车轮半径作一些讨论, 并最后给出汽车的驱动力图。

(一) 发动机的转速特性

如将发动机的功率 P_e 、转矩 T_{iq} 以及燃油消耗率 b 与发动机曲轴转速 n 之间的函数关系以曲线表示, 则此曲线称为发动机转速特性曲线或简称为发动机特性曲线。如果发动机节气门全开 (或高压油泵在最大供油量位置), 则此特性曲线称为**发动机外特性曲线**; 如果节气门部分开启 (或部分供油), 则称为**发动机部分负荷特性曲线**。

图 1-3 为一台汽油发动机外特性中的功率与转矩曲线。 n_{\min} 为发动机的最小稳定工作转速, 随着发动机转速增加, 发动机发出的功率和转矩都在增加, 最大转矩 $T_{iq\max}$ 时的发动机转速为 n_{iq} ; 再增加发动机转速时, T_{iq} 有所下降, 但功率继续增加, 一直到最大功率 $P_{e\max}$, 此时发动机转速为 n_p ; 继续增加转速时, 功率下降, 允许的发动机最高转速为 n_{\max} 。

如转矩的单位以 $N \cdot m$ 表示, 功率[⊖]的单位以 kW 表示, 转速[⊖]以 r/min 表示, 则功率与转矩有如下关系

$$P_e = \frac{T_{iq} n}{9550} \quad (1-2)$$

图 1-4 是汽车发动机外特性及部分负荷特性的功率与转矩曲线。曲线上的数字为节气门开度百分比, 相应的曲线便是各个节气门开度下的发动机转矩与功率。

图 1-5 是两种货车增压柴油机的外特性。

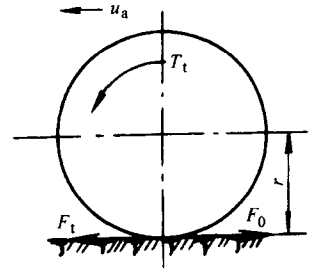


图 1-2 汽车的驱动力

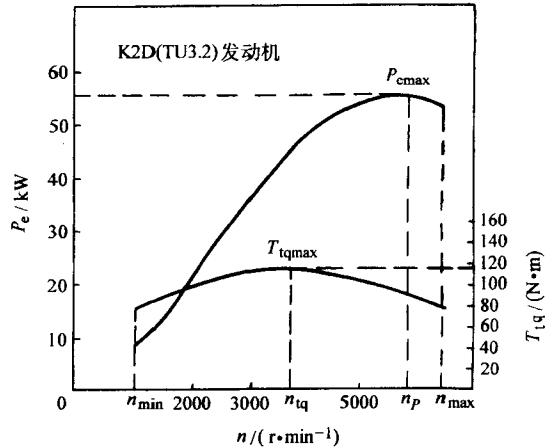


图 1-3 汽油发动机外特性中的功率与转矩曲线

⊖ 本书中, 功率单位均为 kW, 转速单位均为 r/min , 因此它们在后面的数值方程中出现时, 不再给出单位。

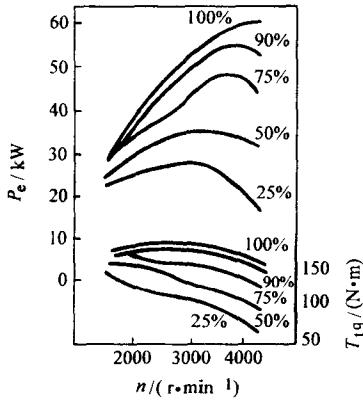


图 1-4 汽油发动机外特性及部分负荷特性中的功率与转矩曲线

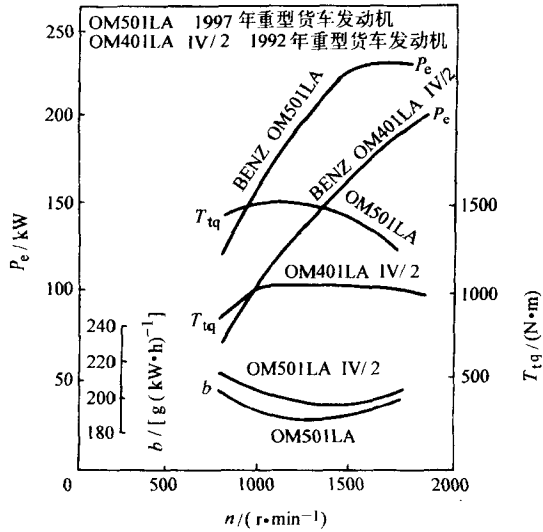


图 1-5 两种货车用增压柴油机的外特性

发动机制造厂提供的发动机特性曲线，有时是在试验台上未带水泵、发电机等条件下测得的。带上全部附件设备时的发动机特性曲线称为**使用外特性曲线**。使用外特性曲线的功率小于外特性的功率。图 1-6 是汽车发动机的外特性和使用外特性中的功率与转矩曲线。一般汽油发动机使用外特性的最大功率比外特性的最大功率约小 15%；货车柴油机的使用外特性最大功率约小 5%；轿车与轻型汽车柴油机约小 10%。

日本 JIS 规定，1985 年以后生产的汽车均应给出净 (net) 功率，即使用外特性功率。

还应指出，外特性台架试验是在发动机工况相对稳定，即保持水、机油温度于规定的数值，且在各个转速不变时来测量转矩与油耗数值的；而在实际使用中，发动机的工况常是不稳定的。例如在汽车加速时，发动机是在节气门开度迅速加大，曲轴转速连续由低升高的变化过程中工作的。发动机的热状况、可燃混合气的浓度等，与外特性台架试验时的稳定工况有差异。在加速过程的不稳定工况下，发动机所能提供的功率比稳定工况时要稍有下降，电喷汽油机比化油器汽油机要下降得更少些。在进行动力性估算时，一般仍沿用稳态工况时发动机台架试验所得到的使用外特性中的功率与转矩曲线[⊖]。

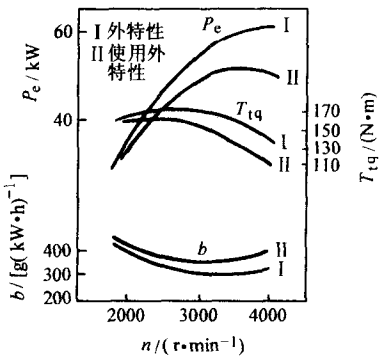


图 1-6 BJ212 汽车发动机外特性和使用外特性中的功率与转矩曲线

为了便于计算，常采用多项式来描述由试验台测得的、接近于抛物线的发动机转矩曲线，即

⊖ 对于装有涡轮增压器的柴油机、汽油机，在发动机加速时的非稳态工况下，中、低速区域间的转矩明显下降的情况不在少数，一般不宜用稳态工况时的外特性。