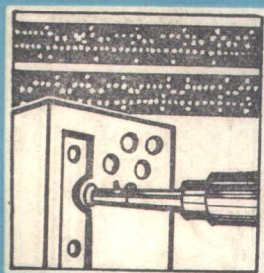
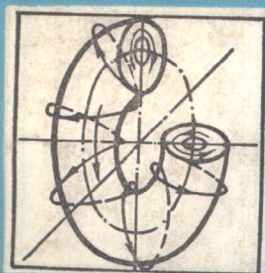
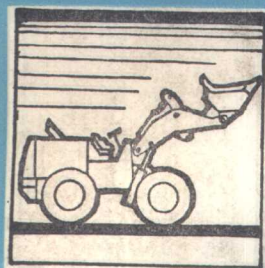
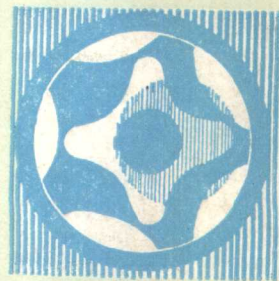


高等学校试用教材



汽车理论

清华大学余志生 主编



机械工业出版社

高等学校试用教材

汽车理论

清华大学余志生 主编

机械工业出版社

汽车理论
清华大学余志生 主编

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)
(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)
重庆印制一厂印刷
新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印张 $21\frac{1}{2}$ · 字数 518 千字
1981年8月重庆第一版·1982年4月重庆第二次印刷
印数 11,001—16,000 · 定价2.20元

*

统一书号: 15033·5050

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。

本书在编写过程中力求用辩证唯物主义的观点阐明汽车主要性能的内在联系和规律，努力反映当前汽车技术发展的新成果，并贯彻理论联系实际和“洋为中用”的原则。

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(SI)。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，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，镇江农机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室的同志。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。

目 录

第一章 汽车的动力性	1	着力之间的关系	88
§ 1-1 汽车的动力性指标	1	四、硬路面上的附着系数	89
§ 1-2 汽车的驱动力与行驶阻力	2	§ 4-3 汽车的制动效能及其恒定性	93
一、汽车的驱动力	2	一、制动距离与制动减速度	93
二、汽车的行驶阻力	8	二、制动距离分析	94
三、汽车行驶方程式	23	三、制动效能的恒定性	97
§ 1-3 汽车行驶的驱动与附着条件	27	§ 4-4 制动时汽车的方向稳定性	99
§ 1-4 汽车的驱动力-行驶阻力平衡图与动力特性图	29	一、汽车的制动跑偏	100
一、驱动力-行驶阻力平衡图	29	二、制动时后轴的侧滑	103
二、动力特性图	32	§ 4-5 前、后制动器制动力的比例关系	106
§ 1-5 汽车的功率平衡	35	一、地面对前、后车轮的法向反作用力	106
§ 1-6 装有液力变矩器汽车的动力性	37	二、理想的前、后制动器制动力分配曲线	108
§ 1-7 汽车动力性的试验	45	三、具有固定比值的前、后制动器制动力及同步附着系数	109
一、路上试验	45	四、汽车在各种路面上制动过程的分析	111
二、室内试验	47	五、同步附着系数 ϕ_0 的选择	117
第二章 汽车的燃油经济性	51	§ 4-6 制动力的调节	119
§ 2-1 汽车燃油经济性的评价指标及试验方法	51	一、比例阀	119
§ 2-2 汽车燃油经济性的计算	53	二、载荷控制比例阀	121
§ 2-3 影响汽车燃油经济性的因素	59	三、车轮的防抱	121
一、使用方面	59	§ 4-7 汽车制动性的试验	123
二、汽车结构方面	61	第五章 汽车的操纵稳定性	125
§ 2-4 装有液力传动汽车的燃油经济性计算	68	§ 5-1 刚体运动微分方程式	126
第三章 汽车发动机功率与传动系传动比的选择	70	一、刚体上任意一点加速度的确定	127
§ 3-1 发动机功率的选择	70	二、刚体运动微分方程式	128
§ 3-2 最小传动比的确定	76	§ 5-2 轮胎的侧偏特性	130
§ 3-3 最大传动比的确定	79	一、轮胎的座标系与术语	130
§ 3-4 传动系档数与各档传动比的确定	81	二、轮胎的侧偏现象	131
第四章 汽车的制动性	87	三、有外倾角时轮胎的滚动	133
§ 4-1 制动性的评价指标	87	四、轮胎侧偏特性的试验结果	134
§ 4-2 制动时车轮受力	88	§ 5-3 线性二自由度汽车模型对前轮角输入的响应	139
一、地面制动力	88	一、概述	139
二、制动器制动力	88	二、二自由度汽车的运动微分方程式	142
三、地面制动力、制动器制动力及附着系数之间的关系	88	三、汽车的稳态响应	143

四、汽车的瞬态响应	150	相对动载的幅频特性	221
五、频率特性	157	三、在路面随机输入下系统振动响应均方值的计算	223
§ 5-4 悬架的侧倾特性	160	四、系统参数对振动响应量统计值(标准差)的影响	224
一、车厢侧倾轴线	161	§ 6-5 双轴汽车的振动	228
二、悬架的侧倾角刚度	164	一、车身振动系统的振型分析和前后悬架的“交联”	228
三、车厢的侧倾角	169	二、轴距中心处垂直加速度和纵向角加速度谱密度的计算	232
四、侧倾时垂直载荷在左、右两侧车轮上的重新分配	171	三、车身上任一点 p 的垂直加速度折算幅频特性	235
五、侧倾时车轮外倾角的变化	173	四、轴距对车身振动的影响	237
六、侧倾时悬架导向装置引起的运动学侧偏	175	§ 6-6 “坐位-人体”系统参数对振动的影响	238
七、悬架变形引起的转向角	177	§ 6-7 汽车平顺性试验和数据处理	240
八、侧倾时转向系统与悬架的运动干涉	179	一、平顺性试验的目的和主要内容	240
§ 5-5 线性三自由度汽车模型对前轮转角输入响应	180	二、在实际路面上的平顺性试验和数据处理	241
一、三自由度汽车的运动微分方程	180	三、各统计特征在平顺性分析中的应用	243
二、汽车的稳态响应	185	四、在实际道路上进行平顺性测试的一些要求	244
三、汽车的瞬态响应	186	第七章 汽车的通过性	246
§ 5-6 汽车操纵稳定性的路上试验	188	§ 7-1 松软地面的物理性质	246
一、稳态转向特性试验	188	一、土壤的剪切应力与剪切变形的关系	246
二、瞬态横摆响应试验	191	二、地面的法向负荷及其沉陷	249
三、汽车回正能力试验	191	三、半流体的泥浆及雪的密度对行驶的影响	252
四、方向盘力脉冲试验	191	§ 7-2 车辆的挂钩牵引力	252
五、方向盘角脉冲试验	193	一、车辆在松软地面上的土壤阻力	252
第六章 汽车的行驶平顺性	195	二、松软地面给车辆的土壤推力	259
§ 6-1 人体对振动的反应以及平顺性的评价	195	三、挂钩牵引力	262
§ 6-2 路面的统计特性	198	§ 7-3 间隙失效与汽车通过性的几何参数	266
一、路面不平度的功率谱	199	一、顶起失效的障碍条件及汽车的纵向通过半径、横向通过半径、最小离地间隙	266
二、空间频率谱密度 $S_q(\Omega)$ 化为时间频率谱密度 $S_q(f)$	201	二、触头失效的障碍条件及汽车的接近角、离去角	268
三、路面的互谱与角谱	202	§ 7-4 汽车越过台阶、壕沟的能力	270
§ 6-3 汽车振动系统的简化、单质量系统的振动	206	§ 7-5 汽车的倾覆失效	273
一、汽车振动系统的简化	206	§ 7-6 多轴驱动汽车的功率循环	274
二、单质量系统的自由振动	207		
三、单质量系统的频率响应特性	209		
四、单质量系统对路面随机输入的响应	212		
§ 6-4 简化为车身与车轮两个自由度系统的振动	218		
一、运动方程和振型分析	218		
二、车身加速度、悬架动挠度和车轮			

§ 7-7 影响汽车通过性的结构因素与越野汽车的结构特点	275	三、频谱分析	302
§ 7-8 汽车的通过性试验	279	四、富里埃积分和富里埃变换	303
一、通过性试验的主要内容	279	五、 δ 函数	306
二、土壤可通过性的快速评价方法	279	六、几个常用函数的富里埃变换	308
附录 I 随机振动的基本知识	282	§ 4 功率谱密度	309
§ 1 随机变量与随机过程	282	一、自功率谱密度函数	309
一、随机变量及其分布列, 分布函数	282	二、互谱密度函数	314
二、概率密度函数	282	§ 5 频率响应函数, 脉冲响应函数	315
三、正态分布(高斯分布)	283	一、频率响应函数及频率响应法	316
四、随机变量的数字特征	285	二、脉冲响应法及卷积定理	318
五、二维随机变量	288	§ 6 随机振动的传递	321
六、随机过程, 平稳随机过程, 各态历经性	289	一、响应的均值	321
§ 2 相关问题	293	二、响应的自相关函数 $R_Y(\tau)$	323
一、相关的意义	293	三、自谱密度	324
二、相关的数学表达	293	四、响应的均方值	325
三、自相关	295	五、互相关	325
四、互相关	296	六、互谱密度	325
§ 3 富里埃分析	297	七、响应的概率分布	326
一、富里埃级数	297	八、相干分析(凝聚分析)	326
二、富里埃级数的复数形式	298	附录 I 美国试验安全车的操纵稳定性性能要求及其试验方法	328

第一章 汽车的动力性

汽车的动力性是汽车各种性能中最基本、最重要的一种性能。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。这是因为汽车行驶的平均速度越高，汽车的运输生产率越高。而影响平均速度的因素除运输组织原因（例如货源的组织、道路、车辆的调度等）外，主要取决于汽车的动力性。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。

§ 1-1 汽车的动力性指标

根据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 V_{\max} , km/h;
2. 汽车的加速时间 t , s;
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速度。设计汽车的最高车速要考虑到道路条件与交通情况。一般情况下，公路上规定的车速有“持续车速”和“最高车速”。显然，具有高动力性能的汽车其最高车速，要高于公路上规定的“最高车速”。

汽车的加速能力对平均行驶车速有很大影响，特别是高级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。原地起步加速时间系指汽车由第 I 档起步并以最大的加速强度（包括选择恰当的换档时机）逐步换至高档后到达某一预定的距离或车速所需的时间。超车加速时间系指用最高档或次高档由某一中等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 $0 \rightarrow \frac{1}{4}$ mile 或 $0 \rightarrow 400\text{m}$ 的秒数来表明汽车原

地起步的加速能力。也有用 $0 \rightarrow 50\text{mile/h}$ 即 $0 \rightarrow 80.5\text{km/h}$ 所需的时间来表明加速能力。超车加速能力还没有一致的规定，采用较多的是用最高档或次高档由 30km/h 或 40km/h 全力加速行驶至某一高速所需的时间，或由加速曲线即车速-时间关系曲线全面地反映加速能力。图 1-1 是 NJ220 汽车（试制样车）的加速过程曲线。

汽车的上坡能力是用满载时汽车在良好路面上的最大爬坡度 $i_{\max}\%$ 来表示的。显然，最

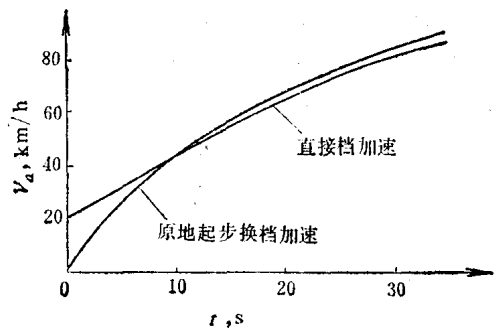


图 1-1 NJ220 汽车的加速曲线

大爬坡度是指 I 档最大爬坡度。轿车最高车速大，加速时间短，经常在较好的平坦路面上行驶，所以一般不强调它的爬坡能力。然而，I 档加速能力大时，爬坡能力也强。货车在各种地区的各种路面上行驶，所以要求它具有足够的爬坡能力，一般 $i_{\max}\%$ 在 30% 即 16.5° 左右。越野汽车因为要在环路或无路条件下行驶，爬坡能力是一个很重要的指标，它的最大爬坡度可达 60% 即 30° 左右或更高。

有的国家规定在常遇到的坡道上，以汽车必须保证的行驶车速来表明它的爬坡能力。控制这个指标可以保证各种车辆的动力性相差不致太悬殊以维持路面上各种车辆的畅通行驶。如要求单车在 3% 的坡道上能以 60km/h 的车速行驶，汽车列车在 2% 的坡道上能以 50km/h 的车速行驶。

§ 1-2 汽车的驱动力与行驶阻力

确定汽车的动力性，就是确定汽车沿着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大车速、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 ——驱动力；

ΣF ——行驶阻力之和。

驱动力是由发动机的扭矩经由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 $F_t = \Sigma F$ 这一运动方程式加以具体化，以便具体地研究汽车的动力性。

一、汽车的驱动力

汽车发动机产生的扭矩，经传动系传至驱动轮上。此时作用于驱动轮上的扭矩 M_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）[⊖]。此外力称为驱动力。其数值为

$$F_t = \frac{M_t}{r}, \text{ N}$$

式中 r ——车轮的半径，m。

作用于车轮上的扭矩 M_t ，是由发动机发出并经传动系传至驱动轮上的。若令 M_e 表示发动机扭矩， i_0 表示变速器的传动比， i_a 表示主减速器的传动比， η_T 表示传动系的机械效率。则有

$$M_t = M_e i_0 i_a \eta_T, \text{ N}\cdot\text{m}$$

如对于装有分动器、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与机械效率。

因而驱动力为

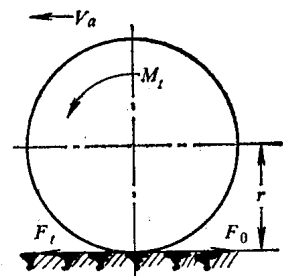


图 1-2 汽车的驱动力

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

$$F_t = \frac{M_e i_g i_g \eta_l}{r}, \text{ N} \quad (1-1)$$

下面将对式 (1-1) 中发动机扭矩、传动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 、扭矩 M_e 以及有效油耗率 g_e 与发动机曲轴转速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发动机特性曲线。如果发动机节流阀全开 (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; 如果节流阀部分开启 (或部分供油) 则称为发动机部分负荷特性曲线 (见图 1-3 及图 1-4)。

图 1-3 为一台汽油发动机的外特性曲线。 $n_{e\min}$ 为发动机的最小稳定工作转速。随着发

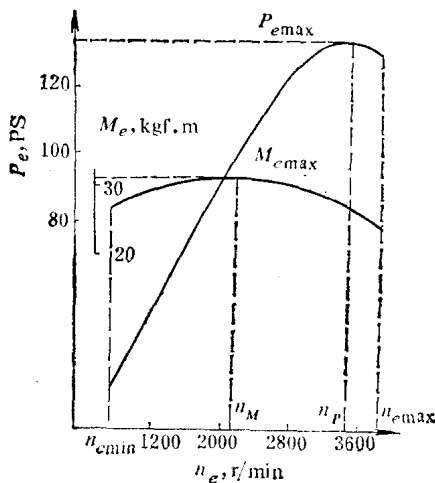


图1-3 一汽车的发动机外特性
($1\text{kgf}\cdot\text{m}=9.8\text{N}\cdot\text{m}$, $1\text{PS}=0.7355\text{kW}$)

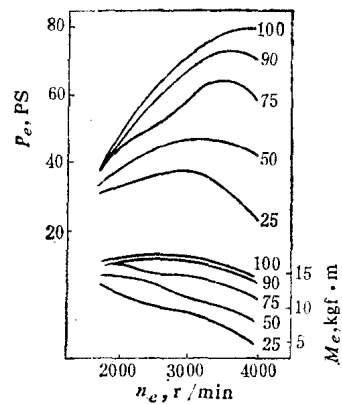


图1-4 BJ212 汽车发动机的外特性及部分负荷特性
($1\text{kgf}\cdot\text{m}=9.8\text{N}\cdot\text{m}$, $1\text{PS}=0.7355\text{kW}$)

动机转速增加, 发动机发出的功率和扭矩都在增加, 最大扭矩 $M_{e\max}$ 的发动机转速为 n_M 。再增加发动机转速时, M_e 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 $n_{e\max}$ 。一般汽油发动机的最高转速不大于最大功率时转速的 10~12%。

如扭矩的单位以 $\text{N}\cdot\text{m}$ 表示, 功率的单位以 kW 表示, 转速以 r/min 表示, 则功率与扭矩有如下关系

$$P_e = \frac{M_e n_e}{9549}, \text{ kW} \quad (1-2)$$

在讨论汽车动力性问题时, 外特性曲线中 M_e-n_e 及 P_e-n_e 曲线是主要依据。而讨论汽车的燃油经济性时一般不用 g_e-n_e 曲线而用发动机的负荷特性曲线或万有特性曲线 (见第二章汽车的燃油经济性)。所以在本章以及第三章中所涉及的发动机外特性一般是指 M_e-n_e 和 P_e-n_e 曲线。

图 1-4 是 BJ212 汽车发动机部分负荷特性曲线。曲线上的数字为节流阀开度百分比, 相应的曲线便是各个节流阀开度下的发动机扭矩与功率。

柴油机的燃料供给系都装有调速器以维持稳定转速。图 1-5 是 6135Q-1 柴油机的特性曲

线。

发动机制造厂提供的发动机特性曲线常是在试验台上未带空气滤清器、水泵、风扇、消声器、发电机等条件下测得的。如带上全部附件设备时的发动机特性曲线叫使用特性曲线。一般使用外特性曲线的功率在最高转速时常较外特性的功率小10~15%，到转速为 $0.5n_{e,max}$ 时则小2~6%，转速再低时两者相差更小些。图1-6是BJ212汽车发动机的外特性和使用外特性曲线。

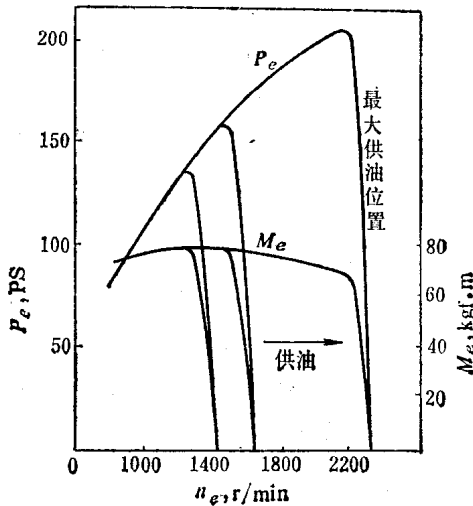


图1-5 6135Q-1柴油机调速特性
($1\text{kgf}\cdot\text{m}=9.8\text{N}\cdot\text{m}$, $1\text{PS}=0.7355\text{kW}$)

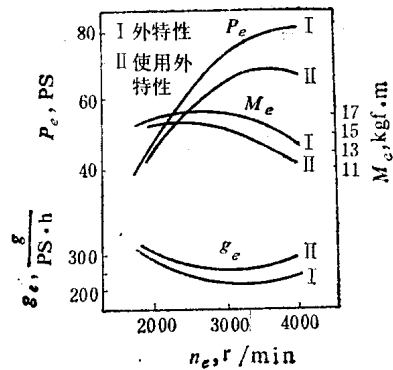


图1-6 BJ212汽车发动机外特性和使用外特性
($1\text{kgf}\cdot\text{m}=9.8\text{N}\cdot\text{m}$, $1\text{PS}=0.7355\text{kW}$)

还应指出，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测得的扭矩、油耗数值。而在实际使用时，发动机的工况常是不稳定的。例如在汽车加速时，发动机是在节流阀开度迅速加大，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、可燃混合气的浓度与台架试验时的稳定工况有显著差异。在加速过程的不稳定工况下，发动机所能提供的功率一般要较稳定工况时下降5~8%。但由于对变工况下发动机特性研究得还不够，且数值相差不大，所以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的数据。

有时找不到发动机的实验数据，可以用近似公式来估算发动机的外特性。如给定最大功率 $P_{e,max}$ 及其相应的曲轴转速 n_p ，汽油机外特性中的 P_e-n_e 曲线可由下式求得

$$P_e = P_{e,max} \left[\frac{n_e}{n_p} + \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^3 \right], \text{ kW}$$

直接喷射柴油机的外特性为

$$P_e = P_{e,max} \left[0.5 \frac{n_e}{n_p} + 1.5 \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^3 \right], \text{ kW}$$

有预燃室的柴油机

$$P_e = P_{e,max} \left[0.6 \frac{n_e}{n_p} + 1.4 \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_p} \right)^3 \right], \text{ kW}$$

如在给出 $P_{e,max}$ 和 n_p 之外，还给定 $M_{e,max}$ 及 n_M ，则发动机外特性曲线中的 M_e-n_e 可由下式求得

$$M_e = M_{emax} - \frac{M_{emax} - M_p}{(n_p - n_M)^2} (n_M - n_e)^2, \text{ N}\cdot\text{m}$$

式中 M_p ——最大功率时相应的扭矩。

(二) 传动系的机械效率 (传动效率)

发动机所发出的功率 P_e 经传动系传至驱动轮的过程中, 为了克服传动系各部件中的摩擦, 消耗了一部分功率。如以 P_T 表示传动系中的功率损失, 则传动系的机械效率为

$$\eta_T = \frac{P_e - P_T}{P_e} = 1 - \frac{P_T}{P_e}$$

传动系的功率损失由传动系中各部件——变速器、传动轴万向节、主减速器等功率损失所组成。其中变速器和主减速器的功率损失占比最大, 其余部件损失较小。

传动系功率损失可以分为机械损失和液力损失两大类。机械损失是指齿轮传动副、轴承、油封等处的摩擦损失, 机械损失与啮合齿数的对数、传递的扭矩等因素有关。液力损失指消耗于润滑油的搅动、润滑油与旋转零件之间的表面摩擦等功率损失。液力损失与润滑油的品种、温度、箱体内的油面高度以及齿轮等旋转零件的转速有关。

传动系的效率是在专门试验台上测得的。

图 1-7 为 CA10B 汽车变速器在 IV 档、V 档工作时的传动效率。试验结果表明, 在 IV 档 (直接档) 工作时啮合的齿轮并没有传递扭矩, 因此比 V 档 (超速档) 时的传动效率要高。同一档位扭矩增加时, 润滑油损失所占比例减少, 传动效率较高。转速低时搅油损失小, 传动效率比转速高时要高。

虽然传动效率受到多种因素的影响而有变化, 但对汽车进行一般的动力性分析时只把它看作一个常数。

采用有级机械变速传动系的轿车, 其传动效率可取为 0.9~0.92。货车、大客车和越野汽车的传动系有多种组合形式, 可按下表推荐的传动部件的传动效率数值来估算整部汽车的传动效率。

(三) 车轮的半径

车轮处于无载时的半径称为自由半径。

在车重的作用下, 轮胎发生径向变形。车轮中心至路面与轮胎接触面间的距离称为静力半径。静力半径 r_s 小于自由半径。 r_s 取决于载荷、轮胎的径向刚度以及支承面的刚度。此半径应由试验直接测得。在缺少试验数据时, 也用下式进行估算

$$r_s = 0.0254 \left[\frac{d}{2} + b(1 - \lambda) \right], \text{ m} \tag{1-3}$$

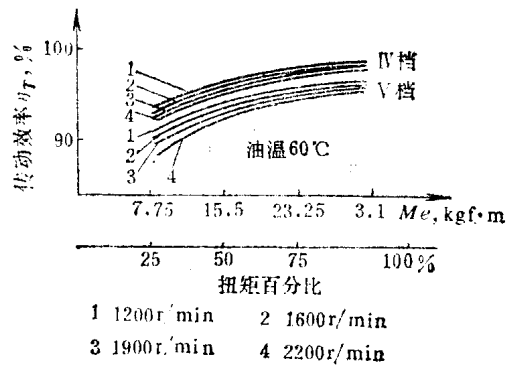


图 1-7 CA10B 变速器 IV 档、V 档的传动效率 (1kgf·m=9.8N·m)

传动系各部件的传动效率

部 件 名 称	η_T %
4~6 档变速器	95
辅助变速器 (副变速器或分动器)	95
8 档以上变速器	90
单级减速主减速器	96
双级减速主减速器	92
传动轴的万向节	98

式中 λ ——轮胎径向变形系数;

d ——轮辋直径, in;

b ——轮胎宽度, in。

在硬路面上满载行驶的汽车, 对于标准轮胎和宽断面轮胎, λ 可取为 0.1~0.16; 对于超低压拱形轮胎, λ 可大到 0.2~0.3。

若除径向载荷外, 车轮上还作用有扭矩, 此时车轮的半径称为动力半径 r_d 。动力半径是指车轮中心至轮胎与道路接触面切向反作用力之间的距离。此时因轮胎除发生径向变形外还发生切向变形, 所以 r_d 比 r_s 在数值上略有差异。但由于轮胎的切向刚度比径向刚度要大得多, 轮胎的切向变形很小, 因此在硬路面上行驶时动力半径可认为近似地等于静力半径。

如以车轮转动圈数与实际车轮滚动距离之间的关系来换算, 则可求得车轮的滚动半径 r_r ,

$$r_r = \frac{S}{2\pi n}, \text{ m}$$

式中 n ——车轮转动的圈数;

S ——在转动 n 圈时车轮滚过的距离。

滚动半径由试验测得。也可作近似的估算。

欧洲轮胎与轮辋技术协会 (E. T. R. T. O.) 曾推荐下式来计算滚动圆周

$$C_R = Fd$$

式中 d = E. T. R. T. O. 会员生产轮胎的自由直径;

$F = 3.05$, 子午线轮胎;

$F = 2.99$, 斜交轮胎。

以上系指在最大载荷、规定气压与车速为 60 km/h 时的滚动圆周。故滚动半径

$$r_r = \frac{Fd}{2\pi}$$

由上面的经验公式可看出, 同一尺寸的轮胎, 子午线较斜交胎具有较大的滚动半径。

显然, 对汽车作动力学分析时, 应用动力半径, 一般以静力半径代替; 而作运动学分析时应用滚动半径。在一般性粗略的分析中, 也常不计它们的差别, 统称为车轮半径 r , 即认为

$$r_s \approx r_d \approx r_r \approx r$$

下面是一些轮胎半径的数据表。

(四) 汽车的驱动力图

一般用驱动力与车速之间的函数关系曲线 $F_t - V_a$ 来全面表示汽车的驱动力, 称为汽车的驱动力图。设计中的汽车有了发动机的外特性曲线、传动系的传动比、传动效率、车轮半径等参数后, 即可用式 (1-1) 求出各个排档的 F_t 值, 再根据发动机转速与汽车行驶速度之间的转换关系求出 V_a , 即可求得各个档位的 $F_t - V_a$ 曲线。发动机转速与汽车行驶速度之间的关系式为

$$V_a = 0.377 \frac{r_r n_e}{i_g i_o}, \text{ km/h} \quad (1-4)$$

式中 V_a ——汽车行驶速度, km/h;

n_e ——发动机转速, r/min;

轮胎的半径

国 产 轮 胎			Michelin X 货 车 轮 胎					西 德 轮 胎 (DIN)							
规 格	自由半径 mm	静力半径① mm	滚动半径② mm	轮 辋	备 注	规 格	自由半径 mm	静力半径 mm	滚动半径 mm	轮 辋	规 格	自由半径 mm	静力半径 mm	滚动半径 mm	轮 辋
6.50-16	375±2.5		365	4.50E	BJ130 汽车用	7.00-15 PR-10	375	349	366	4.50E	145R13		257	274	4J×13
7.50-16	401.5±2.5		395	5.50F	SH130 汽车用	7.50-16 PR-12	401	370	390	5.50F	165R13		271	287	4 $\frac{1}{2}$ J×13
7.50-20	470.5±2.5		440	5.00S	NJ130 汽车用	7.50-20 PR-10	468	436	455	4.33R	175R14		289	305	5J×14
9.00-20	513±2.5		480	6.00T	CA-10B 汽车用	7.50-20 PR-12	488	438	455	6.00T	195R14		303	320	5 $\frac{1}{2}$ J×14
11.00-20	549±4.0		525	8.00V	JN 50 汽车用	8.25-10 PR-12	485	450	471	5.00S	195/70R14		289	306	5 $\frac{1}{2}$ J×14
6.95-14 ^③ (子午线)	307	291	362		BJ750 汽车用	8.25-10 PR-14	485	450	471	6.50T	215/70R15		310	329	6J×15
6.50-16	389±2.5			4.50E	BJ211 汽车用	9.00-20 PR-12	510	472	493	5.00S					
载 荷 等 对 半 径 的 影 响 ④															
6.50-16				4.50E	BJ212 汽车用	9.00-20	510	472	493	6.00T					
新 胎	383		364.3		30 km/h, 胎压 225.4kPa, 1人	10.00-20 PR-14	525	486	508	6.00T					
旧 胎	373.4		362.6		5人, 其余同上	10.00-20 PR-16	525	486	508	7.50V					
			365.7		60 km/h 胎压 225.4kPa, 1人	11.00-20 PR-14	542	502	527	7.33V					
			360		30km/h, 1人, 胎压 230 kPa	11.00-20 PR-16	542	502	527	8.37V					

① 摘自橡胶工业手册1975 ② 摘自“汽车使用性能”, 吉林工大, 1977 ③ 北京汽车制造厂测量数据 ④ 摘自“北京汽车制造厂试验报告 SB3802-2'1973
压力单位换算: 1at=98kPa=98×10³Pa 1Pa=1N/m²

r_r ——车轮滚动半径, m;

i_a, i_o ——变速器和主减速器的传动比。

图 1-8 是一具有四档变速器货车的驱动力图。

二、汽车的行驶阻力

汽车在水平道路上等速行驶时必须克服来自地面的滚动阻力和来自空气的空气阻力。滚动阻力以符号 F_f 表示, 空气阻力以符号 F_w 表示。当汽车在坡道上上坡行驶时, 还必须克服重力沿坡道的分力, 称为坡度阻力, 以符号 F_i 表示。汽车加速行驶时需要克服的阻力称为加速阻力, 以符号 F_j 表示。因此汽车行驶的总阻力为

$$\Sigma F = F_f + F_w + F_i + F_j$$

上述诸阻力中滚动阻力和空气阻力是在任何行驶条件下均存在的。坡度阻力和加速阻力仅在一定行驶条件下存在。在水平道路上等速行驶时就没有加速阻力和坡度阻力。

(一) 滚动阻力

车轮滚动时, 轮胎与路面的接触区域产生法向、切向的相互作用力以及相应的轮胎和支承路面的变形。轮胎和支承面的相对刚度决定了变形的特点。当弹性轮胎在硬路面上(混凝土、沥青路)滚动时, 轮胎的变形是主要的。此时由于轮胎有内部摩擦产生弹性迟滞损失, 使轮胎变形时对它作的功不能全部收回。当车轮在松软路面上滚动时, 使支承路面发生变形而使所作的功几乎全部不能收回。这些能量损失就是产生滚动阻力的原因。

下面从固体物质受力与变形出发讨论轮胎迟滞损失及土壤的塑性变形损失。

固体物质受力与变形状况可分为刚性体、弹性体、塑性体三类。绝对刚性体受外力时不会发生变形; 绝对塑性体受外力时产生变形, 且外力消除后变形仍继续存在; 绝对弹性体受外力后产生变形, 但当外力消除后变形不复存在。图 1-9 所画的曲线表明了上述三种固体加载过程与卸载过程。图中纵座标 W 表示外力, 横座标 h 表示变形。带有箭头的线段是变形曲线, 箭头指向右上为加载, 指向左下为卸载。曲线下横的阴影线部分为加载时使物体变形所作的功, 竖的阴影线部分为卸载时物体恢复变形放出的功。由图 1-9 可知, 对于绝对刚性体(图 1-9a), 加载和卸载均无变形发生。对于绝对弹性体(图 1-9c), 加载与卸载过程均有

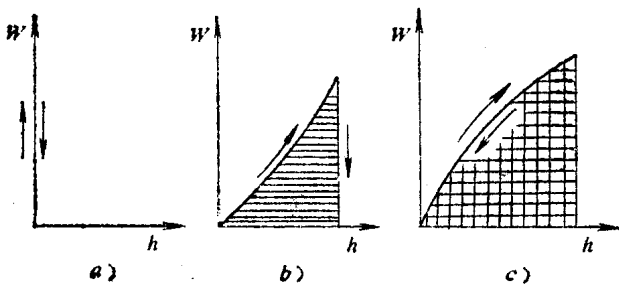


图 1-9 固体的变形曲线

变形发生, 且加载变形曲线与卸载变形曲线重合, 即在加载过程中对物体所作之功, 在卸载过程中全部由物体放出。对于绝对塑性体(图 1-9b), 加载时使物体之变形在卸载时未能

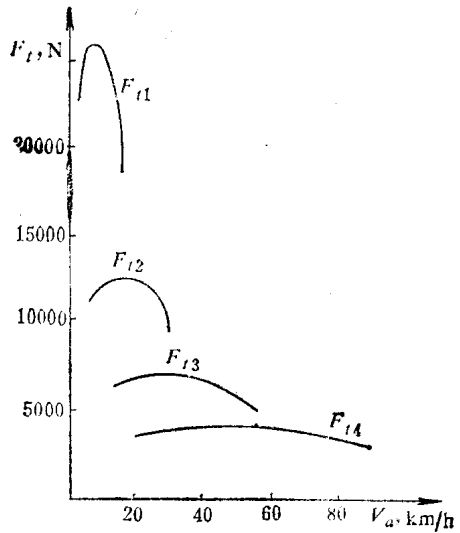


图 1-8 一货车的驱动力图

恢复，故加载过程对物体所作之功全部损失而不能收回。

上述三种绝对刚性、弹性与塑性的物体在自然界中是不存在的。轮胎接近于绝对弹性体，松软的土壤接近于绝对塑性体。

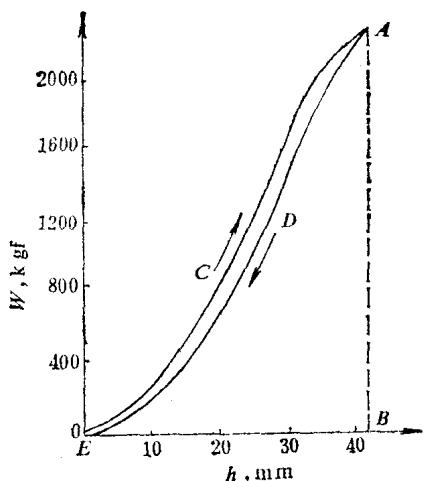


图 1-10 9.00-20 轮胎的径向变形曲线 (1kgf=9.8N)

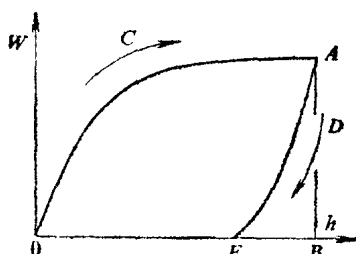


图 1-11 土壤的压挤变形曲线

图 1-10 为 9.00-20 轮胎在硬支承路面上受径向载荷时的变形曲线，图 1-11 为土壤受到压力后的变形曲线。图 1-10 中 OCA 为加载变形曲线，面积 OCA 为加载过程中对轮胎作的功， ADE 为卸载变形曲线，面积 ADE 为卸载过程中轮胎恢复变形时放出的功。由图可知两曲线并不重合，两面积之差 $OCADE$ 即为加载与卸载过程之能量损失。此能量系消耗在轮胎各组成部分相互间的摩擦以及橡胶、帘线等物质的分子间的摩擦，最后转化为热能而消失在大气中。这种损失即称为弹性物质的迟滞损失。至于土壤的变形过程，大部分能量消耗在克服土壤变形时微粒间的机械摩擦，只有很小一部分能够放回(图 1-11 中的 ABE)。

图 1-12 为车轮在路面上的滚动情况。图 1-12a 为弹性轮胎在硬路面上的滚动；图 1-12b 为弹性轮胎在软路面上的滚动。硬路面（混凝土、沥青等人工路面）在承受载荷时几乎没有变形，可近似地视为刚性，车轮的滚动阻力主要来自轮胎的弹性迟滞损失；软路面（土路、砂地、积雪等）在车轮滚动过程中形成车辙发生永久性的塑性变形，同时轮胎本身也发生一定的弹性变形，车轮滚动阻力来自松软路面的变形和轮胎弹性迟滞损失。

关于轮胎在软路面上的滚动将在“汽车的通过性”一章中加以讨论。下面从轮胎的径向变形过程出发，进一步分析弹性轮胎在硬路面上滚动时其滚动阻力的形成。

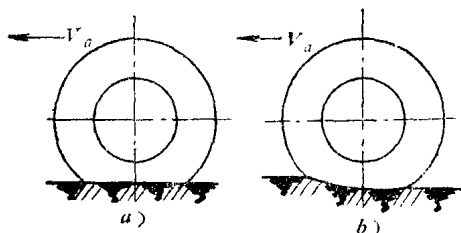


图 1-12 车轮在路面上的滚动

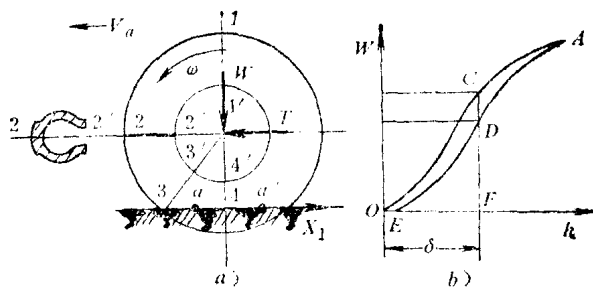


图 1-13 弹性车轮在硬路面上的滚动

弹性轮胎在硬路面上滚动时，轮胎上每一微小的弹性体的工作状态的变化，可以看成为依次地进行径向加载和卸载的过程。图 1-13a 为一受径向载荷 W 之弹性轮胎。如在轮胎上切取一截面 2-2'，则当轮胎滚动一周时此截面完成一次加载、卸载过程。法线 1-4 把图中的轮胎分为加载与卸载二个过程：在 1-4 左边，截取面是逐步滚向地面，这是加载（压缩）过程，此时变形曲线相当于图 1-13b 中的 OCA 曲线。当截取面位于 4-4' 位置时具有最大的变形。而当截取面离 4-4' 位置位于 1-4 右边时，截取面的变形逐渐减小而处于卸载（恢复）过程，此时变形曲线相当于图 1-13b 中的 ADE 曲线。整个轮胎可视为无数截取面连续不断地进行加载（压缩）与卸载（恢复）过程。轮胎在路面上滚动时的能量损失就是在这一过程中的弹性迟滞损失。

进一步分析，便可知这种迟滞损失表现为阻碍车轮滚动的一种阻力偶。当车轮不滚动时，地面对车轮的法向反作用力的分布是前后对称的；但当车轮滚动时，在法线 1-4 前后相对应点 a 和 a' （图 1-13a）变形虽然相同，但由于弹性迟滞现象，处于压缩过程的前部 a 点的地面法向反作用力就会大于处于恢复过程的后部 a' 点的地面法向反作用力。这可以从图 1-13b 中看出，设取同一变形 δ ，压缩时的受力为 CF ，恢复时受力为 DF ，而 CF 大于 DF 。这样，就使地面法向反作用力的分布，前后并不对称，而使它们的合力相对于 1-4 的法线向前移了一个距离。

图 1-14 是试验测得的轮胎在接触面上的压力分布图。图 1-14a 气压为 196kPa (2at)，图 1-14b 气压为 98kPa (1at)，径向载荷均为 4508N (460kgf)。画在轮胎接触面图上面的是平行于轮胎滚动平面的各个截面的压力分布图。画在轮胎接触面图左面的是垂直于轮胎滚动平面的截面（即截面 $N-N'$ ）上各点的压力分布图。从图中可以看出，前后法向压力并不对称。当轮胎气压降低时，这种分布的不均匀性就看得更加清楚了。且气压降低时，轮胎接触面两侧的刚度相对增大，故 $N-N'$ 截面上的压力分布呈“僧帽”形（见图 1-14b）。

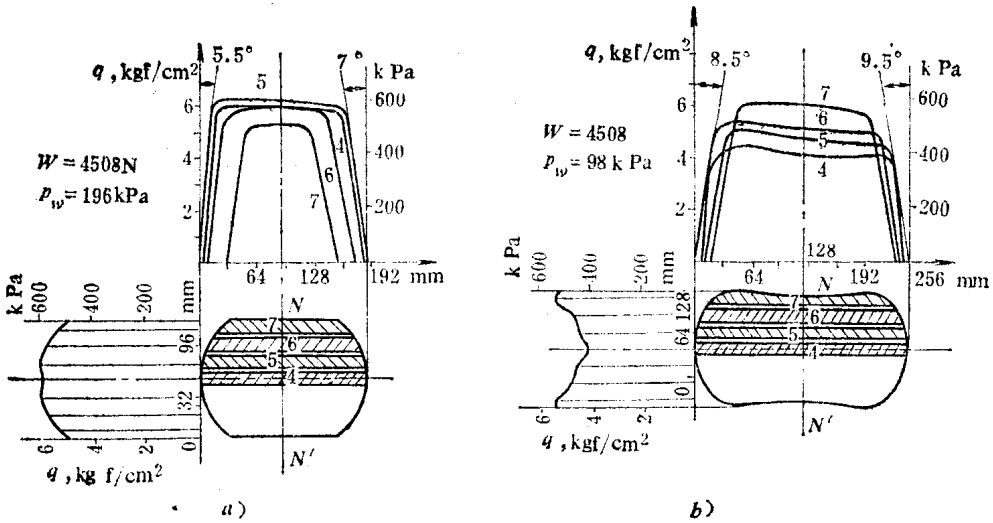


图 1-14 从动轮在接触面上的压力分布 (6.00-16 轮胎)

由于轮胎在硬路面上滚动时前后法向压力分布不均匀，反作用力的合力 Z 向前移了一个距离 a （见图 1-15a），它随弹性迟滞损失的增大而变大。合力 Z 与法向载荷 W 大小相等，