

中等职业学校教材
汽车运用与维修专业



汽车使用性能 与检测

黄会奇 主编 黄晓敏 主审



电子工业出版社

PUBLISHING HOUSE OF ELECTRONICS INDUSTRY
www.phei.com.cn

中等职业学校教材

汽车使用性能与检测

(汽车运用与维修专业)

黄会奇 主编

黄晓敏 主审

11472.P-43

电子工业出版社

Publishing House of Electronics Industry

北京·BEIJING

6852840

内 容 提 要

本书主要讲述了汽车使用性能(包括汽车的动力性、燃油经济性、制动性、操纵稳定性、舒适性、通过性),汽车检测技术(包括汽车的动力性检测、燃油经济性检测、制动性检测、转向轮侧滑与车轮平衡检测、废气与噪声的检测)等内容。在编写内容上,本着循序渐进的原则,着重突出本学科的科学性和系统性,做到理论联系实际,通俗易懂。

本书可作为中等职业学校汽车运用与维修专业及相关专业教材,同时也可供汽车维修行业的技师、技工钻研新知,提高技能和升级阅读。

未经许可,不得以任何方式复制或抄袭本书之部分或全部内容。
版权所有,侵权必究。

图书在版编目(CIP)数据

汽车使用性能与检测/黄会奇主编. —北京:电子工业出版社, 2003. 1
中等职业学校教材(汽车运用与维修专业)

ISBN 7-5053-8322-1

I. 汽… II. 黄… III. 汽车-性能-检测-专业学校-教材 IV. U472.9

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2002)第 101664 号

责任编辑:夏平飞 马文哲 特约编辑:郭茂威

印 刷:北京兴华印刷厂

出版发行:电子工业出版社 <http://www.phei.com.cn>

北京市海淀区万寿路 173 信箱 邮编 100036

经 销:各地新华书店

开 本:787×1092 1/16 印张:9 字数:224 千字

版 次:2003 年 1 月第 1 版 2003 年 1 月第 1 次印刷

印 数:5000 册 定 价:11.00 元

凡购买电子工业出版社的图书,如有缺损问题,请向购买书店调换。若书店售缺,请与本社发行部联系。

联系电话:(010) 68279077

前 言

为全面贯彻素质教育思想,从社会发展对高素质劳动者和中初级专门人才需要的实际出发,并努力着眼于不同学制、不同专业和不同办学条件的教学需求,特专门组织力量编写一套为教学提供比较和选择的“汽车运用与维修专业主干课程”教材:《汽车材料》、《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》、《电控发动机维修》、《自动变速器维修》。共计7册。

本书是根据教育部审定的中等职业学校汽车运用与维修专业(三年制)通用的《汽车使用性能与检测课程教学大纲》编写的。在编写过程中,笔者特别注意了对学生分析问题、解决问题的能力以及从事该专业岗位的职业能力的培养,并力求反映中等职业教育的特点。该书不仅可作为各地“一纲多版本”的选用教材,同时也可供汽车维修行业的技师、等级技工钻研新知,提高技能和升级阅读。

本书主要讲述了汽车使用性能(包括汽车的动力性、燃油经济性、制动性、操纵稳定性、舒适性、通过性),汽车检测技术(包括汽车的动力性检测、燃油经济性检测、制动性检测、转向轮侧滑与车轮平衡检测、废气与噪声的检测)等内容。在编写内容上,本着循序渐进的原则,着重突出本学科的科学性和系统性,做到理论联系实际,通俗易懂。在内容的取舍上,照顾了广度,控制了深度,符合当前汽车运用与维修行业对中等专业人才知识的要求。

本课程是中等职业技术学校汽车运用与维修专业的一门主要专业课程,其教学目的旨在培养学生掌握汽车使用性能及检测的基本理论及基本方法,理解有关政策、法规和实用性能检测的内容,了解汽车合理使用基本途径、国家(或行业)的相关政策与法规,正确分析汽车检测结果,并能根据检测结果提出处理的技术方案。学时数为50~60学时。

大纲要求的“选用模块”部分,在各章节前以“*”标志。

本书共分十四章,由黄会奇主编。其中第一、八、九章由黄会奇编写;第三、四章由赵社教编写;第五、六章由崔选盟编写;第二、七章由王保新编写;第十、十一章由郭建明编写;第十二、十三、十四章由李玲编写。表格和插图由李玲搜集整理。

本书由黄晓敏主审。

由于编者水平有限,加之时间仓促,书中缺点和错误在所难免,敬请广大读者批评指正。

编 者

目 录

第一章 汽车的动力性	1	第四章 汽车的操纵稳定性	38
第一节 汽车的动力性指标	1	第一节 汽车的纵向和侧向稳定性	38
第二节 汽车的驱动力与行驶阻力	2	一、汽车纵向稳定性	38
一、汽车的驱动力	2	二、汽车侧向稳定性	39
二、汽车的行驶阻力	4	第二节 汽车的转向特性	41
三、汽车驱动力与行驶阻力的平衡	10	一、轮胎的侧偏特性	41
第三节 汽车行驶的附着条件	13	二、汽车的转向特性	43
一、汽车行驶的附着条件	13	第三节 转向轮的振动	46
二、地面法向反力	13	一、车轮的振动形式	46
三、附着系数	13	二、防止转向轮振动的措施	46
第四节 汽车的功率平衡	14	第四节 前轮定位与转向轮的稳定效应	47
第五节 发动机、传动系参数与动力性的 关系	16	*第五章 汽车的舒适性	49
一、发动机功率	16	第一节 汽车行驶的平顺性	49
二、主减速器传动比	17	一、汽车行驶平顺性的物理量评价指标	49
三、变速器挡位数与各挡传动比	18	二、汽车的振动	50
第二章 汽车燃油经济性	20	三、汽车结构因素对行驶平顺性的影响	51
第一节 汽车燃油经济性评价指标	20	第二节 汽车的空气调节性能与居住性	53
第二节 影响汽车燃油经济性的因素	24	一、汽车的空气调节性能	53
第三节 提高汽车燃油经济性的措施	26	二、汽车的居住性	53
第三章 汽车的制动性	28	*第六章 汽车的通过性	55
第一节 汽车的制动过程	28	第一节 汽车通过性的几何参数	55
一、汽车制动过程的三个阶段	28	第二节 影响汽车通过性的主要因素	56
二、汽车制动过程减速度的变化情况	29	一、汽车结构因素对通过性的影响	56
第二节 制动效能	29	二、使用因素的影响	57
一、制动距离	30	第七章 汽车的正确使用	59
二、制动力	30	第一节 车辆在一般条件下的使用	59
三、制动减速度	32	一、汽车运行技术条件	59
第三节 制动效能的恒定性	32	二、车辆装载	59
第四节 制动时汽车的方向稳定性	33	三、车辆驾驶	59
一、制动跑偏	33	四、润滑油选用	60
二、制动侧滑	34	五、轮胎的合理使用	60
第五节 前后制动器制动力的比例关系	34	第二节 汽车走合期的使用	61
一、制动时前后轮法向反作用力的变化	34	第三节 汽车在低温条件下的使用	62
二、理想的前、后轮制动器制动力分配 曲线	35	第四节 汽车在高温条件下的使用	63
第六节 底盘结构因素对制动性能的影响	36	第五节 汽车在高原、山区条件下的使用	64
		第六节 汽车在坏路和无路条件下的 使用	65

第八章 汽车检测诊断技术概述	68	第三节 燃料经济性的计算	94
第一节 汽车检测诊断技术的发展与检测		第十一章 汽车制动性能检测	96
诊断参数	68	第一节 制动试验台	96
一、汽车检测诊断技术的发展	68	一、测力式滚筒制动试验台	96
二、检测诊断过程及参数	69	二、测力平板式制动试验台	99
第二节 汽车检测站	70	第二节 制动性能检测标准与检测结果	
一、汽车检测站的分类及职能	70	分析	100
二、汽车安全环保检测站的组成及设备	70	一、台试检验标准	100
三、汽车综合性能检测站的组成及设备	71	二、路试检验标准	101
四、汽车检测结果	72	三、检测结果分析	102
第三节 汽车检测制度与标准	74	第十二章 车速表与前照灯技术状况的	
一、《机动车运行安全技术条件》		检测	104
(GB7258—1997)	75	第一节 车速表技术状况的检测	104
二、《汽车运输业车辆技术管理规定》		一、车速表试验台	104
(交通部 1990 年第 13 号令)	75	二、车速表的检测	105
三、汽车维护过程的检测	75	三、检测标准及检测结果分析	106
四、汽车修理检验	77	第二节 前照灯技术状况的检测	106
第九章 汽车动力性检测	79	一、前照灯光学基础知识	106
第一节 汽车动力性检测方法	79	二、前照灯检测仪	107
一、汽车动力性的台试检测	79	三、前照灯检测注意事项	111
二、汽车动力性的道路试验	80	四、检测标准及检测结果分析	112
第二节 底盘测功机的结构与工作原理	81	第十三章 转向轮侧滑与车轮平衡的	
一、滚筒及飞轮装置	81	检测	113
二、加载装置	82	第一节 转向轮侧滑的检测	113
三、测量装置	83	一、侧滑量与车轮定位的关系	113
四、控制与指示装置	85	二、侧滑试验台的结构	113
五、辅助装置	85	三、侧滑量的检测	114
第三节 底盘测功机的使用	86	四、检测标准及检测结果分析	115
一、底盘测功机的一般使用方法	86	第二节 车轮平衡的检测	115
二、底盘测功机的应用和底盘传动效率	86	一、车轮平衡的概念	115
第十章 汽车燃油经济性检测	88	二、车轮平衡机	116
第一节 油耗计	88	第十四章 汽车废气与噪声的检测	120
一、玻璃量杯结构的容积式油耗传感器	88	第一节 废气的检测	120
二、行星活塞结构的容积式油耗传感器	88	一、汽车排放污染物的成分及危害	120
三、质量式油耗传感器	90	二、汽油车怠速污染物的检测	121
四、油耗传感器的连接与油路中气体的		三、柴油车自由加速烟度的检测	125
排除	90	四、我国对汽车排放污染物的控制	129
第二节 燃油消耗量的检测试验	92	第二节 噪声的检测	131
一、燃油消耗量的道路试验	92	参考文献	135
二、燃油消耗量的台架试验	93		

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所能达到的平均技术速度。汽车运输效率的高低在很大程度上取决于汽车的动力性,动力性是汽车各种性能中最基本、最重要的性能。

第一节 汽车的动力性指标

评定汽车动力性的指标主要有:

(1) 汽车的最高车速 $v_{\max}$, 单位为 km/h;

(2) 汽车的加速时间 t , 单位为 s;

(3) 汽车的最大爬坡度 $i_{\max}$, 单位为 %。

最高车速:是指汽车在水平良好的路面(混凝土或沥青)上所能达到的最高行驶速度。汽车使用说明书上都标有汽车的最高行驶速度。轿车的最高行驶速度通常都高于公路限速标志规定的行驶速度。

加速时间:汽车的加速时间表明了汽车的加速能力,常用原地起步加速时间和超车加速时间表示。

原地起步加速时间是指汽车由一挡或二挡起步,以最大的加速度,选择恰当的换挡时机,全力加速行驶至某一预定距离或达到某一预定车速所需要的时间。一般常用 $0 \rightarrow 400\text{m}$ 或 $0 \rightarrow 100\text{km/h}$ 的秒数表示汽车的原地起步加速能力。

超车加速时间是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要的时间,对超车加速时间采用较多的是从 30km/h 或 40km/h 全力加速行驶至某一高速所需的时间。超车加速能力较强的车辆在超车时与被超车辆并行的行程短,行驶较为安全。轿车应具有较好的超车加速能力。

用加速过程的速度—时间曲线能全面反映汽车的加速能力,图 1-1 为一些轿车的原地起步加速过程曲线。

最大爬坡度:最大爬坡度表示了汽车的上坡能力,是指汽车满载(或某一载质量)时在良好路面上所能爬上的最大坡度。显然,最大爬坡度是指一挡时的最大爬坡度。

道路的坡度是指坡高与坡底长之比,其值等于坡度角的正切函数值,即

$$i = \frac{h}{s} = \tan \alpha$$

图 1-2 表示了坡度 i 与坡度角 α 的换算关系。

我国《公路工程技术标准》规定,高速公路平原微丘区的最大纵坡为 3%,山岭重丘区为 5%;四级公路平原微丘区的最大纵坡为 5%,山岭重丘区为 9%。

轿车大多在良好道路上行驶,一般不强调爬坡能力;货车在各种不同道路上行驶,应具有足够的爬坡能力,一般 $i_{\max}$ 在 30%,即 16.7° 左右;越野汽车在坏路或无路条件下行驶,爬坡能力非常重要,其 $i_{\max}$ 可达到 60%,即 31° 左右。

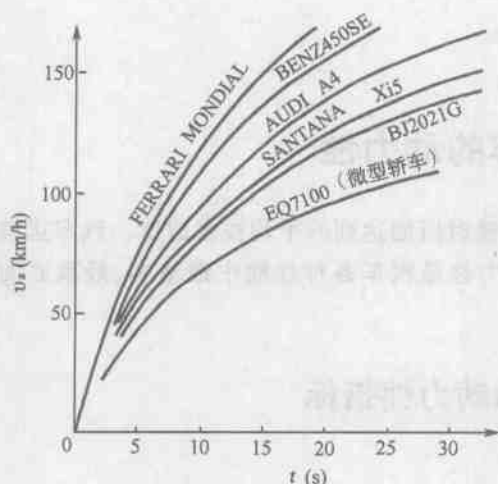


图 1-1 轿车原地起步加速过程曲线

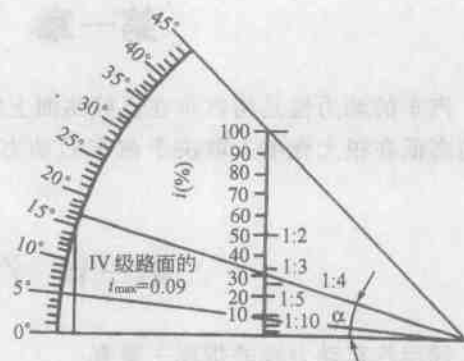


图 1-2 坡度 i 与坡度角 α 的换算关系图

汽车的爬坡能力也有用在一定的坡道上所能达到的行驶车速表示的。

第二节 汽车的驱动力与行驶阻力

一、汽车的驱动力

(一) 汽车驱动力的产生

汽车发动机输出的转矩,经传动系传至驱动车轮上,如图 1-3 所示。当发动机转速为 n (r/min)、输出的转矩 T_{iq} (N)、变速器所用挡位的传动比 i_g 、主减速器的传动比 i_o 、传动系的传动效率 η_T ,则驱动车轮上得到的转矩 T_i 为:

$$T_i = T_{iq} i_g i_o \eta_T$$

若汽车传动系统装有分动器、轮边减速器、液力传动等装置,上式中还需计入相应的传动比和传动效率。

若驱动车轮与路面间无滑转现象,则驱动车轮必然给路面一个向后的圆周力 F_o 。

$$F_o = \frac{T_i}{r}$$

上式中 r 为车轮半径,单位为 m。

根据作用力与反作用力定律,路面将产生一个向前的反力 F_t 。 F_t 与 F_o 为一对作用力与反作用力,其大小相等、方向相反,分别作用在车轮和路面上。显然:

$$F_t = F_o = \frac{T_i}{r} = \frac{T_{iq} i_g i_o \eta_T}{r}$$

F_t 称为汽车的驱动力,用以克服汽车行驶的阻力,驱动汽车行驶。

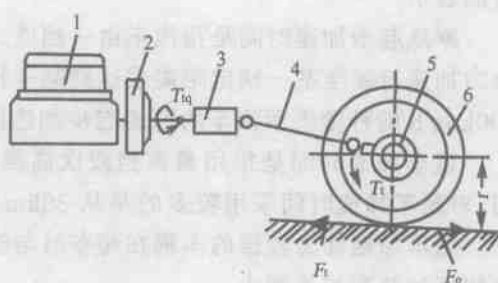


图 1-3 汽车传动系统示意图

1-发动机;2-离合器;3-变速器;4-万向传动机构;
5-主减速器;6-驱动轮

从上述公式中可以看出,影响汽车驱动力的因素主要有:发动机输出转矩、传动系变速器和主减速器等的传动比、传动效率和车轮半径。

1. 发动机输出转矩 T_{tq}

发动机速度特性曲线反映了发动机有效功率、发动机输出转矩与发动机转速的关系。图1-4为某汽油发动机的速度特性曲线,曲线上的百分数表示了节气门的开度。节气门开度为100%的速度特性又称为发动机外特性,其他节气门开度时的速度特性称为发动机部分负荷速度特性。从图中可以看出,当节气门开度一定时,随着发动机转速的升高,发动机有效功率相应增大,但增加到某一数值时,有效功率反而会下降;节气门开度一定时,发动机输出转矩随发动机转速的升高呈下降趋势,在某一转速时,输出转矩最高。与汽油机相比,柴油机速度特性中的输出转矩曲线较为平坦。

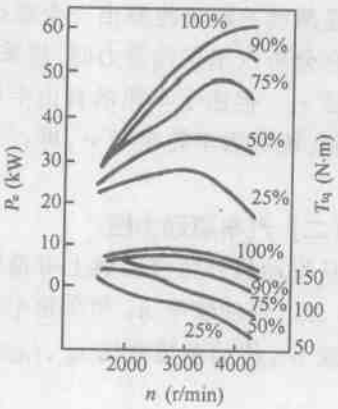


图 1-4 汽油发动机速度特性曲线

2. 传动系的传动比 i_o 、 i_g

车轮的驱动力与传动系传动比成正比。主减速器传动比 i_o 、变速器传动比 i_g 越大,相应地车轮驱动力越大。主减速器传动比 i_o 考虑了汽车的动力性、经济性等综合因素,使用中一般不能改变。变速器倒挡、低速挡的传动比 i_g 较大,在这些挡位可以获得较高的驱动力,但最高行驶速度较低。

3. 传动效率 η_T

发动机输出功率 P_e 经传动系传至驱动车轮的过程中,消耗在各部件中的功率 P_m 称为机械损失功率。传动系传动效率可通过机械损失功率计算出来:

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

传动系机械损失可分为摩擦损失和液力损失两部分。摩擦损失是指齿轮传动副、轴承、油封、万向节等处的摩擦阻力所造成的损失,与齿轮、轴承的加工及安装精度、润滑条件、传递转矩、转速等有关;液力损失是指变速器、主减速器内部润滑油的搅动引起的功率损失,与润滑油品种、温度、油面高度及旋转零件的转速等有关。

汽车在直接挡运行时,相互啮合的齿轮没有传递转矩,传动效率较低;在同一挡位,转矩增加,润滑油搅油损失所占比例减少,传动效率较高。

传动效率与车辆的维修工艺有关。技术状况良好的车辆其传动效率较高。新车的传动效率并不是最高,只有经走合后,各部分配合状况良好,润滑良好,传动效率才能达到最高值。

表 1-1 为汽车传动系的传动效率。

表 1-1 汽车传动系的传动效率

汽车类型		传动效率 η_T
轿车		0.90~0.92
载货汽车和公共汽车	单级主减速器	0.90
	双级主减速器	0.84
4×4 越野汽车		0.85
6×4 载货汽车		0.80

4. 车轮半径

车轮处于无负荷时的半径称为车轮的自由半径 r ；当汽车静止时，只有垂直负荷作用于车轮上，此时从车轮中心到地面的距离称为车轮的静力半径 r_s ；如果以车轮转动的圈数与实际车轮滚动的距离换算出一个理想圆的半径，称为车轮的滚动半径 r_r 。

在分析汽车车轮受力时，应采用静力半径 r_s ，而在计算汽车行驶速度、距离时，应该用滚动半径 r_r 。但由于车轮的自由半径 r 、静力半径 r_s 、滚动半径 r_r 相差不大，一般不考虑它们的差别，统称为车轮半径 r ，即：

$$r_s \approx r_r \approx r$$

(二) 汽车驱动力图

从发动机外特性曲线上可得知某一转速 n 时发动机的输出转矩 T_{eq} ，再根据传动系传动比 i_g 、 i_o 、传动效率 η_T 和车轮半径 r ，可计算出该转速下驱动轮上的驱动力 F_t ；又根据发动机转速 n ，传动系传动比 i_g 、 i_o ，车轮半径 r ，按下式可计算出汽车行驶速度 v_a 。

$$v_a = 0.377 \frac{rn}{i_g i_o}$$

式中 v_a ——汽车行驶速度 (km/h)；

r ——车轮半径 (m)；

n ——发动机转速 (r/min)；

i_g ——变速器传动比；

i_o ——主减速器传动比。

根据上述驱动车轮上的驱动力 F_t 与汽车行驶速度 v_a ，可画出汽车的驱动力图。

图 1-5 为某型载货汽车各挡位的驱动力图。

驱动力图中的驱动力是根据发动机外特性计算出来的，因此它表示了汽车各挡位在一定车速下的最大驱动力。实际行驶中，汽车多处于部分负荷速度特性下工作，相应地驱动力要小一些。

二、汽车的行驶阻力

汽车行驶时，必须克服滚动阻力 F_f 、空气阻力 F_w 、坡度阻力 F_i 和加速阻力 F_j ，即汽车行驶的总阻力为：

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

上述各阻力中，滚动阻力和空气阻力在任何行驶条件下均存在，坡度阻力和加速阻力仅在一定的行驶条件下存在。汽车上坡行驶时，存在其重力沿坡道方向的分力，即坡度阻力；汽车加速行驶时，存在其质量加速运动的惯性力，即加速阻力。

1. 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，相应的轮胎与支撑路面会产生变形。当弹性轮胎在硬路面（如混凝土路面、沥青路面）上滚动时，轮胎的变形是主要变形，这使轮胎的胎面、缓冲层、帘布层等各组成部分相互摩擦，以及轮胎的橡胶、

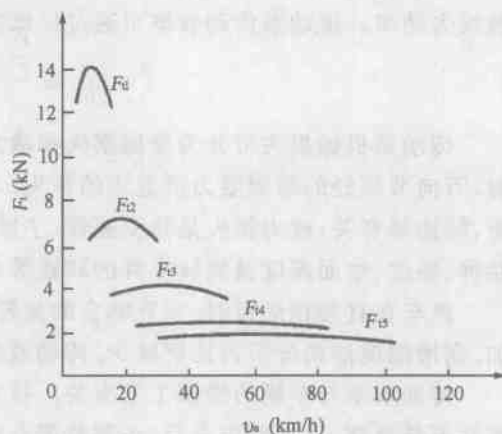


图 1-5 某型汽车的驱动力图

帘线等物质的分子间摩擦,引起轮胎发热,构成了轮胎的滚动阻力;而当车轮在松软的土路上滚动时,支撑路面发生塑性变形,消耗在路面上的这部分能量也是轮胎的滚动阻力。

下面以弹性轮胎在硬路面上滚动的情况分析从动车轮的滚动阻力。

如图 1-6 (a) 所示,当车轮放置在路面上静止不滚动时,车轮对路面的压力 W 沿铅垂方向向下,而路面对车轮的反作用力垂直于支撑面向上,前后对称分布,其合力 F_z 与 W 大小相等,且作用在同一条直线上;又如如图 1-6 (b) 所示,当车轮滚动时,由于轮胎的弹性作用,路面对车轮的反作用力前后不再对称,接触面的前部反作用力增加,后部则减小,垂直反作用力的合力 F_z 向前移动了一段距离 a ,此时车轮上产生了滚动阻力偶矩 $T_f = F_z \cdot a$ 。

如图 1-7 所示,欲使从动车轮在硬路面上等速滚动,必须在车轮中心加以推力 F_{pl} ,它与地面切向反作用力 F_{x1} 构成了一力偶矩来克服上述的滚动阻力偶矩。显然:

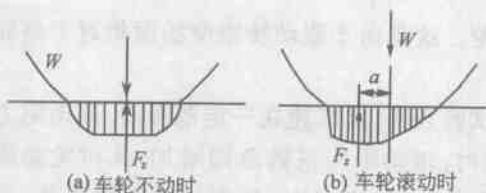


图 1-6 路面对车轮反作用力的分布

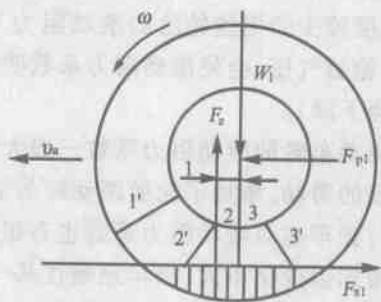


图 1-7 从动车轮在硬路面上滚动时受力情况图

$$F_{pl} \cdot r = T_f$$

故

$$F_{pl} = \frac{T_f}{r} = F_z \cdot \frac{a}{r}$$

令 $f = \frac{a}{r}$, 又因 $F_z = W$, 则:

$$f = \frac{F_{pl}}{W} \quad \text{或} \quad F_{pl} = W \cdot f$$

式中, f 称为滚动阻力系数。

由上述公式可知,滚动阻力系数是车轮在一定条件下滚动时所需推力与车轮负荷之比,即单位车重所需之推力。因此在分析汽车行驶过程时,只需要知道滚动阻力系数 f 即可求得车轮的滚动阻力,而不必具体分析车轮滚动时所受的阻力偶矩(当然,滚动阻力只是一个数值,无法在受力图上画出来)。

滚动阻力系数可由试验确定,轮胎的结构、材质、充气压力、路面情况和行驶车速等均会影响滚动阻力系数。表 1-2 所示为汽车在不同路面上行驶时的滚动阻力系数。

①汽车在凹凸不平的路面行驶时,悬架及减振系统不断压缩和伸张,其消耗的能量转化为热能而散失;在松软的路面上(如土路、草地、沙土、雪地等)行驶时,车轮压缩、移动路面而形成车辙,以及车轮与车辙的摩擦同样消耗了部分能量;在积水路面上,轮胎要排挤水层,要克服排水阻力。这些能量消耗,相当于增加了车轮的滚动阻力,因此在这些不良路面上行驶时滚动阻力系数较高。

表 1-2 汽车在不同路面上行驶时的滚动阻力系数

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

②轮胎的结构、材质和充气压力等对滚动阻力系数有明显的影响。试验表明，子午线轮胎的滚动阻力系数小于斜交胎；扁平断面轮胎的滚动阻力系数小于普通轮胎；载荷与尺寸相同时，帘线层较少的钢丝轮胎的滚动阻力系数小于帘线层较多的纤维帘线轮胎；在硬路面行驶时，降低轮胎气压，会使滚动阻力系数明显增加（但在松软路面上，适当降低轮胎气压，滚动阻力系数会下降）。

③驱动车轮的滚动阻力系数一般大于从动车轮。这是由于驱动转矩使胎面相对于路面有一定程度的滑动，增加了轮胎滚动时的能量消耗。

④行驶车速对滚动阻力系数也有很大影响。试验表明，当车速在一定范围内，滚动阻力系数逐渐增加但变化不大，当车速超过某一临界车速时，滚动阻力系数急剧增加，此时轮胎周缘不再是圆形而呈明显的波浪形，轮胎温度也迅速升高到 100℃ 以上，胎面与帘布层脱落，很快出现爆胎现象，这对高速行驶的车辆是非常危险的。轮胎胎侧上通常用不同的字母表示轮胎的速度等级。

2. 空气阻力

汽车直线行驶时受到的空气作用力在行驶方向上的分力称为空气阻力。空气阻力可分为压力阻力和摩擦阻力两部分。

如图 1-8 所示，汽车行驶时，车身前部要分开空气，会受到空气的挤压作用（正压），而后部会形成空气涡流区（负压），这就使汽车在行驶方向上产生了压差阻力；车身表面的凸起物（如后视镜、门把、引水槽、传动轴等）同样会引起类似的阻力；发动机冷却系、车身通风等使气流经车身内部时也会构成阻力；另外汽车行驶时车身上部和下部气流流动速度不同而引起的空气升力在水平方向的分力都属于压力阻力。



图 1-8 汽车行驶时空气流示意图

摩擦阻力是空气对汽车表面的摩擦作用而造成的阻力。在紧贴车辆表面的空气层，气流与汽车速度相同，其相对于汽车的流动速度为零；而离开车辆表面的向外各层气流速度逐渐下降，其相对于汽车的速度逐渐增加，形成气流速度阶梯。由于空气粘滞性的影响，车辆表面与

空气之间存在着摩擦,相邻空气层之间也存在着摩擦,因而产生了空气摩擦阻力。较长的车辆(如大客车)其车身空气阻力就较大。

在无风的条件下,汽车空气阻力可用下式表示:

$$F_w = \frac{C_D A v_a^2}{21.15}$$

式中 F_w ——空气阻力 (N);

C_D ——空气阻力系数;

A ——汽车的迎风面积 (m^2);

v_a ——汽车的行驶速度 (m/s)。

从上式中可以看出,空气阻力与汽车行驶速度的平方成正比,车速对空气阻力值影响很大。汽车行驶速度增加,空气阻力显著增加。图 1-9 所示为轿车和载货汽车滚动阻力与空气阻力随车速变化的曲线,当车速达到 90km/h 时,大型载货汽车的空气阻力大约与滚动阻力相等,轿车的空气阻力几乎是滚动阻力的 2 倍。

空气阻力与汽车的空气阻力系数 C_D 及迎风面积 A 成正比, A 受车辆使用和乘坐空间的限制不能进一步减小,降低空气阻力的主要措施是降低 C_D 值。空气阻力系数 C_D 表示了车身流线型的好坏,从理论上讲,流线型最好的车辆外形大约与靠近壁面的下落水滴的形状相似。低 C_D 轿车的车身应具有以下特点:

①车身整体的水平投影应为腰鼓形,前端呈半圆形,后端应稍微收缩。

②车身前部,发动机盖应下倾。面与面交接处的棱角应呈圆柱状。挡风玻璃应尽可能呈“躺平”状且与车顶圆滑过渡。后视镜等凸出物的形状应具有流线型。侧窗应与车身平齐。车轮盖应与轮胎平齐。

③车身后部最好采用呈圆弧状的斜背式结构。若为折背式,则行李箱盖板至地面的距离应较高,行李箱长度应短些,后部应有鸭尾式结构。

④车身底部应有较平整的结构,最好有平滑的盖板盖住底部,且盖板应前、后稍稍上翘。

另外,发动机冷却系统和空调外部循环系统应有合理的设计。

图 1-10 为低 C_D 型车身的一些特点。

对载货汽车和半挂车牵引车常采用在驾驶室上部装用导流板等装置,以减少空气阻力,如图 1-11 所示。

表 1-3 为部分车型的空气阻力系数与迎风面积。

3. 坡度阻力

如图 1-12 所示,汽车上坡行驶时,重力沿坡道方向的分力表现为坡度阻力。当坡度角为 α 时,根据受力分析,坡度阻力 F_i 为:

$$F_i = G \sin \alpha$$

式中 G ——汽车的重力, $G = mg$;

其中 g ——重力加速度, $g = 9.8m/s^2$ 。

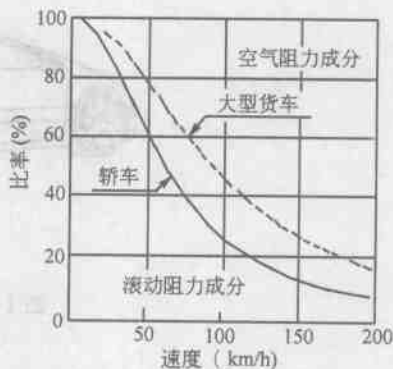


图 1-9 滚动阻力与空气阻力
随车速变化的曲线

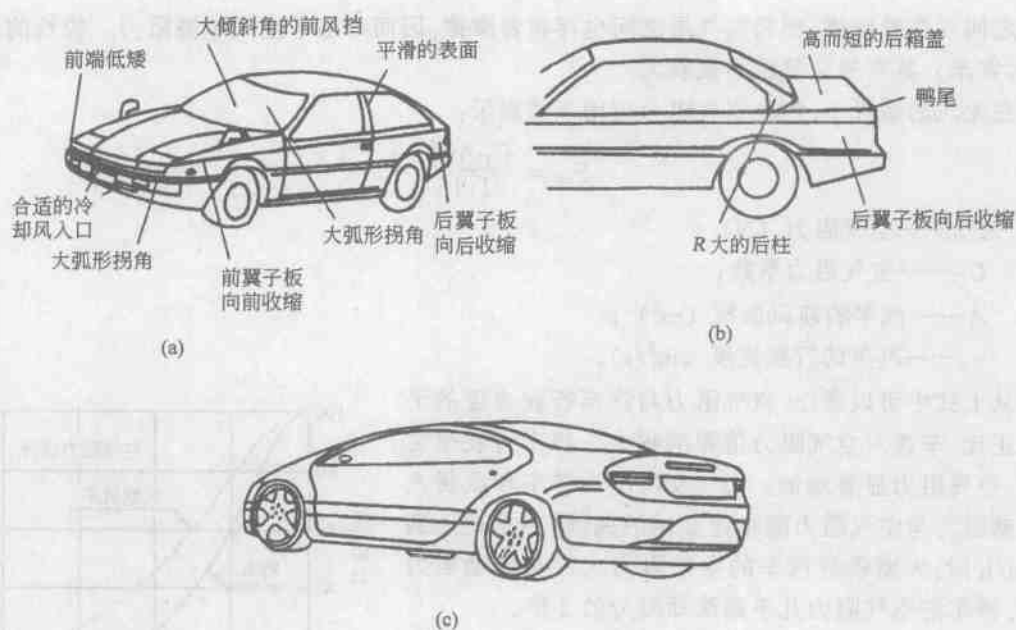


图 1-10 低 C_D 型车身的一些特点

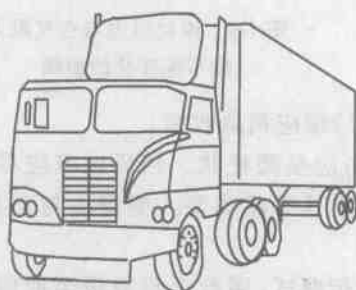


图 1-11 货车、半挂车在驾驶室上部装有导流板

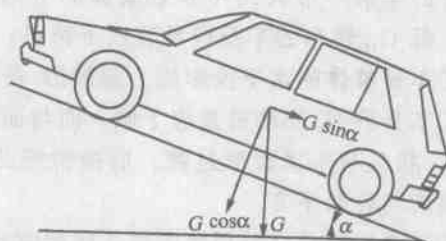


图 1-12 汽车的坡度阻力

表 1-3 部分车型的空气阻力系数与迎风面积

车 型	迎风面积 A (m^2)	空气阻力系数 C_D	$C_D A$ (m^2)	备 注
典型轿车	1.7~2.1	0.30~0.41		
货车	3~7	0.6~1.0		
客车	4~7	0.5~0.8		
ЗНА130				模型试验
空车	4	0.941	3.764	
载货用篷布盖好	4.65	0.816	3.794	
后面装有厢式车厢	5.8	0.564	3.271	
油罐车	4	0.716	2.864	

续表

车 型	迎风面积 A (m^2)	空气阻力系数 C_D	$C_D A$ (m^2)	备 注
BMW753 i	2.11	0.33	0.696	"MotorFan" 滑行试验, 设 f 为常数求得
Audi 100	2.05	0.30	0.615	
Honda Accord Ex2.0i-16	1.70	0.33	0.561	
Lexus LS400	2.06	0.32	0.659	
Mercedes 300SE/500SE	2.10	0.34	0.714	
Santana X15	1.89	0.425	0.803	

一般道路的坡度角较小 ($\alpha < 10^\circ \sim 15^\circ$), 此时:

$$\sin \alpha \approx \tan \alpha = i$$

故

$$F_i = G \sin \alpha \approx G \tan \alpha = G i$$

从图 1-12 可知, 汽车在上坡时垂直于路面的汽车重力分力为 $G \cos \alpha$, 因而上坡时汽车的道路阻力为 $G f \cos \alpha$ 。当坡度角 α 较小时, $\cos \alpha \approx 1$, 则 $G f \cos \alpha \approx G f$ 。

由于坡度阻力与滚动阻力都与道路有关, 而且均与汽车的重力 G 成正比, 所以常把这两种阻力合在一起称为道路阻力, 以 F_ψ 表示:

$$F_\psi = F_f + F_i = G f \cos \alpha + G \sin \alpha$$

当 α 较小时,

$$F_\psi \approx G_f + G_i = G(f + i)$$

令 $\phi = f + i$, ϕ 为道路阻力系数, 则

$$F_\psi = G \phi$$

4. 加速阻力

汽车加速行驶时, 须克服加速运动的惯性力, 这就是加速阻力 F_j 。加速运动的惯性力是由于汽车质量引起的, 可分为平移质量产生的惯性力和旋转质量产生的惯性力偶矩两部分。

汽车加速运动时, 平移质量产生的惯性力, 即平移加速阻力为:

$$F_{jt} = m \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{G}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

式中 m ——汽车的质量 (kg);

G ——汽车的重力, $G = mg$ (N);

g ——重力加速度, $g = 9.8 \text{ m/s}^2$;

$\frac{dv}{dt}$ ——汽车平移运动的加速度 (m/s^2)。

汽车加速行驶时, 车上全部旋转部件 (包括曲轴、飞轮、离合器总成、变速器各轴、传动轴、半轴和车轮等) 也会相应地加速旋转, 产生了旋转质量的惯性力偶矩。旋转质量的惯性力偶矩与旋转部件的转动惯量和角加速度有关。为便于计算, 常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 作为换算系数, 此时汽车加速行驶时的加速阻力为:

$$F_j = \delta m \frac{dv}{dt} = \delta \frac{G}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

式中 m ——汽车的质量 (kg);

G ——汽车的重力, $G = mg$ (N) ;

g ——重力加速度, $g = 9.8\text{m/s}^2$;

$\frac{dv}{dt}$ ——汽车平移运动的加速度 (m/s^2) ;

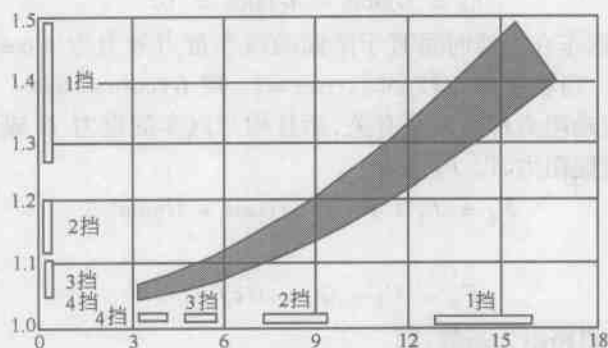
δ ——汽车旋转质量换算系数 ($\delta > 1$)。

δ 与汽车旋转部件的转动惯量及传动系的传动比有关。当车辆满载时, δ 可按下面的经验公式计算:

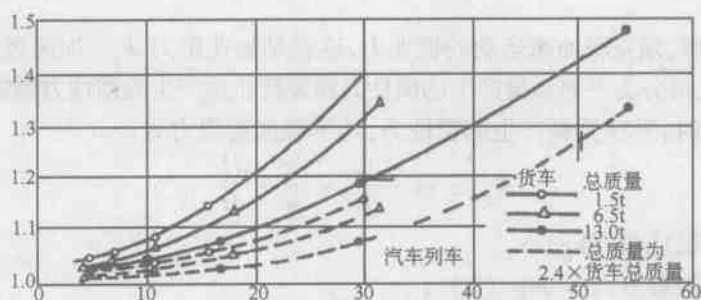
$$\delta = 1 + \delta_1 i_g^2 + \delta_2$$

式中, i_g 为变速器的传动比, δ_1 、 δ_2 为考虑了飞轮、离合器和全部车轮等部件旋转惯性影响的两个系数。对于轿车 $\delta_1 = 0.05 \sim 0.07$, 对于载货汽车 $\delta_1 = 0.04 \sim 0.05$; δ_2 均取 $0.03 \sim 0.05$ 。

在进行汽车动力性的估算时, 也可根据图 1-13 所示, 根据汽车传动系总传动比 $i_{g i_0}$ 的数值大致确定出 δ 值。



(a) 轿车旋转质量换算系数 δ 与传动系总传动比 $i_{g i_0}$ 的关系



(b) 货车旋转质量换算系数 δ 与传动系总传动比 $i_{g i_0}$ 的关系

图 1-13 汽车旋转质量换算系数

三、汽车驱动力与行驶阻力的平衡

(一) 汽车行驶方程式

汽车行驶时, 驱动力和行驶阻力总是互相平衡的, 即:

$$F_t = F_f + F_i + F_w + F_j$$

也可以写成:

$$\frac{T_{i0} i_g \eta_t}{r} = Gf \cos \alpha + G \sin \alpha + \frac{C_D A v_a^2}{21.25} + \delta \frac{G}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

当坡度角较小时, 上式可简化为:

$$\frac{T_{i0} i_g \eta_t}{r} = Gf + Gi + \frac{C_D A v_a^2}{21.25} + \delta m \frac{dv}{dt}$$

上式称为汽车行驶方程式, 它表示了汽车在无风天气、正常道路上行驶时驱动力与行驶阻力的数量关系。当汽车上坡行驶时, 其坡道阻力为正, 下坡行驶时其值为负, 变成了坡道助力; 同样当汽车加速行驶时, 加速阻力为正, 而减速行驶时, 加速阻力又变成了负值。当发动机特性、变速器传动比、主减速器传动比、传动效率、车轮半径、空气阻力系数、汽车迎风面积及汽车质量等初步确定后, 可以利用此式分析汽车在良好的水泥或沥青路面上的行驶能力, 即可确定汽车在节气门全开时可能达到的最高车速、加速能力和爬坡能力。

(二) 驱动力平衡图

在图 1-5 汽车驱动力图上, 画出汽车行驶滚动阻力与空气阻力之和 $F_f + F_w$ 的曲线, 可得到汽车的驱动力平衡图。

图 1-14 为某型汽车的驱动力-行驶阻力平衡图, 图中 F_{d1} 、 F_{d2} 、 F_{d3} 、 F_{d4} 、 F_{d5} 五条曲线分别表示了汽车在一至五挡、不同车速行驶时的驱动力, 此时汽车的节气门开度或供油拉杆位置处于最大 (即发动机机外特性); 曲线 $F_f + F_w$ 为滚动阻力与空气阻力叠加后的曲线, 该曲线表示了汽车等速行驶的总阻力, 也表示了汽车在良好、平直的水泥或沥青路面上, 以不同的速度等速行驶所需要的驱动力。在各挡驱动力曲线与等速行驶总阻力曲线之间的垂直距离, 表示了汽车的剩余驱动力, 它可以用来使汽车加速或上坡行驶。

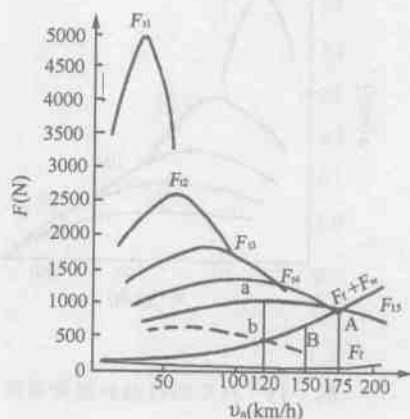


图 1-14 汽车驱动力-行驶阻力平衡图

(1) 在驱动力平衡图上可以确定汽车的最高车速 $v_{\max}$

如图 1-14 所示, 当汽车在良好、平直的水泥或沥青路面上以五挡、119km/h 的速度行驶时, 把加速踏板踩到底, 在 F_{d5} 和 $F_f + F_w$ 之间有剩余驱动力 ab 段, 汽车在剩余驱动力的作用下加速行驶直至达到 F_{d5} 与 $F_f + F_w$ 之交点 A 时, 速度才稳定下来, 此时交点 A 所对应的车速 175km/h 即为该车的最高行驶速度 $v_{\max}$ (坡度阻力为零, 加速阻力为零)。超出 A 点以上, 由于 $F_f + F_w$ 的阻力曲线已高于 F_{d5} 曲线, 汽车再无法以更高的车速行驶。

当然, 最高车速 $v_{\max}$ 受发动机转速 $n_{\max}$ 的限制, 如果加速过程达到了发动机的最高转速 $n_{\max}$ (图中 B 点), 则 F_{d5} 与 $F_f + F_w$ 无交点, 此时汽车的最高车速为 $v_{an} = 150\text{km/h}$ 。从图中还可以看出, 在同样的行驶条件下, 要使汽车低于最高车速行驶 (如五挡、120km/h), 驾驶员可以减小加速踏板开度, 使发动机在部分负荷速度特性下工作, 相应地得到虚线所示的驱动力曲线, 这时汽车的驱动力与行驶阻力将达到新的平衡。

(2) 在驱动力平衡图上也可以确定汽车的加速能力

汽车的加速能力通常用加速度 j 或加速时间 t 表示。在图 1-14 中, 当汽车在良好、平直的水泥或沥青路面上以五挡、120km/h 的速度行驶时, 把加速踏板踩到底, 在 F_{d5} 和 $F_f + F_w$ 之间