

高等职业技术教育规划教材

汽车使用性能与检测

肖 健 主编



 机械工业出版社
China Machine Press



高等职业技术教育规划教材

汽车使用性能与检测

主编 肖 健

参编 李景明 李丽云 杨启发

主审 黄正轴



机械工业出版社

本书包括汽车主要使用性能、汽车使用性能的检测和汽车合理使用三个部分。内容主要有汽车的动力性、燃料经济性、行驶安全性、舒适性和通过性,汽车检测制度,汽车动力性检测、燃料经济性检测、制动性检测,车轮动平衡检测,汽车前照灯检测,汽车车速表检测,汽车车轮定位检测,汽车排气污染和噪声检测,汽车合理使用。

* 本书为高职汽车类各专业“汽车使用性能与检测”课程教材,还可用于中专、技校汽车类各专业使用,也可供汽车运输部门、汽车检测部门有关人员参考和培训使用。

图书在版编目(CIP)数据

汽车使用性能与检测/肖健主编. —北京:机械工业出版社, 2002.7

高等职业技术教育规划教材

ISBN 7-111-10495-1

I. 汽… II. 肖… III. 汽车—性能—检测—高等学校:技术学校—教材
IV. U472.9

中国版本图书馆CIP数据核字(2002)第043928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 冯春生 版式设计:张世琴 责任校对:韩晶

封面设计:姚毅 责任印制:付方敏

北京铭成印刷有限公司印刷·新华书店北京发行所发行

2002年8月第1版·第1次印刷

787mm×1092mm^{1/16}·8.5印张·207千字

0 001—3 000册

定价:14.00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

封面无防伪标均为盗版

编写说明

随着国民经济的迅速发展，汽车行业已成为我国的支柱产业。近年来，我国汽车保有量迅速增加；同时为满足环保、节能、安全性和舒适性等要求，现代汽车上已采用了许多新结构和新技术，尤其是随着计算机技术、控制技术的发展，各种先进的电控系统在汽车中得到广泛的应用，给汽车的生产、使用和维修等带来了许多新问题。因此，迫切需要与之相适应的职业技术教材，为培养应用型人才服务。

本套教材是由机械职业教育汽车专业教学指导委员会组织编写的，一套共7种。它们是《汽车发动机构造与维修》、《汽车底盘构造与维修》、《汽车电气设备构造与维修》、《汽车使用性能与检测》、《汽车材料》、《电控发动机维修》和《汽车自动变速器维修》。该套教材的特点是面向高等职业技术教育，兼顾中等职业技术教育，既有较强的理论性、实践性，又有较强的综合性，并根据高等职业教育的特点，在内容上加强了针对性和应用性，以保证基础、加强应用、体现先进、突出以能力为本位的职业教育特色，力求把传授知识与培养能力有机的结合起来。

本套教材的编者均来自教学第一线，有着丰富的教学经验和扎实的专业知识基础。他们对于当今的教改形势、专业设置等，有着深刻的体会和认识。这些无疑为编写出具有创新性、适用性的高水平教材奠定了良好的基础。

本套教材的编写得到了机械职业教育汽车专业教学指导委员会各委员及相关院校的大力支持，在此表示衷心的感谢。

机械职业教育汽车专业
教学指导委员会
2002年4月

前 言

近年来,随着汽车拥有量的急剧增加,汽车使用性能受到了各国政府、汽车制造、使用、维修行业以及车辆管理部门的高度重视,并成为推动汽车工业技术进步的动力。世界各国陆续颁布了越来越严格的汽车使用性能标准,各种先进的汽车使用性能检测设备也在不断研制开发。

本书以培养从事第一线工作的高级应用型专门人才为目标,以汽车使用性能为主线,围绕最新的汽车使用性能国家标准和国际标准,密切联系生产实践,紧跟汽车检测技术的发展步伐,把汽车使用性能与检测的基本理论和基本方法,以及有关政策、法规、标准,及其检测设备、检测方法、检测结果分析等内容有机地结合起来,形成新的教学内容体系。这样,既解决了过去课程多,相关内容重复,浪费大量学时的问题,又有利于实现知识的系统性、科学性与完整性,达到理论与实际的有机结合,以提高学生综合应用知识、解决实际问题的能力。

本书包括汽车主要使用性能、汽车使用性能的检测和汽车合理使用三个部分。内容主要有汽车的动力性、燃料经济性、行驶安全性、舒适性和通过性,汽车检测制度,汽车动力性检测、燃料经济性检测、制动性检测,车轮动平衡检测,汽车前照灯检测,汽车车速表检测,汽车车轮定位检测,汽车排气污染物和噪声检测,汽车合理使用。

本书由肖健任主编,负责全书的统稿。第一、二、七、八章由李景明编写,第三、九、十三章由李丽云编写,第四、五、六、十四、十五章由肖健编写,第十、十一、十二章由杨启发编写。

本书初稿完成后,承蒙黄正轴老师审阅了书稿,提出了许多宝贵建议,编者对此表示感谢。

由于时间仓促,加之编者水平有限,书中难免有错漏之处,恳请读者批评指正。

编 者

2002 年 3 月

目 录

编写说明

前言

第一章 汽车的动力性	1	第一节 汽车动力性的路试检测	47
第一节 汽车的动力性评价指标	1	第二节 汽车动力性的台试检测	53
第二节 汽车的驱动力	1	习题	57
第三节 汽车的行驶阻力	3	第八章 汽车燃料经济性检测	58
第四节 汽车行驶的驱动—附着条件	7	第一节 汽车燃料经济性的路试检测	58
第五节 汽车的驱动力-行驶阻力平衡图	9	第二节 汽车燃料经济性的台试检测	64
第六节 汽车的动力特性	9	第三节 汽车运行燃料消耗量的（定额） 计算方法	66
第七节 汽车的功率平衡图	11	习题	68
第八节 影响汽车动力性的主要因素	12	第九章 汽车制动性检测	69
习题	13	第一节 制动性能的路试检测	69
第二章 汽车的燃料经济性	14	第二节 制动性能的台试检测	71
第一节 燃料经济性的评价指标及计算	14	习题	77
第二节 影响汽车燃料经济性的主要因素及 节油装置	15	第十章 车轮动平衡检测	78
习题	18	第一节 概述	78
第三章 汽车的行驶安全性	19	第二节 车轮不平衡检测原理	79
第一节 汽车的制动性能	19	第三节 车轮平衡机的结构与使用	81
第二节 汽车的操纵稳定性	26	习题	85
习题	30	第十一章 汽车前照灯检测	86
第四章 汽车的舒适性	31	第一节 前照灯检测标准	86
第一节 行驶平顺性	31	第二节 前照灯检测仪	86
第二节 汽车噪声	33	第三节 前照灯的检测和调整	90
第三节 空气调节与居住性	34	习题	92
习题	35	第十二章 汽车车速表检测	93
第五章 汽车的通过性	36	第一节 车速表的测量原理和检测标准	93
第一节 间隙失效与通过性的几何参数	36	第二节 车速表试验台	93
第二节 汽车通过性的支承与牵引参数	38	第三节 车速表的检测	95
第三节 影响汽车通过性的主要因素	38	习题	96
习题	40	第十三章 汽车车轮定位检测	97
第六章 汽车检测制度	41	第一节 转向轮定位的静态检测	97
第一节 汽车的检测及审验	41	第二节 转向轮定位的动态检测	102
第二节 汽车检测站	44	第三节 四轮定位检测	104
习题	46	习题	109
第七章 汽车动力性检测	47	第十四章 汽车排气污染物和噪声 检测	110
		第一节 汽车的排气污染物及危害	110

第二节 汽油车排气污染物的检测	113	第二节 汽车走合期的使用	121
第三节 柴油车排气污染物的检测	114	第三节 汽车在低温条件下的使用	122
第四节 汽车噪声检测	116	第四节 汽车在高温条件下的使用	125
习题	119	第五节 汽车在高原和山区条件下的使用	126
第十五章 汽车合理使用	120	习题	128
第一节 汽车在一般条件下的使用	120	参考文献	129

第一章 汽车的动力性

汽车的动力性是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，它是汽车各种性能中最基本、最重要的一种性能，对汽车的运输效率有决定性的影响。

本章将明确汽车动力性的评价指标；汽车驱动力与行驶阻力以及二者之间的关系；最后，分析各种因素对汽车动力性的影响。

第一节 汽车的动力性评价指标

汽车的平均行驶速度是汽车动力性的总指标。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，即最高车速、加速能力和爬坡能力。

一、最高车速 $v_{\max}$

最高车速是指汽车以厂定最大总质量状态在风速 $\leq 3\text{m/s}$ 条件下，在干燥、清洁、平坦的混凝土或沥青路面上，能够达到的最高稳定行驶速度。它对于长途运输车辆的平均行驶速度影响较大。

二、加速能力

加速能力是汽车在各种使用条件下迅速增加行驶速度的能力。它对于市区运输车辆的平均行驶速度有很大影响，特别是轿车对加速时间更为重视。加速能力在理论分析中用加速度 j 来评定，而在实际试验中常采用起步连续换挡加速性能和最高挡或次高挡加速性能来评定。

起步连续换挡加速性能，也称原地起步加速性能，它是用汽车以起步挡起步，并以最大的加速度且选择恰当时刻逐步换至最高挡后，加速到某一高速（80% $v_{\max}$ 以上）所需时间或距离来评定。

最高挡或次高挡加速性能，也称超车加速性能，它是用汽车以最高挡或次高挡由某一预定的中速全力加速至另一预定的高速时所经过的时间或距离来评定。

三、爬坡能力

爬坡能力用最大爬坡度 $i_{\max}$ 表示，它是指汽车满载，在良好的混凝土或沥青坡道上以最低前进挡能够爬上的最大坡度。它对于山区行驶车辆的平均行驶速度有很大影响。轿车一般不强调爬坡能力。货车在各种地区的各种路面上行驶，要求有足够的爬坡能力，一般最大爬坡度在 30% 左右。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% 或更高。

第二节 汽车的驱动力

一、驱动力的产生

汽车发动机产生的转矩经传动系传至驱动轮，驱动轮便产生一个作用于路面的圆周力

F , 路面则对驱动轮产生一个反作用力 F_t (F_t 与 F 大小相等, 方向相反) 即是驱动汽车的外力, 称为汽车的驱动力 (如图 1-1 所示), 其数值为

$$F_t = F = \frac{M_t}{r} \quad (1-1)$$

式中, M_t 是作用于驱动轮上的转矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$); r 是车轮半径 (m)。

作用于驱动轮上的转矩 M_t 是由发动机产生并经传动系传至驱动轮上的, 由传动过程可知

$$M_t = M_e i_k i_0 \eta_T \quad (1-2)$$

式中, M_e 是发动机的有效转矩 ($\text{N}\cdot\text{m}$); i_k 是变速器的传动比; i_0 是主减速器的传动比; η_T 是传动系的机械效率。

将式 (1-2) 代入式 (1-1), 得

$$F_t = \frac{M_e i_k i_0 \eta_T}{r} \quad (1-3)$$

由上式可知, 汽车的驱动力与发动机的转矩、传动系各挡的传动比及传动系机械效率成正比, 与车轮半径成反比。

因为

$$M_e = \frac{9550 P_e}{n}$$

式中, P_e 是发动机在转速为 n (r/min) 时的功率 (kW)。

所以

$$F_t = \frac{9550 P_e i_k i_0 \eta_T}{n r} \quad (1-4)$$

二、传动系的机械效率

发动机输出的功率 P_e 经传动系传至驱动轮的过程中, 部分功率将用于克服传动系各部件中的摩擦, 因而消耗了一部分功率。用 P_T 表示传动系中损失的功率, 则传动系的机械效率为

$$\eta_T = \frac{P_e - P_T}{P_e} = 1 - \frac{P_T}{P_e} \quad (1-5)$$

P_T 由离合器、变速器、万向传动机构、主减速器、驱动轮轴承等处的功率损失组成。离合器在不打滑的情况下, 其功率损失很小。万向传动机构的传动效率取决于两传动轴间的夹角, 现代汽车的这个夹角很小, 如果滚针润滑正常, 功率损失很小。汽车各部轴承润滑调整正常, 功率损失也很小。

传动系的功率损失主要在变速器和主减速器这些部位, 这些部位的功率损失可分为两种类型: 机械损失和液力损失。机械损失是指齿轮传动副、轴承、油封等处的摩擦损失, 与传动副的数量、机件制造质量及传递的转矩有关。液力损失是指消耗于润滑油的搅动、润滑油与旋转零件表面的摩擦等功率损失, 与润滑油的品种、温度、箱体內的油面高度以及齿轮等旋转零件的转速有关。

传动系的机械效率可以在专门的试验台上测出。

试验表明: 若将齿轮副的啮合间隙和轴承油封的松紧度调整适当, 并正确地控制润滑油

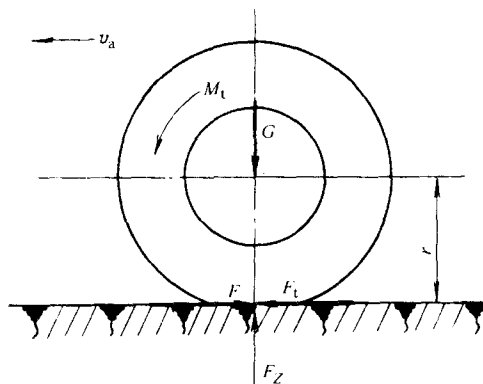


图 1-1 汽车在硬路面上滚动时受力图

面的高度,都能使机械效率得到提高。润滑油的粘度大和温度低,会使传动系损失功率增加。当选用较高挡位时,传动效率也较高,直接挡的传动效率最高,在相同发动机转速和变速器挡位下,传动效率随传递转矩的增加而增加,而在相同转矩下,则随转速的增加而降低。

虽然 η_T 受到多种因素的影响,但对汽车进行初步的动力性分析时可把它取为常数。一般轿车取 0.9~0.92,单级主传动货车取 0.9,双级主传动货车取 0.85,4×4 汽车取 0.85,6×6 汽车取 0.8。

三、车轮的半径

现代汽车装用的弹性充气轮胎,在各个方向上(径向、切向、横向)都有弹性,故车轮的半径因其受力和运动状态的不同而发生变化。

自由半径 r_0 : 车轮处于无载荷情况下的半径,通常指标准充气压力下的半径。

静力半径 r_s : 车轮承受法向载荷、不转动、只有径向变形时轮轴中心至支承面间的距离。显然 $r_s < r_0$, r_s 与法向载荷、轮胎气压和轮胎的径向刚度有关。

动力半径 r_k : 汽车在行驶时,车轮既承受法向载荷作用,又承受转矩作用,轮胎有切向和径向变形时轮胎中心与支承面间的距离。 r_k 与法向载荷、轮胎气压及转矩有关。

滚动半径 r_k : 这是一个假想的刚性车轮的半径。在车轮不滑转,也不滑移,只作纯滚动,并且具有与实际车轮相同的角速度及线速度情况下按式(1-6)求得

$$r_k = \frac{S}{2\pi n_k} \quad (1-6)$$

式中, S 是轮心行走的距离(m); n_k 是在该距离内车轮滚过的圈数。

车轮的滚动半径受车轮上各种外力和转矩的影响。弹性车轮在刚性路面上滚动,并受切向力作用时,在转矩或制动力的作用下,引起的变形是不同的。在驱动力的作用下,滚动半径减小;在制动力的作用下,滚动半径增大。

作动力学分析时,应用动力半径;作运动学分析时,应用滚动半径。一般在进行车辆性能的粗略估算时,不计其差别,普遍采用车轮的静力半径作为车轮的工作半径。车轮的静力半径 r (m) 可以用下式估算

$$r = 0.0254 \left[\frac{D}{2} + B(1 - \lambda) \right] \quad (1-7)$$

式中, D 是轮辋直径(in)^①; B 是轮胎断面宽度(in); λ 是轮胎变形系数,轿车 $\lambda = 0.12 \sim 0.14$, 载货汽车、客车 $\lambda = 0.10 \sim 0.12$, 超低压胎 $\lambda = 0.12 \sim 0.18$ 。

第三节 汽车的行驶阻力

汽车在行驶过程中遇到的阻力分为四种:滚动阻力、空气阻力、上坡阻力和加速阻力。其中滚动阻力和空气阻力在任何行驶条件下总是存在的,克服这两项阻力消耗的能量是不能回收利用的。克服上坡阻力和加速阻力所消耗的能量可分别在下坡和滑行时重新利用。

一、滚动阻力

滚动阻力 F_f 是车轮在路面上滚动时,由于两者相互作用而产生相应变形所产生的能量

① 1in = 0.0254m。

损失的总称。其产生的原因主要是由汽车在行驶过程中轮胎和路面的弹性变形，轮胎和路面之间的相对滑移，汽车活动件的摩擦等造成的

1. 滚动阻力的组成

装用弹性轮胎的汽车大多数行驶于坚硬路面上，此时滚动阻力主要是由轮胎变形引起的。汽车在松软路面上行驶时，滚动阻力主要来自路面的塑性变形，其次是轮胎变形，软路面上 F_f 将显著增大。在轮胎变形的同时，轮胎各组成部分之间也产生摩擦阻力，此外，胎面与路面接触部位的相对滑移引起的摩擦阻力，以及悬架弹簧变形时，悬架机构各零件之间的摩擦阻力都要消耗能量。

2. 轮胎滚动时的弹性迟滞损失

弹性轮胎在硬路面上滚动时，轮胎在径向和周向均有变形。路面可近似地视为刚性。下面从径向变形出发讨论轮胎滚动时滚动阻力的形成。

弹性轮胎的每一截面相当于一个微小弹性体。轮胎在硬路面上滚动时，轮胎的变形可简化为无数微小弹性体依次被压缩和恢复松弛的过程。

如图 1-2a 所示，受垂直载荷 G 作用的轮胎滚动时，在轮胎上任取一截面 22'，当它滚向地面，进入轮胎与地面的印迹时，到达 33' 以后，它首先逐渐压缩，到法线 14 位置时变形最大。离开法线 14 以后，截面逐渐恢复松弛。当车轮滚动一周时，此截面完成一次加载、卸载过程。其变形曲线如图 1-2b 所示，OCA 为加载（压缩）过程变形曲线，ADE 为卸载（恢复）过程变形曲线。整个轮胎可视为无数截面连续不断地进行加载（压缩）和卸载（恢复）过程。

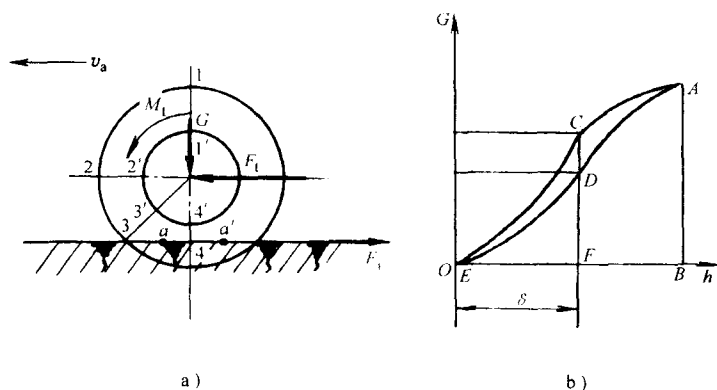


图 1-2 弹性车轮在硬路上的滚动

在加载过程中对轮胎所作的功相当于面积 $OCABO$ ，卸载过程中轮胎恢复变形时放出的功相当于面积 $ADEBA$ ，由图可见两者并不相等。两者之差即为轮胎变形过程的能量损失，称为轮胎的弹性迟滞损失。此能量系消耗于轮胎各组成部分相互间的摩擦以及橡胶、帘线等物质内分子间的摩擦，最后转化为热能消失于大气中。

对图 1-2a 进一步分析，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。当车轮滚动时，法线 14 前面的点 a 处于压缩过程，法线 14 后面点 a 的对称点 a' 处于恢复过程，虽然两点的变形相同，但由于弹性迟滞损失， a 点的地面法向反作用力大于 a' 点的地面法向反作用力。由图 1-2b 也可看出，对应于同一变形 δ ，压缩过程受力为 CF ，恢复过程受力为 DF ，而 CF 大于 DF 。这就使地面法向反作用力的分布不对称，因而其合力

相对于法线 14 向前移。

从动轮在硬路面上滚动时, 由于地面法向反作用力分布不对称, 其合力 F_Z 相对于车轮的垂直轴线向前移一个距离 a , 如图 1-3a 所示。合力 $F_Z = G$, 与 G 方向相反。

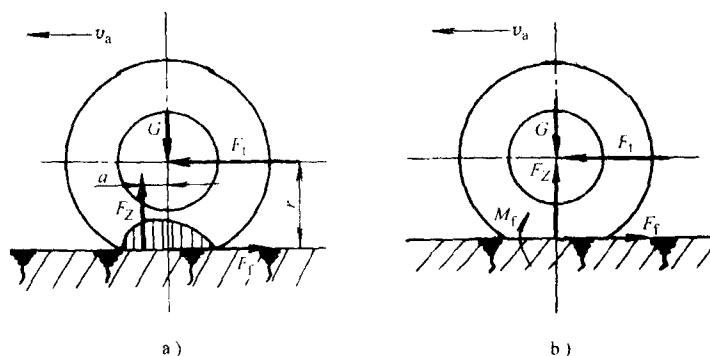


图 1-3 从动轮在硬路面上滚动时的受力情况

如果将法向反力 F_Z 平移至与车轮的垂直轴线重合, 则从动轮在硬路面上滚动时的受力情况如图 1-3b 所示, 即车轮滚动时受到滚动阻力偶矩 $M_t = F_Z a$ 的阻碍作用。

3. 滚动阻力的计算及滚动阻力系数

滚动阻力 F_t 一般用下列公式计算

$$F_t = Gf \quad (1-8)$$

式中, G 是汽车重力 (N); f 是滚动阻力系数。

4. 影响滚动阻力系数的因素

滚动阻力系数的数值由试验确定。其数值与轮胎 (结构、材料、气压)、道路 (路面的种类与状况) 及使用条件 (行驶速度与受力情况) 有关。

轮胎的结构、帘线和橡胶品种对滚动阻力都有影响。在保证轮胎有足够强度和寿命的前提下, 减少帘布层数, 可以使胎体减薄而减小滚动阻力系数。采用合成纤维或钢丝帘线可以减少帘布层数。子午线轮胎较一般轮胎的滚动阻力系数小, 而且随车速的变化小。9.00—20 轮胎采用不同纤维所需帘布层数如表 1-1。胎面花纹磨损的轮胎, 比新轮胎的滚动阻力系数小。

表 1-1 9.00—20 轮胎采用不同纤维所需帘布层数

纤维类别	棉帘线	人造丝	锦纶	钢丝
帘布层数	10~12	8~10	6~8	2

轮胎气压对滚动阻力系数的影响很大, 气压降低时, 在硬路面上轮胎变形大, 因此滚动阻力系数增大, 但轮胎气压是根据载荷、平顺性、操纵稳定性等多方面因素而规定的。

路面的种类和状况不同, 使滚动阻力系数在很大范围内变化。坚硬、平整而干燥的路面, 滚动阻力系数最小。路面不平, 滚动阻力系数将成倍增长。这是因为路面不平引起的轮胎和悬挂机件的附加变形及减振器内产生的阻力要多消耗能量。松软路面由于塑性变形使滚动阻力系数增加很多。

车速在 50km/h 以下时, 不同路面上的滚动阻力系数值见表 1-2。

表 1-2 不同路面滚动阻力系数 f 的数值

路面类型	滚动阻力系数	路面类型	滚动阻力系数
良好的沥青或混凝土路面	0.010~0.018	压紧土路（雨后的）	0.050~0.150
一般的沥青或混凝土路面	0.018~0.020	泥泞土路（雨季或解冻期）	0.100~0.250
碎石路面	0.020~0.025	干砂	0.100~0.300
良好的卵石路面	0.025~0.030	湿砂	0.060~0.150
坑洼的卵石路面	0.035~0.050	结冰路面	0.015~0.030
压紧土路（干燥的）	0.025~0.035	压紧的雪道	0.030~0.050

行车速度对滚动阻力系数影响很大。如图 1-4 所示，车速在 50km/h 以下时，滚动阻力系数变化不大。在 100km/h 以上时增长较快。车速达某一高速时，如 150~200km/h 左右，滚动阻力系数迅速增长，这时轮胎发生驻波现象，轮胎周缘不再是圆形而呈明显的波浪状。出现驻波后，滚动阻力系数显著增加。

在进行汽车动力性分析时，一般取良好硬路面的滚动阻力系数值。对于轿车，当 $v_a < 50\text{km/h}$ 时， $f = 0.0165$ ，当 $v_a > 50\text{km/h}$ 时， f 值可按下式估算

$$f = 0.0165 [1 + 0.01 (v_a - 50)] \quad (1-9)$$

货车轮胎气压高，行驶速度低，其估算公式为

$$f = 0.0076 + 0.000056 v_a \quad (1-10)$$

在使用中如果轮胎气压不足，前后轴的平行性差，前轮定位失准等都会使滚动阻力系数增加。当有侧向力作用时，地面对轮胎产生侧向反作用力，引起轮胎的侧向变形，例如在转弯行驶时，滚动阻力系数将大幅度增加。

二、空气阻力

汽车是在空气介质中行驶的。空气作用力在行驶方向上的分力称为空气阻力，用符号 F_w 表示。空气阻力可分为摩擦阻力和压力阻力两部分。

摩擦阻力是由于空气的粘性在车身表面产生的切向力的合力在行驶方向上的分力。摩擦阻力与车身表面粗糙度及表面积有关，约占空气阻力的 8%~10%。

压力阻力是作用在汽车外表面上的法向压力的合力在行驶方向上的分力。它包括形状阻力、干扰阻力、内循环阻力和诱导阻力四部分。在一般轿车中，这几部分阻力的大致比例为：形状阻力占 58%，干扰阻力占 14%，内循环阻力占 12%，诱导阻力占 7%。

在汽车行驶速度范围内，根据空气动力学原理，空气阻力 F_w (N) 的数值通常由下式计算

$$F_w = \frac{C_D A v_a^2}{21.15} \quad (1-11)$$

式中， C_D 是空气阻力系数，是单位动压在每平方米迎风面积上产生的空气阻力； A 是汽车的迎风面积 (m^2)； v_a 是汽车与空气的相对速度 (km/h)

上式表明：空气阻力是与空气阻力系数 C_D 及迎风面积 A 成正比的。 A 值受到使用空

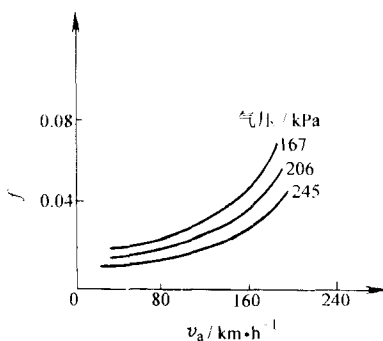


图 1-4 滚动阻力系数与行驶车速的关系

间的限制,不易进一步减少,所以降低 C_D 是降低空气阻力的主要手段。 C_D 值的大小与汽车外形关系极大,这要求汽车外形的流线型好,这对于高速行驶的汽车尤其重要。目前,轿车的 C_D 值已降至 0.30 左右,预计在不久的将来可降至 0.2。 C_D 值可通过风洞试验测定。

三、上坡阻力

在具有纵向坡度的路面上,汽车上坡时其重力在平行于路面方向的分力与汽车前进方向相反,称为上坡阻力 F_i ,如图 1-5 所示。

$$F_i = G \sin \alpha \quad (1-12)$$

道路坡度 i 常用坡高与底长之比的百分数来表示,即

$$i = \frac{h}{S} \times 100\% = \tan \alpha \quad (1-13)$$

当 $\alpha < 10^\circ \sim 15^\circ$ 时

$$\sin \alpha \approx \tan \alpha$$

故

$$F_i \approx G \tan \alpha = Gi \quad (1-14)$$

由于滚动阻力 F_f 和上坡阻力 F_i 均和道路条件有关,而且均与车重成正比,因此我们把这两种阻力合在一起称为汽车的道路阻力,用 F_Ψ 表示。即

$$F_\Psi = F_f + F_i = G(f \cos \alpha + \sin \alpha)$$

当 α 较小时, $\cos \alpha \approx 1$, $\sin \alpha \approx i$

则

$$F_\Psi = G(f \cos \alpha + \sin \alpha) \approx G(f + i)$$

令

$$f + i = \Psi$$

式中, Ψ 是道路阻力系数,表示单位车重的道路阻力

则

$$F_\Psi = G\Psi \quad (1-15)$$

四、加速阻力

汽车加速行驶时,需要克服其质量加速运动时的惯性力,就是加速阻力 F_j 。通常把汽车的质量分为平移的质量和旋转的质量两部分。加速时不仅平移的质量产生惯性力,旋转的质量还要产生惯性力偶矩。为便于计算,一般把旋转质量的惯性力偶矩转化为平移质量的惯性力,并以系数 δ 作为计入旋转质量惯性力偶矩后的汽车质量换算系数,因而汽车加速阻力 F_j 可写成

$$F_j = \delta \frac{G dv}{g dt} \quad (1-16)$$

式中, δ 是旋转质量换算系数 ($\delta > 1$); G 是汽车总重力 (N); g 是重力加速度 ($g = 9.8 \text{ m/s}^2$); dv/dt 是行驶加速度 (m/s^2)。

δ 主要与飞轮的转动惯量和车轮的转动惯量以及传动系的传动比有关。

第四节 汽车行驶的驱动—附着条件

一、汽车行驶的驱动条件

汽车行驶过程中,受到各种行驶阻力的作用,为保证汽车的正常行驶,必须有一定的驱

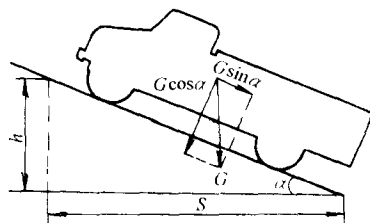


图 1-5 汽车的上坡阻力

动力, 以克服各种行驶阻力。表示汽车驱动力与行驶阻力之间关系的等式称为汽车的驱动力平衡方程, 即

$$F_t = F_f + F_w + F_i + F_j \quad (1-17)$$

上式说明了汽车行驶中驱动力与各行驶阻力的平衡关系, 其平衡关系不同, 则汽车的运动状态不同。

若 $F_j = F_t - (F_f + F_w + F_i) > 0$, 即 $F_t > F_f + F_w + F_i$ 时, 汽车将加速行驶。

若 $F_j = F_t - (F_f + F_w + F_i) = 0$, 即 $F_t = F_f + F_w + F_i$ 时, 汽车将等速行驶。

若 $F_j = F_t - (F_f + F_w + F_i) < 0$, 即 $F_t < F_f + F_w + F_i$ 时, 汽车将无法起步或减速行驶直至停车。

可见, 汽车行驶的必要条件是

$$F_t \geq F_f + F_w + F_i \quad (1-18)$$

上式为汽车的驱动条件, 它反映汽车的行驶能力, 但还不是汽车行驶的充分条件。

二、汽车行驶的附着条件

增大汽车的驱动力, 可以采用增加发动机转矩和加大传动比等措施, 但这些措施只有在驱动轮与路面之间不发生滑转时才有效。当驱动力增大到一定程度时, 驱动轮将出现滑转现象, 增大驱动轮的转矩, 只能使驱动轮加速旋转, 地面的切向反作用力并不增加, 汽车仍不能行驶。这种现象说明地面作用在驱动轮上的切向反作用力还要受轮胎与路面附着条件的限制。

地面对轮胎切向反作用力的极限值 (无侧向力作用时) 称为附着力 F_φ , 驱动力的最大限度至多等于驱动轮与路面间的附着力, 当驱动力大于附着力时, 驱动轮就要产生滑转, 即

$$F_t \leq F_\varphi \quad (1-19)$$

上式称为汽车的附着条件。

附着力 F_φ 与地面对驱动轮的法向反作用力 F_Z 成正比, 即

$$F_\varphi = F_Z \varphi \quad (1-20)$$

式中, 比例常数 φ 称为附着系数, 它与路面种类和状况、轮胎的结构和气压以及其它一些使用因素有关。

故驱动轮的附着条件可以写为

$$F_t \leq F_Z \varphi \quad (1-21)$$

三、汽车的驱动—附着条件

将汽车的驱动条件和附着条件联写, 得

$$F_f + F_w + F_i \leq F_t \leq F_Z \varphi \quad (1-22)$$

上式即为汽车行驶的驱动—附着条件, 也是汽车行驶的充分与必要条件。

汽车行驶首先要满足驱动条件, 即汽车本身具有产生足够驱动力的能力 (即 $F_t \geq F_f + F_w + F_i$), 而推动汽车行驶的驱动力 F_t , 是地面对驱动轮的切向反作用力, 是地面作用于汽车的外力, 地面对汽车作用的驱动力最大值要受附着力的限制, 驱动力 F_t 不能超过附着力 F_φ , 只能等于或小于附着力 F_φ 。为保证汽车正常行驶, 轮胎与地面还必须有良好的附着性能, 只有在附着力的极限范围内, 驱动力才能真正发挥出来。

第五节 汽车的驱动力-行驶阻力平衡图

由前面讲到的汽车驱动力平衡方程

$$F_t = F_f + F_w + F + F_i$$

可得

$$\frac{M_e i_k i_0 \eta_T}{r} = G f \cos \alpha + \frac{C_D A v_a^2}{21.15} + G \sin \alpha + \delta \frac{G}{g} \frac{dv_a}{dt} \quad (1-23)$$

上式表明了汽车行驶时驱动力与各行驶阻力之间的平衡关系。

如果把汽车的受力情况及其平衡关系用曲线来表示, 则汽车的动力性分析与解法将更加清晰、形象。

如图 1-6 所示, 以 v_a 为横坐标, 以汽车所受的外力为纵坐标, 画出汽车在各挡位的驱动力曲线及汽车行驶经常遇到的滚动阻力 F_f 与空气阻力 F_w 叠加的曲线, 就构成了汽车驱动力-行驶阻力平衡图。

在发动机外特性曲线上选取不同的点 (M_e 、 n), 汽车在某一挡位时, i_k 为定值, 已知汽车设计的 i_0 、 η_T 、 r 的值, 便可以根据 $F_t = M_e i_k i_0 \eta_T / r$ 和相应发动机转速 n 对应的汽车车速 $v_a = 0.377 r n / (i_k i_0)$ 画出该挡位的 $F_t - v_a$ 曲线, 不同挡位的 $F_t - v_a$ 曲线不一样。

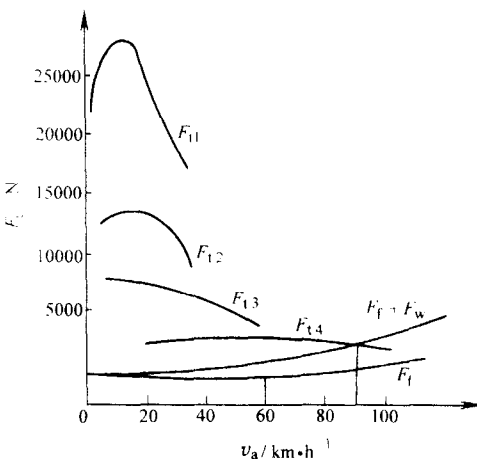


图 1-6 汽车驱动力-行驶阻力平衡图

$F_f - v_a$ 曲线的形状取决于滚动阻力系数 f 随 v_a 的变化, 但在一定道路上以通常的速度行驶时, f 变化不大, 当 $v_a > 100 \text{ km/h}$ 时, f 增长较快, 因此 F_f 近似水平线, 但在速度较高时略有上升。

$F_w - v_a$ 曲线, 对于一定的车型 (C_D 、 A 已知), 在不同速度下, 可以用公式 $F_w = C_D A v_a^2 / 21.15$ 计算出对应值, 曲线为抛物线状。

在驱动力图上, 先画出 $F_f - v_a$ 曲线, 再将 $F_w - v_a$ 叠加画在 $F_f - v_a$ 曲线的上方, 就得到了汽车等速行驶阻力 ($F_f + F_w$) - v_a 曲线, 其曲线较二次抛物线略陡, 因为车速较高时 f 略有增加。图 1-6 是具有四挡变速器某汽车的驱动力-行驶阻力平衡图。

根据汽车的驱动力-行驶阻力平衡图可以确定汽车在良好路面上 (附着条件允许范围内) 的动力性能指标: ①最高车速; ②加速能力; ③上坡能力。

第六节 汽车的动力特性

同一类型的汽车的动力性可用汽车的驱动力-行驶阻力平衡图来评价, 不同类型汽车的动力性不能根据该图单纯地判断, 因为汽车的道路阻力和加速阻力均与汽车的重力成正比,

空气阻力则与汽车外形等因素有关。

为此,需要有一个既考虑驱动力又包括汽车重力和空气阻力的综合性参数。

一、汽车的动力因数和动力特性图

由汽车驱动力平衡方程

$$F_t = F_r + F_w + F_i + F_j$$

则得

$$F_t - F_w = F_r + F_i + F_j$$

即

$$\frac{F_t - F_w}{G} = f \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{\delta}{g} \frac{dv}{dt} \quad (1-24)$$

上式左端是汽车本身所具有的参数,右端各项则不受汽车重力和空气阻力的影响,只和汽车行驶时的道路阻力、加速度及 δ/g 有关,即只和行驶条件及状况有关。

令

$$D = \frac{F_t - F_w}{G}$$

则

$$D = f \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{\delta}{g} \frac{dv}{dt} \quad (1-25)$$

式中, D 称为汽车的动力因数

当 α 较小时,

$$D = f + i + \frac{\delta}{g} \frac{dv}{dt} \quad (1-26)$$

$F_t - F_w$ 是用于克服道路阻力和加速阻力,所以动力因数 D 标志汽车单位重力所具有的克服道路阻力和加速阻力的能力。只要汽车的动力因数相等,不论其它参数有何不同,汽车都能克服同样的坡度,若汽车的 δ 值也相同,则汽车也能产生同样的加速度,因此常把汽车的动力因数作为表征汽车动力性的主要指标。若 D 较大,说明在一定汽车重力下 ($F_t - F_w$) 也较大,则汽车的加速、上坡能力强。

动力因数随汽车行驶速度变化的关系,即 $D = f(v_a)$ 称为汽车的动力特性,表示动力特性的曲线,称为汽车的动力特性图,如图 1-7 所示,它是在以车速为横坐标,以动力因数 D 为纵坐标的坐标系内,根据 $F_t - v_a$, $F_w - v_a$ 曲线作出的。利用动力特性图分析求解汽车的动力性问题,较之用驱动力-行驶阻力平衡图更为简捷方便。

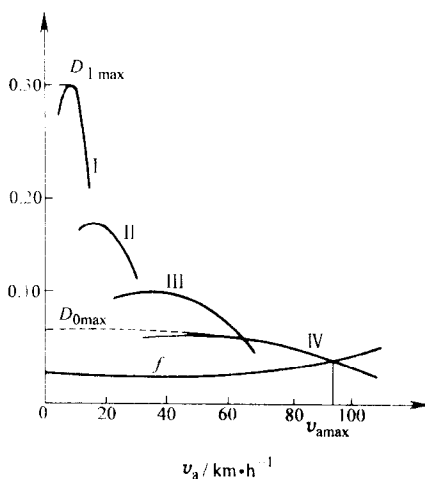


图 1-7 汽车的动力特性图和利用汽车的动力特性图来确定汽车的动力性

二、动力特性图分析

利用动力特性图可以确定汽车的动力性。

1. 确定最高车速

根据 $D = f + i + \frac{\delta}{g} \frac{dv}{dt}$, 因最高车速是指在良好水平路面汽车所能达到的最大速度, 故 $i = 0$, $dv/dt = 0$, 所以 $D = f$

在动力特性图上作 $f - v_a$ 曲线, 它与最高挡 $D_0 - v_a$ 曲线交点对应的车速, 便是汽车的最高车速, 如图 1-7 所示。如果规定了汽车的限制车速, 则最高车速只能等于限制车速。

2. 确定加速能力

即求汽车满载, 节气门全开时在水平良好路面上可能产生的加速度。此时 $i = 0$, 故