



科学学校教学用书

GAODENG
ZHUANKE
XUEXIAO
JIAOXUE
YONGSHU

汽车理论

冶金工业出版社

高等专科学校教学用书

汽车理论

武汉冶金建筑专科学校 吴克棋 主编

冶金工业出版社

(京)新登字036号

高等专科学校教学用书

汽车理论

武汉冶金建筑专科学校 吴克棋 主编

*

冶金工业出版社出版

(北京北河沿大街嵩祝院北巷39号)

新华书店总店科技发行所发行

冶金工业出版社印刷厂印刷

*

787×1092 1/16 印张 11 字数 256 千字

1991年11月第一版 1991年11月第一次印刷

印数 00,001~2,000册

ISBN 7-5024-0897-5

U·1 (课) 定价2.90元

前 言

本书是根据三年制专科汽车运用工程专业“汽车理论”课程教学大纲编写的。它可作为大专汽车运用工程专业“汽车理论”课程的教材，也可供有关的工程技术人员参考。

根据教学大纲规定，汽车理论是研究与汽车运动有密切关系的汽车使用性能的科学，其主要内容包括：动力性、燃料经济性、制动性、操纵稳定性、通过性及舒适性等。通过以上内容的讨论，使读者对汽车主要使用性能有比较全面的了解，初步掌握分析汽车主要使用性能的能力，对汽车运动的基本形式和规律有一定认识，为合理运用与维修汽车打下较扎实的理论基础；在实验技能方面也能得到初步的训练。

本书注重理论与实际相结合，力图在一般原理的基础上分析影响汽车主要使用性能的各种因素，并讨论汽车在使用中具有实际意义的问题，同时还较详细地介绍汽车主要使用性能的试验方法及国家有关的新试验标准与法规。本书取材较新，努力反映现代新的研究成果，叙述力求简明易懂。各章后列有思考题与作业题。

本书第一章第一、二、三、四、五、六、八、九节及第四章由武汉冶金建筑专科学校管永泉编写，第一章第七节及第二、三、五、六、七章由吴克棋编写，由吴克棋任主编。本书在编写过程中，得到了果继辉、郑安文两同志的帮助。长沙交通学院周大觉副教授、湖北汽车工业学院伍德荣副教授、武汉水利电力学院周光复副教授、武汉水运工程学院龚齐清副教授，他们对本书进行了详细审阅，并提出了许多宝贵意见，编者在此表示衷心的感谢。

由于我们的水平有限，时间仓促，书中难免有错漏之处，诚恳地欢迎使用本书的师生及广大读者批评指正。

编 者

1991年2月

目 录

第一章 汽车的动力性	1
第一节 汽车的驱动力.....	1
第二节 汽车的行驶阻力.....	5
第三节 汽车行驶方程式与汽车行驶条件.....	15
第四节 汽车的驱动力-行驶阻力平衡图.....	18
第五节 汽车动力特性.....	21
第六节 汽车的功率平衡.....	23
第七节 装有液力变矩器汽车的动力性.....	27
第八节 影响汽车动力性的主要因素.....	33
第九节 汽车动力性试验.....	37
第二章 汽车的燃料经济性	44
第一节 汽车的燃料经济特性.....	44
第二节 影响汽车燃料经济性的因素.....	47
第三节 装有液力变矩器汽车的燃料经济性计算.....	54
第四节 汽车燃料经济性试验.....	55
第三章 发动机主要性能指标及传动系传动比的选择	58
第一节 发动机主要性能指标的选择.....	58
第二节 最小传动比的确定.....	60
第三节 最大传动比的确定.....	62
第四节 传动系档数与各档传动比的确定.....	63
第四章 汽车制动性	67
第一节 汽车的制动过程.....	67
第二节 汽车制动性的评价指标.....	71
第三节 影响汽车制动性的主要因素.....	78
第四节 汽车制动性试验.....	87
第五章 汽车的操纵稳定性	90
第一节 汽车的横向行驶稳定性.....	90
第二节 汽车抵抗甩动的行驶稳定性.....	91
第三节 汽车转向动力学与运动学.....	93
第四节 轮胎的侧偏特性.....	96
第五节 汽车的操纵特性.....	98
第六节 汽车转向轮的振动.....	107
第七节 转向轮的稳定效应.....	111

第八节 悬架对汽车操纵稳定性影响.....	115
第九节 汽车操纵稳定性试验.....	117
第六章 汽车通过性.....	125
第一节 汽车地面通过性的评价指标.....	125
第二节 汽车通过性的几何参数.....	127
第三节 影响汽车通过性的因素.....	130
第四节 多轴驱动汽车的功率循环.....	135
第五节 汽车通过性试验.....	138
第七章 汽车的舒适性.....	140
第一节 汽车平顺性.....	140
第二节 汽车噪声.....	157
主要参考文献.....	167

第一章 汽车的动力性

汽车作为一种高效率、高机动性的运输工具，广泛应用于国民经济的各部门。汽车运输的高效率是由其在各种使用条件下的平均速度来体现的。影响汽车行驶平均速度的最重要、最基本的汽车使用性能是汽车的动力性。汽车动力性是指汽车以最大可能的平均速度运送货物或乘客的能力。汽车动力性是汽车各种使用性能中最重要、最基本的性能。

评价汽车动力性的主要指标为：

- (1) 汽车的最高车速 $V_{r\max}$, km/h;
- (2) 汽车的加速性，包括起步加速和超车加速性。用汽车加速度 $j(\text{m/s}^2)$ 、加速时间 $t(\text{s})$ 和加速距离 $s(\text{m})$ 来评价；
- (3) 汽车的最大爬坡度 i_{\max} , %。

根据车辆用途和使用条件，不同程度地提高上述评价汽车动力性指标，就可以提高汽车行驶的平均速度，即提高汽车的动力性。

本章将从分析汽车行驶时的受力出发，研究汽车运动与地面支承能力的关系，讨论汽车行驶条件，建立汽车行驶方程式。然后用三种实用方法求解汽车的动力性主要指标。最后深入研究影响汽车动力性的主要因素，从而为提高汽车的动力性建立良好的理论基础。

第一节 汽车的驱动力

研究汽车的动力性，必须明确汽车沿行驶方向的运动规律。为此必须掌握沿汽车行驶方向作用于汽车上的各种外力。这些外力总是可以用驱动力和行驶阻力来概括的，根据力的平衡关系的规律，汽车的驱动力与其行驶阻力在汽车行驶过程中应保持平衡。汽车驱动力与行驶阻力的平衡关系式，称为汽车行驶方程式。

汽车行驶方程式为 $F_t = \Sigma F$ (1-1)

式中 F_t ——汽车的驱动力；

ΣF ——汽车行驶阻力之和。

汽车行驶方程式是研究汽车动力性的基础，本章将分别研究汽车驱动力和行驶阻力，然后把上述方程具体化。下面先研究汽车的驱动力。

汽车的动力来源于发动机，发动机产生的有效扭矩 M_e ，经汽车传动系传到驱动轮上。由于驱动轮上作用着驱动力矩 M_t ，驱动轮与地面相互作用时，对地面作用一圆周力 F_0 。(图1-1)，地面则对驱动轮作用着反作用力 F_t ，即驱动汽车行驶的外力——驱动力。如发动机发出的有效扭矩为 M_e ，变速器的传动比为 i_g ，主减速器传动比为 i_0 ，传动系的传动效率 η_T ，4×2型后轮驱动汽车作用于驱动轮上的驱动力矩为：

$$M_t = M_e i_g i_0 \eta_T$$

根据作用力与反作用力相等的原理驱动力的大小应为：

$$F_t = F_0 = \frac{M_t}{r} = \frac{M_e i_g i_0 \eta_T}{r} \quad (1-2)$$

式中 r ——车轮的半径。

驱动力 F_t 经车桥、悬架传给车架，推动汽车运动。

下面将对式 (1-2) 中发动机扭矩 M_e 、传动效率 η_T 及车轮半径 r 等作进一步讨论，最后作出汽车驱动力图。

一、发动机的速度特性

求解汽车动力性主要指标最重要的依据之一是驱动力随车速变化的数量关系。这一数量关系依赖于发动机扭矩随其转速的变化关系，即发动机速度特性。发动机速度特性分为部分特性与外特性，汽车动力性的最高性能指标取决于发动机外特性。

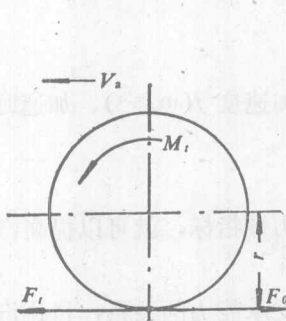


图 1-1 汽车的驱动力

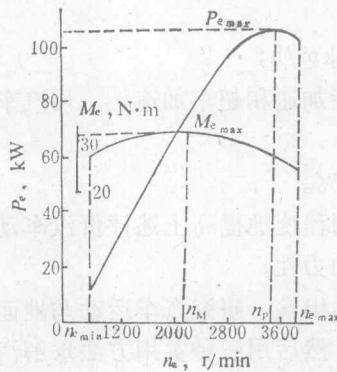


图 1-2 某汽油发动机外特性

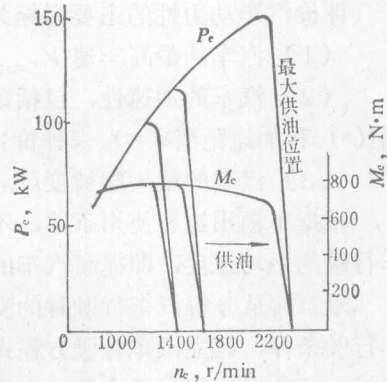


图 1-3 某柴油机外特性

图1-2为一台汽油发动机外特性曲线。 $n_{e, \min}$ 为发动机最低稳定工作转速。随发动机转速增加，发动机发出的有效功率和有效扭矩都在增加，发动机扭矩达到最大值 $M_{e, \max}$ 时相应的发动机转速为 n_M 。再增大发动机转速时，有效扭矩 M_e 有所下降，但有效功率 P_e 继续增加，一直达到最大功率 $P_{e, \max}$ ，此时发动机转速为 n_P 。继续增高发动机转速，其功率反而下降。一般汽油机的最高转速 $n_{e, \max}$ 不大于最大功率时相应转速 n_P 的10~12%。

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

$$P_e = \frac{M_e n_e}{9549} \text{ kW} \quad (1-3)$$

柴油机燃料供给系都装有调速器，图1-3为装有全程调速器某柴油机外特性曲线。

这里值得特殊说明的是制造厂提供的发动机的外特性曲线常是在试验台上不带空气滤清器、水泵、风扇、消音器、发电机等条件下测得的。如带上全部附属设备，测得的发动机外特性曲线，称为使用外特性曲线。一般使用外特性曲线上表示的功率，在发动机最高转速 $n_{e, \max}$ 时，较试验台测得的功率小10~15%；在转速为 $0.5n_{e, \max}$ 时，则小2~6%；转速再低时两者相差更小。

图1-4指出了具有相同最大功率的内燃机、燃气轮机和直流电动机的速度特性。显然，内燃机不是理想的汽车动力源，它不能满足随车速（发动机转速）降低而输出扭矩增大的要求。只好借助传动系装变速器（或变矩器）达到这一要求。作为汽车的动力，直流电动机相对于内燃机及燃气轮机是最好的。因此现代重型矿用自卸汽车早已采用柴油机发

电，直流电动机驱动的电传动型式的传动系统。

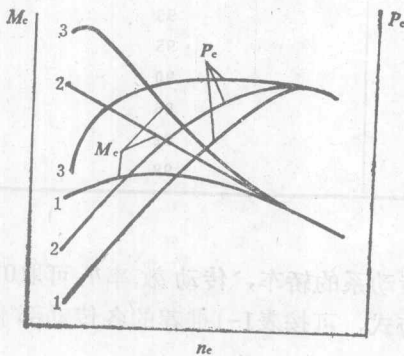


图 1-4 内燃机、燃气轮机及直流电动机外特性

1—内燃机；2—燃气轮机；3—直流电动机

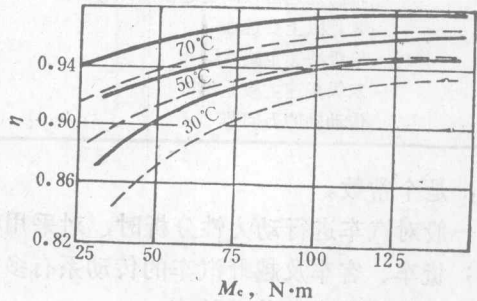


图 1-5 变速器传动效率与传递扭矩关系

——转速为1500r/min；——转速为2500r/min

二、传动系的传动效率（机械效率）

汽车行驶中，发动机发出的功率经传动系传递给驱动轮的过程中，必然消耗一部分功率。通常用传动系的传动效率（也称机械效率）来计算这一功率损失。传动系的传动效率为

$$\eta_T = \frac{P_K}{P_e} = \frac{P_e - P_T}{P_e} = 1 - \frac{P_T}{P_e} \quad (1-4)$$

式中 P_e ——发动机输出有效功率；

P_K ——驱动轮输出功率；

P_T ——传动系中功率损失。

功率 P_e 、 P_K 、 P_T 以及相应的传动效率 η_T 都可由试验测得。实验指出，具有机械式传动系的传动效率为最高，机械式传动系中以变速器和主减速器内的功率损失最大。

机械式传动系功率损失可分为机械损失和液力损失两类。机械损失是指齿轮传动副、轴与轴承、轴与油封等相互运动时的摩擦损失。机械损失与齿轮啮合对数、传递扭矩大小等有关。液力损失指传动系旋转零件搅动润滑油时，润滑油与旋转零件表面摩擦及润滑油内部摩擦等造成的功率损失。液力损失取决于润滑油的品质、温度、液面高度及齿轮等旋转件的转速等。

图1-5表示了润滑油及第一轴转速不同时，变速器传动效率与传递扭矩关系曲线。由图可见，在其他条件相同时，传动效率随传递扭矩的增大而提高，这主要是液力损失相对降低的缘故。

液力损失随传动系旋转零件转速的提高而增大，同时也随润滑油面高度及粘度增高而增大，从而使传动效率降低。

变速器处于低速档时，它的传动效率低于直接档。但这时传动系其他部件由于转速降低和传递扭矩的增大，而传动效率有所提高，所以整个传动系的传动效率几乎不变。因此，通常认为机械式传动系的传动效率，在它所传递的扭矩和它的转速在相当大的变化范

表 1-1 传动系各部件的传动效率

部 件 名 称	$\eta_T \%$
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

围内,是个常数。

一般对汽车进行动力性分析时,对采用机械式传动系的轿车,传动效率 η_T 可取0.9~0.92;货车、客车及越野汽车的传动系有多种组合方式,可按表1-1推荐的各传动部件传动效率值估算整车的传动效率。

目前,汽车上采用的液力式和电传动型式的传动系的传动效率均较机械式传动系低。

三、车轮半径

轮胎的尺寸及结构直接影响着汽车的动力性。

车轮处于无载荷作用时的半径,称为自由半径 r_0 。车轮的自由半径 r_0 可用下式计算

$$r_0 = 0.0254(d/2 + b) \text{ m}$$

式中 d ——轮辋直径, in;

b ——轮胎宽度, in。

在车重作用下,轮胎产生以径向变形为主的变形,车轮中心到地面与轮胎接触面间的距离称为静力半径 r_s 。车轮静力半径 r_s 取决于它承受的径向载荷、轮胎的径向刚度和支承面的刚度。车轮的静力半径 r_s 小于其自由半径 r_0 。车轮的静力半径可以直接测得,也可以用下式估算

$$r_s = 0.0254[d/2 + b(1 - \lambda)] \text{ m} \quad (1-5)$$

式中 λ ——轮胎的径向变形系数。

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 值可取0.10~0.16,而对于超低压拱形轮胎 λ 值可取0.2~0.3。

车轮滚动时,除承受径向载荷作用外,其上还作用着扭矩,这时车轮半径称为动力半径 r_d 。轮胎此时不仅产生径向变形,同时还产生切向变形。其切向变形取决于轮胎承受的扭矩、轮胎的切向刚度和转动时的离心惯性力等。由于轮胎的切向刚度较径向刚度大得多(一般为4~6倍),汽车正常行驶时轮胎切向变形较小,汽车在硬路面上行驶时,车轮的动力半径 r_d 可认为近似地等于静力半径 r_s 。

以车轮转动圈数 n 与车轮实际滚过距离 S 之间关系换算得出的车轮半径,称为车轮的运动半径 r_r 。

$$r_r = \frac{S}{2\pi n}$$

式中 n ——车轮转动的圈数;

S ——车轮转动 n 圈滚过的实际距离。

显然,研究汽车动力学时,应该用车轮的动力半径 r_d ;对汽车作运动学分析时,应该

用车轮的运动半径 r 。一般粗略性计算,常不计它们的差别,将其统称为车轮半径 r ,并取其值等于车轮的静力半径 r_s 。

四、汽车驱动力图

汽车驱动力 F_t 与车速 V_a 之间的函数关系曲线,即 F_t-V_a 图,称为汽车驱动力图。汽车驱动力图直观地显示变速器处于各档位时,驱动力最大值随车速变化的规律。

在发动机外特性曲线、传动系传动比、传动系传动效率、车轮半径等参数已知或确定后,才能作出汽车驱动力图,如图1-6所示。

作汽车驱动力图时,首先用式1-2,即

$$F_t = \frac{M_e \cdot i_g \cdot i_0 \cdot \eta_T}{r}$$

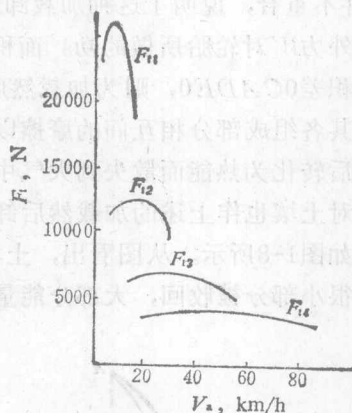


图1-6 某货车的驱动力图

根据已知条件,求出汽车变速器处于各档位,不同发动机转速时的最大驱动力 F_t 。再根据发动机转速 n_e 与车速 V_a 之间的转换关系

$$V_a = \frac{0.377 r n_e}{i_g i_0} \quad \text{km/h} \quad (1-6)$$

求出各发动机转速 n_e 和在变速器处于不同档位时的车速 V_a 。这样就可作出汽车驱动力图,即 F_t-V_a 曲线。图1-6为具有四档变速器某货车的驱动力图。

第二节 汽车的行驶阻力

汽车在水平路面上直线等速行驶时,必须克服来自地面与轮胎相互作用而产生的滚动阻力和来自车身与空气相互作用产生的空气阻力。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,直线上坡行驶时,还必须克服其重力沿坡道的分力,称上坡阻力,以符号 F_i 表示。汽车直线加速行驶时,还要克服加速阻力,以符号 F_j 表示。因此,汽车直线行驶时,其行驶阻力之和为

$$\Sigma F = F_f + F_w + F_i + F_j \quad (1-7)$$

上述汽车各种行驶阻力中,滚动阻力 F_f 和空气阻力始终作用于行驶的汽车上。上坡阻力和加速阻力仅在相应行驶条件下才存在。汽车下坡时, F_i 为负值,这时汽车重力沿路面方向的分力已不是汽车的行驶阻力,而是动力了。汽车减速行驶时,惯性作用是使汽车前进的,也不是阻力,这时 F_j 也为负值。

下面将分别研究上述四种汽车行驶阻力。

一、滚动阻力

为使研究问题简化起见,先研究车轮在水平路面上,且不受侧向力作用时的滚动情况。在这种条件下,车轮承受径向载荷滚动。轮胎与地面在接触区域内将产生法向和切向的相互作用力,以及相应的轮胎和地面的变形。无论是轮胎还是地面的这些变形都伴随着能量损失。这些能量损失是使车轮转动时产生滚动阻力的根本原因。

(一) 弹性车轮在径向加载然后卸载过程中形成的弹性迟滞损失

图1-7为9.00-20轮胎在硬支承路面上，对其进行径向加载然后卸载的过程中，径向载荷 W 与由其引起轮胎径向变形 h 的关系曲线。由图可知加载变形曲线 OCA 与卸载变形曲线 ADE 并不重合，说明了这种加载卸载不是可逆过程，存在能量损失。面积 $OCABO$ 为加载过程中外力 W 对轮胎所做的功；面积 $ADEBA$ 为卸载过程中轮胎恢复变形时所放出的功；两面积差 $OC ADEO$ ，则为加载然后卸载过程中的能量损失。此能量损失来自轮胎变形时引起其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。实际上这部分能量最后转化为热能而散失到大气中。这种能量损失，称为弹性迟滞损失。

如果对土壤也作上述的加载然后卸载的试验，同样得到法向载荷 W 与其相应变形 h 关系曲线，如图1-8所示。从图看出，土壤的变形特点接近塑性体。加载过程中，外力对其作功只有很小部分被收回，大部分能量消耗在克服土壤变形时其微粒间的机械摩擦。

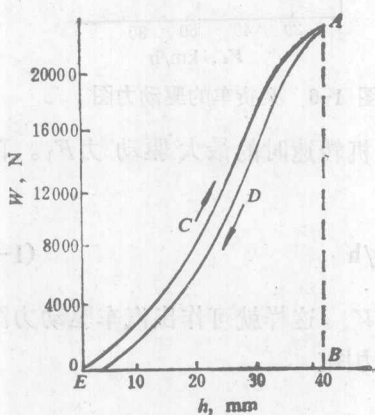


图 1-7 9.00-20轮胎的径向变形曲线

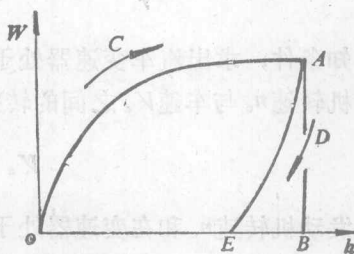


图 1-8 土壤的法向变形曲线

(二) 弹性车轮在硬路面上滚动所形成的滚动阻力偶矩 M_f

弹性车轮承受径向载荷 W 在水平硬路面上沿直线滚动，如图1-9(a)所示。在车轮上任意截取一微小弹性单元体 $2-2'$ （车轮径向方向），当其滚入接触地面 $3-3'$ 位置时，在径向载荷作用下，开始受到明显的径向压缩，相应的压缩变形当它到达车轮垂直中心线 $1-4$ 时达到最大。这样每个弹性单元体由 $1-1'$ 位置运动到 $4-4'$ 位置的受力相当于对其径向加载过程。当该弹性单元体通过车轮垂直中心线 $1-4$ 后，逐步脱离地面，恢复变形，即弹性单元体由 $4-4'$ 位置运动到 $1-1'$ 位置的过程相当于对其径向卸载过程。这样，弹性车轮承受径向载荷作用在硬路面上的滚动，可以看作是无数个微小弹性单元体依次进行径向加载然后卸载的过程。也就是说，弹性车轮承受径向力在硬路面上滚动时，存在着以弹性迟滞损失形

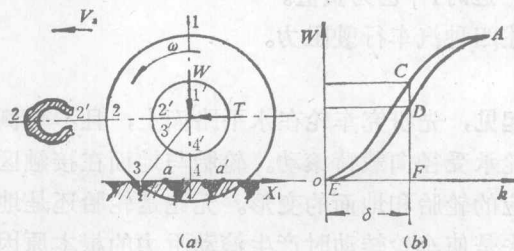


图 1-9 弹性车轮在硬路面上的滚动

式表现的能量损失。

进一步分析可知，弹性车轮在硬路面上滚动时产生的弹性迟滞损失是以阻碍车轮滚动的阻力偶矩形式表现的。当车轮受径向载荷作用但不滚动时，地面对车轮的法向反作用力是对称分布的。当该车轮滚动时，在垂直中心线1-4前后对称点 a 和 a' 处变形相同，但由于弹性迟滞现象使处于加载过程 a 点的地面法向反力大于处于卸载过程 a' 点的地面法向反力，两者差以图1-9(b)中 CD 示意。这里说明了当车轮在径向载荷作用下滚动时，由于弹性迟滞现象使地面对车轮的法向反作用力的分布并不是对称的，而是使它们的合力 Z_1 相对通过车轮中心的垂线向前移了一个距离 a （图1-10(a)），因而形成了阻碍车轮滚动的阻力偶矩 $M_{f1} = Z_1 a$ 。

(三) 等速滚动的从动轮受力分析及滚动阻力系数

根据上述说明，在水平路面等速直线滚动的汽车从动轮，其法向反力的合力 Z_1 前移了一个距离 a （图1-10(a)）。 a 值随弹性迟滞损失增大而增大。法向反力 Z_1 与车轮承受的径向载荷 W_1 大小相等，方向相反，即

$$Z_1 = -W_1$$

如将法向反力 Z_1 平移到与通过车轮中心的垂线，则从动轮在硬路面上等速直线滚动时受力如图1-10(b)所示。作用于车轮上的滚动阻力偶矩 $M_{f1} = Z_1 a$ ，它阻碍车轮滚动。要使从动轮等速直线滚动，必须在车轮中心，通过车轴加以推力 T_1 ，它与地面切向反力 X_1 构成一力偶矩来克服上述滚动阻力偶矩。由对车轮中心力矩平衡条件得

$$T_1 r = M_{f1}$$

故所应加之推力为

$$T_1 = \frac{M_{f1}}{r} = Z_1 \frac{a}{r} = W_1 \frac{a}{r}$$

若令 $f = a/r$ ，则

$$T_1 = f W_1 \quad \text{或} \quad f = T_1 / W_1$$

f 称为滚动阻力系数。根据上式，滚动阻力系数可以理解为一定条件下，车轮滚动所

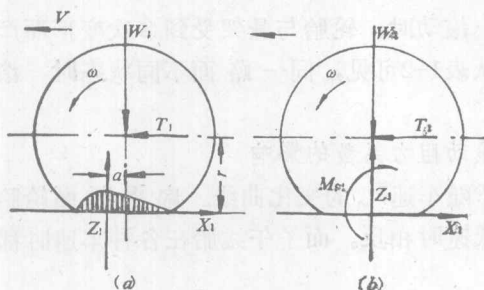


图 1-10 从动轮在硬路面上滚动时的受力情况

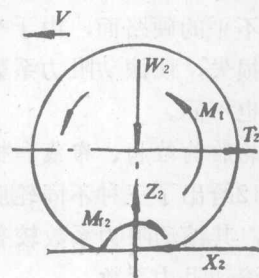


图 1-11 驱动轮在硬路面上滚动的受力图

需推力与其承受径向载荷之比 (T_1/W_1)，即要想使车轮滚动，单位车重所需的推力。试验证明，滚动阻力系数 f 不随径向载荷 W 变化，故车轮滚动阻力 F_f 可按滚动阻力系数 f 与车轮径向载荷 W 之乘积来计算，即

$$F_f = f W \quad (1-8)$$

显然

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

这样，以后分析汽车行驶阻力时，不必具体计算阻碍车轮滚动阻力偶矩，而只计算滚动阻力（滚动阻力在受力图上画不出来）。而它又等于滚动阻力系数与车轮径向载荷的乘积，这将有利于汽车动力性分析的简化。

（四）等速滚动的驱动轮受力分析

图1-11为驱动轮在硬路面上等速直线滚动时的受力图。图中 X_2 为道路对驱动轮的切向反力。 T_2 为车架通过悬架给轮轴的反推力。法向反作用力 Z_2 也由于轮胎弹性迟滞损失而使其作用点前移了一个距离 a ，即在驱动轮上同样也作用着滚动阻力偶矩 M_{f_2} 。由对车轮中心力矩平衡条件得

$$X_2 r = M_t - M_{f_2}$$

$$X_2 = \frac{M_t}{r} - \frac{M_{f_2}}{r} = F_t - F_{f_2} \quad (1-9)$$

从上式可见，真正作用在驱动轮上驱动汽车行驶的力为地面对车轮的切向反作用力，其数值等于驱动力 F_t 与驱动轮的滚动阻力 F_{f_2} 之差。所以，图1-1只是为定义驱动力而引用的。驱动力与滚动阻力一样，受力图上也是画不出来的。

（五）影响滚动阻力系数的主要因素

滚动阻力系数 f 的数值是由实验确定的。滚动阻力系数与道路路面种类及其状态、车速、轮胎结构与材料、轮胎气压等有关。

1. 路面种类及其状态对滚动阻力系数的影响

表1-2列出了车速 $V_a < 50\text{km/h}$ 时，汽车在各种路面上行驶时的车轮滚动阻力系数值。路面对滚动阻力系数的影响最大。硬路面上车轮滚动时，地面变形很小，滚动阻力主要来自轮胎变形造成的弹性迟滞损失。软路面上，车轮滚动阻力大部分来自于地面变形。地面受力变形与路面的种类、表面状况及其机械物理性能等均有密切关系。良好硬路面上滚动阻力系数很小。软路面，特别是潮湿状态其受载时塑性变形大，使车轮滚动阻力系数较大。高低不平的硬路面，由于车轮在这些路面上滚动时，轮胎与悬架受到多次变形而产生弹性迟滞损失，使滚动阻力系数也较大。同时从表1-2可见，同一路面不同状态时，滚动阻力系数也不同。

2. 轮胎的结构、帘线和橡胶的品种等对滚动阻力系数的影响

图1-12给出了三种不同轮胎滚动阻力系数 f 随车速 V_a 的变化曲线。扁平断面轮胎高速滚动时，其滚动阻力系数较普通斜交胎小，低速时相反。而子午线胎在各种车速时都具有较低的滚动阻力系数。

减少帘线层可使胎体减薄，从而减小滚动阻力系数。目前用高强力的粘胶帘布、合成纤维帘布或钢丝帘布，都可在保证轮胎强度的条件下而减少帘线层数。试验证明，车速 V_a 接近 50km/h 时，6层帘布轮胎的滚动阻力比4层的大7%。试验又指出，载荷与尺寸相同的棉帘线9.00-20轮胎和米其林C-20钢丝轮胎，在车速为 70km/h 时，钢丝帘线轮胎的滚动阻力比棉帘线的小40%。

3. 使用因素对滚动阻力系数的影响

A 汽车行驶速度对滚动阻力系数的影响

汽车行驶速度对滚动阻力系数的影响如图1-13所示。当 $V_a < 50\text{km/h}$ 时，滚动阻力系数变化不大；当 $V_a > 100\text{km/h}$ 时，滚动阻力系数随车速增大而增长较快；当车速达到某一数值时，如 $V_a = 150 \sim 200\text{km/h}$ 时，滚动阻力系数迅速增长。这时轮胎产生驻波现象，轮胎边缘不再是圆形而成波浪状。出现驻波现象后，不但滚动阻力系数显著地增加，轮胎的温度也很快增高到 100°C 以上，使轮胎帘线层脱落，甚至几分钟内就出现爆破现象。这种现象对高速行驶的车辆是一种严重的威胁。

表 1-2 不同路面上滚动阻力系数 f 的数值

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

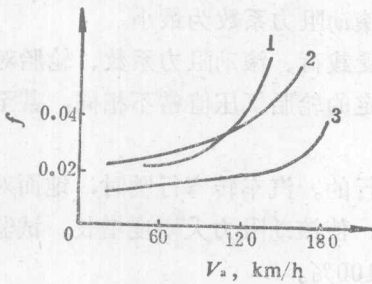


图 1-12 不同结构轮胎的滚动阻力系数

1—5.60-13-4P 普通斜交胎；2—6.45-14-4P 扁平断面斜交胎；3—175-14 子午线胎

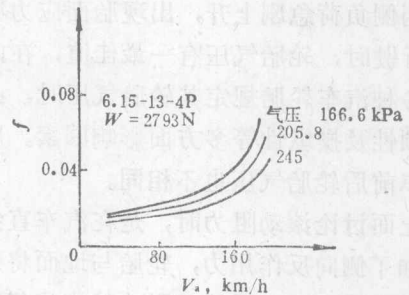


图 1-13 滚动阻力系数与车速的关系

在进行一般汽车动力性分析时，取良好硬路面的滚动阻力系数时，轿车($V_a > 50\text{km/h}$)可按

$$f = 0.0116 + 0.000142V_a$$

货车轮胎气压较高，按

$$f = 0.0076 + 0.000056V_a$$

估算滚动阻力系数。

B 轮胎气压对滚动阻力系数的影响

轮胎气压对滚动阻力系数影响也很大。轮胎气压低时，在硬路面上行驶的汽车轮胎变

形大，滚动时迟滞损失增大，滚动阻力系数大。随着轮胎气压的增大，硬路面上滚动阻力系数逐渐降低，如图1-14所示。

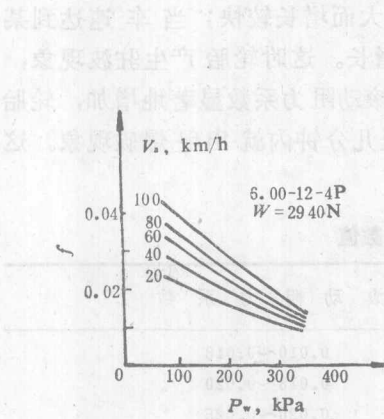


图 1-14 滚动阻力系数与轮胎气压的关系

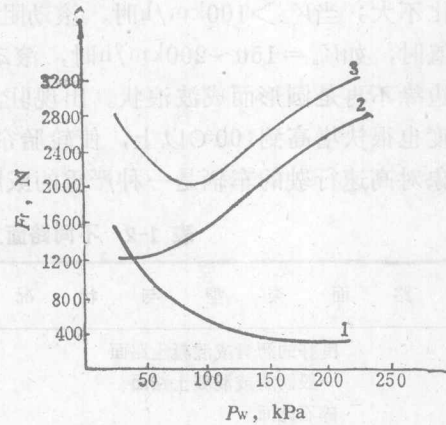


图 1-15 软路面上滚动阻力与轮胎气压的关系
1—轮胎变形形成的滚动阻力；2—土壤变形形成的滚动阻力；3—软路面上车轮滚动阻力

汽车在软路面上行驶，路面变形构成滚动阻力的主要部分。轮胎气压在一定范围内（胎压高时），随轮胎气压下降，使轮胎变形加大，使其与地面接触面积增大。即接触面单位面积压力下降，地面变形小，使滚动阻力系数减小。但当轮胎气压过分降低时，使轮胎变形太大，滚动阻力反而增大。如轮胎气压过低，胎面弯曲成 ω 形，使其中部负荷下降，两侧负荷急剧上升，出现胎面应力增大，磨损不均等。从图1-15可看出，汽车在软路面上行驶时，轮胎气压有一最佳值，在此轮胎气压时其滚动阻力系数为最小。

各种汽车轮胎规定其轮胎气压时，必须考虑轮胎承受载荷、滚动阻力系数、轮胎对汽车平顺性及操纵性等多方面影响因素。所以各种汽车规定的轮胎气压值常不相同，甚至同一汽车前后轮胎气压也不相同。

上面讨论滚动阻力时，是在汽车直线行驶条件下进行的。汽车转弯行驶时，地面对轮胎增加了侧向反作用力，轮胎与地面将产生相应的变形，使滚动阻力大幅度增长。试验证明，汽车转弯行驶时滚动阻力较直线行驶时增加约50~100%。

二、空气阻力

汽车行驶时，形成汽车与空气间相对运动。汽车直线行驶时，受到空气作用在汽车上沿其行驶方向的分力，称为空气阻力。

空气阻力由两大部分组成。一是具有粘度的空气对汽车表面的摩擦作用产生的阻力，其损耗的机械能转化为热能散失于大气；二是压力阻力。汽车行驶时，其周围气流的速度和方向随车身表面凸凹情况而变化，气流作用于车身表面的压力也随之变化，形成作用在车身后部的压力大于前部压力（见图1-16），并在车身后部等处由于边界层脱离形成旋涡（见图1-17）而损失机械能。作用在汽车外表面的法向压力的合力在其行驶方向的分力，称压力阻力。

压力阻力又可分为四部分：形状阻力、干扰阻力、内循环阻力和诱导阻力。形状阻力取决于车身的形状，是压力阻力中最大的一部分。干扰阻力是车身表面突起物，如后视

镜、门把、引水槽、悬架导向杆、驱动轴等引起的阻力。发动机冷却系、车内通风等需空气流经车体内部时构成的阻力，即为内循环阻力。诱导阻力是空气升力在水平方向上的分力。一般轿车形状阻力占58%，干扰阻力占14%，内循环阻力占12%，诱导阻力占7%，摩擦阻力占9%。所以如何改善车身的流线形状是减小空气阻力的关键。

① 一般进行汽车动力性计算时，认为空气阻力是一个完整的阻力，作用于风帆中心，以

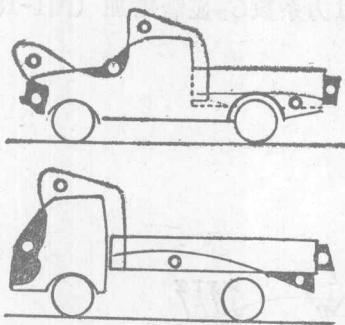
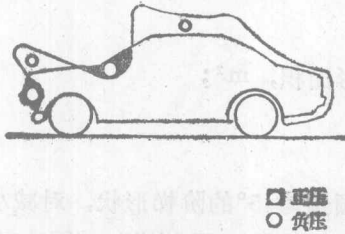


图 1-16 车身中部表面压力分布

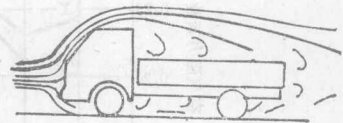
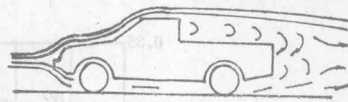
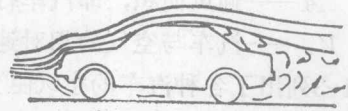









图 1-17 车身中部的空气流动

表 1-3 各种汽车的空气阻力系数 C_D 值

汽 车 类 型	空气阻力系数 C_D
 敞蓬车身	0.5~0.7
 厢式货车车身	0.5~0.6
 凹背(浮顶)式车身	0.4~0.55
 大灯, 后轮, 备胎在车身内, 无保险杠	0.3~0.4
 大灯及全部车轮在车身内, 覆盖地板	0.2~0.25
 K型(卡门教授研制, 小部分的突变)	0.23
 最优流线型设计	0.15~0.20
货车, 汽车列车	0.8~1.5
大客车	0.6~0.7
流线型大客车	0.3~0.4