

汽车强度

〔日〕汽车技术协会 编



QI CHE QIANG DU

机械工业出版社

汽车强度

〔日〕汽车技术协会 编

付嵩元 译

张荣禧 校

机械工业出版社

这是一本有关汽车结构强度和疲劳强度方面的入门书。本书对汽车强度问题的各主要方面，做了综合性、概括性的介绍，并附有一些实例。

本书可供从事汽车设计、试验、研究的工程技术人员和其它从事强度工作的人员，以及高等院校师生阅读、参考。

自動車強度資料

自動車技術会

昭和48年3月

汽车强度

〔日〕汽车技术协会 编

付嵩元 译

张荣禧 校

责任编辑 李桂群

封面设计 刘代

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南里一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第117号）

中国农业机械出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本767×1092 1/16·印张14·字数335千字

1987年8月北京第一版·1987年8月北京第一次印刷

印数0,001—3,100·定价：3.70元

统一书号：16053·6306

译者的话

作为重要交通工具之一的汽车，在我国社会主义建设中起着很重要的作用。随着我国四化建设的深入进行，将对汽车工业提出更高的要求，即要求提供更多更好的结构轻、性能好、质量高、用途广、安全可靠的汽车。因此，学习、了解、掌握国外先进的汽车科学技术，对于提高我们的设计和试验、研究的水平，有一定的意义。为此，翻译了日本“自動車強度資料”（前、后篇）一书。

本书是一本关于汽车强度设计及试验、研究的综合性资料，是由日本汽车技术委员会负责组织编写的。书中概括地介绍了汽车结构强度和疲劳强度等方面的内容，同时，对某些问题提出了一些看法。本书并附有一些实例。

通过阅读本书，可使读者对汽车强度的研究和发展有一个概括的了解。这对于从事汽车设计和试验、研究工作的科技人员，以及其它从事强度研究工作的人员无疑会有一定的帮助。当然，如果要进行更深入的研究，未免还嫌不足，尽管如此，本书仍是一本很好的入门书，不失其一定的指导作用。

考虑到汽车结构强度与疲劳强度二者是不可分的，均属于汽车强度这一整体，所以将原“自動車強度資料前、后篇”合成一册，并取名为“汽车强度”。原书第3篇“材料篇”。系日本标准，因已经过时，翻译时予以删去。对原来之目录也进行了统一的编排，在此予以说明。

在本书翻译过程中，曾得到刘树成等同志的支持与帮助；在此致以谢意。

由于水平有限，在翻译过程中难免存在错误和缺点，热忱希望广大读者给予批评指正。

译者

前 言^①

旧话，是过时的象征。相反，有时也包含着后来才想像得到的启发。第二次世界大战爆发前一年的9月12~16日，顺便访问了美国东海岸的一个有一定历史的城市，在此城市召开的第5次应用力学的会议上，以这个国际会议的倡议者之一的弗·卡鲁曼教授为首，集聚了流亡美国的铁摩辛克、英国的应用力学权威考斯威尔、德国的弗朗德等专家，会议参加者受到了宛如清教徒时代那样的对待。然而，由于没有想起这个会议的内容，所以注意了二个流行的值得注目的论文，想到了人类学问的发展和开发的干劲。

对这个国际会议没太注意，但对于我们专业的材料结构力学或更广泛领域的应用力学，却有不可忘记的论文。在其中之一上，恰好读到了自S.C.霍利斯坦于莱顿市发行了应该称作是材料力学始祖的伽利略的著作“Discorsie Dimonstrazioni Matematiche”以后，祝贺300周年纪念日的特别演讲，使我想起了当时以梁的弯曲理论等开始，对天体运动及其它的许多研究，由近代至今应用力学的发展。其实，世界的应用力学，特别是材料力学和结构力学等，没想到已有300年的历史，才迟迟的形成。在此问题上伤透了脑筋的参加者的种种表现，使我也感受到这种苦恼。

像是回答这一点似的，我读了特别讲演的另外一篇，这就是芝加哥大学从事土木工程学的哈地·克劳斯教授的题为“The Relation of Structural to Structural Engineering”的论文。是在这个会议前8年的1930年发表的。在6年前的1932年，克劳斯教授的研究刊登在美国土木工程学会(ASCE)的论文集上以后，特别出名，后来他想到了称为(弯曲)力矩分配法的弯曲力矩的逐步近似法。这个数值解法的容易程度和正确程度，可以认为在高层建筑特别多的美国，在结构计算上有了完成大量的结构计算任务的可能性。这个方法，还是在1933年秋，由MIT的纽威尔副教授，在对我国航空科技人员的讲座会上做了介绍。后来，以有萨斯威尔的英国开始，在许多国家都认识到这个方法能解各种问题，并且还进行了克劳斯教授没有想过的严密的理论证明。1949年，为纪念这样的划时代的计算方法发明后经过的25年，根据参加者出版了题为“Numerical Methods of Analysis in Engineering”的论文集。在论文集里，力矩分配法不仅对平面结构构件弯曲力矩进行了简单地计算，而且表现出对拉普拉斯方程的数值解，传热问题的解、固体内应力的决定、晶格解析及差距法上也都能应用。克劳斯力矩分配法的考虑方法和计算方法，作为举有最新实例，有广泛应用领域的数值解法风行欧洲，是ISD研究所的J.H.Argyris予以发展的。其详细内容，由本文可以知道。

这个强度资料，收录了除此以外被使用的极一般的超静定结构的各种解法，弹性体桁架、刚性节点结构(框架)的力学等，另外，还收录了汽车结构承受的循环应力及其概略计算方法(下册)、振动力学等。

在本强度资料里，有汽车技术委员会的结构强度研究委员会于1964年已开发制订了的汽车载荷计算标准和应用此标准的强度计算例。期望本强度资料能够确保汽车的安全性及汽车质量的提高。

最后，向参加编写本强度资料的各位致以谢意。

1971年3月10日 结构强度委员会 委员长 山本峰雄

① 此前言为汽车强度资料前篇之前言。——译者

前 言[⊖]

日本汽车工业的发展,倘若从技术角度来看,不妨可以说是许许多多出色地研究、创造的结果。对汽车构件结构强度的研究,也是从静载荷和结构分析开始的,而后进行了实际行驶时的动应力分析和直至破坏的一系列的试验研究。作为这些研究工作的成果,推进了结构轻、性能好、质量高的汽车的研制工作。其中大部分成果是由各汽车厂家各自单独取得的。

另外,汽车技术委员会下设的结构强度委员会,以山本峰雄委员长为中心,进行了学术的研究。作为这个委员会小委员会的程序方式疲劳试验研究委员会也开始进行了以动应力分析和疲劳强度为对象的研究。后来,研究委员会和名称变了,但实质上仍在继续进行着同一内容的一系列的试验研究。

汽车结构构件上承受的载荷,随着行驶路面、行驶速度、装载的条件、操作条件等有很大的变化,其大小也多是不固定的。另外,由于结构构件的多样化,所以对这些构件,以疲劳破坏的实际状态作为一系列的因果关系来掌握,不能不说是很困难的技术课题。

程序方式疲劳试验研究委员会,明知这些困难,但还是将其作了研究课题,对汽车使用与寿命的关系,按照到现在了解的情况予以了整理,在明确今后问题的同时,对现在这些领域里,涉及到实验、研究和设计的各方面,指出了思考问题的头绪,对今后参加这些工作的人,无疑是一个很好的入门资料。这个资料,考虑了以前的汽车工程学几乎没有解决的问题,这是基于我们认为这样做是有意义的。但是,对其内容取舍的方针,开始是打算搞成程序疲劳试验方法,可是随着后来对内容重新进行的实质研究,由于在确定试验方法上也很多样化,不能确定的东西过多,所以索性将内容改变为以实验、研究、设计用的资料为主体。

本来做这样研究的主要目的,是想将汽车工程学知识体系中还没有完成的有关结构构件动强度和寿命关系的想法,用这一册写出来,这是委员们的共同愿望。

汽车工程学和具有完整知识体系的飞机、船舶之类比较,其知识体系是不完整的,在此进行的尝试,可以说是为了使汽车技术前进而迈的一步。

本资料自开始編集以来经历了五年时间。在此期间,关于汽车的安全性,成了重要的社会要求。一方面,用安全汽车是一个象征性的问题,另一方面是称作缺陷的可靠性、耐久性的问题。这么多的问题,在知识系统上没解决的方面也是很多的。

研究是从静的领域开始的,在论述动的领域和寿命时,要求阐明冲击特性。

试想想看,这些都涉及到汽车结构,作为一个论述强度的人,当然是着眼于应该确立知识领域的范畴。

在汽车工程学如此快速发展的时期,这个资料,作为汽车强度资料下册出版,是很有意义的。

本资料是对汽车结构构件在循环载荷(应力)作用下的疲劳寿命进行推断,和对程序方式疲劳寿命试验情况下种种问题的看法加以整理讲解。可是,由于汽车构件的寿命,不只决定于单一的循环应力,而在程序化的过程中及考虑疲劳损伤时也还要很多假设,所以,叙述

⊖ 此前言为汽车强度资料后篇之前言。——译者

了对阅读本资料的各位，在运用本资料时想知道的事项。

汽车构件的寿命体系，是汽车研制和生产时的重要事项，但，另一方面，作为对现在汽车安全性的标准，对寿命体系还没有明确的看法，也就是说，对现在汽车构件的一般的寿命保证，可以说是由各生产厂家判断的。

当然可以说，汽车也和其它机械一样，不是耐永久使用的东西，所以从性能、经济观点出发，大概可考虑大致的平均寿命。

但是，所有的结构构件也没有必要无条件地保证有同样的寿命，定期的车辆检查及使用时的局部检查、保养工作，就是以保证使用过程中的安全性和保持性能为目的而进行的。

不用说，在设计车辆时，是把保证行驶安全作为最大目标设计寿命体系的。在正常的使用条件下，相信是会充分安全的，但，作为汽车的特点，使用条件的选择有赖于使用者的判断，作为设计条件来掌握是极其困难的，因而由其它运输部门给出的使用条件是很重要的因素。所以，各公司对寿命的考虑，也是基于过去已取得的成绩上，可以说由此构成了各自单独的寿命评价体系。

本资料没有特别谈及这些公司各样的想法，这些都是各公司在研制汽车品种上通过的东西，各公司有各种各样想法也是一件好事。

在此只指出各技术人员，站在各自立场上研究问题时考虑的条理，请设计人员、研究人员将此作为参考，结合各自的情况，进行具体的试验调查研究。

也就是，对特定的构件，不能指望只用这个资料就可以求其寿命。

所以，想迅速进行汽车构件的寿命评价，期望只利用这个资料的一部分，就这一点，可以认为是有意義的。

另外，如对本资料各项内容详细加以研究，那么就会明了在考虑汽车构件寿命时必须考虑的各种问题，并根据以这些问题为主的分析，可以得到论述寿命时的一个共同情况，寿命判断建立在此上面，也就容易进行了。

以前，围绕构件破坏的讨论，往往只是以一种现象为中心，这容易进行，当想到缺乏综合考虑的危险时，汽车构件寿命的限度，应该是对本资料所述各项的主要因素，分别各个进行考察后的结果。

在本资料里，应力分析例及寿命试验的具体例子，是以行走系零件为主体的，可是在其它各项上，由于包含有能广泛用于其它各零件的内容，所以，可用于多方面的研究。

最后，对编写本资料和在编辑时，做出很大贡献的各位及对本资料做了取舍的本研究委员会干事日产汽车公司小林圭二先生致以谢意。

1972年3月7日

程序方式疲劳试验研究委员会

委员长 葭原和典

目 录

第 1 章 强度	1
1.1 载荷分析	1
1.1.1 前言	1
1.1.2 载荷的测定	1
1.1.3 载荷分析的各种方法	2
1.1.4 载荷测定例	4
1.2 强度刚度试验方法	11
1.2.1 静态试验	12
1.2.2 动态试验	18
第 2 章 结构	25
2.1 超静定结构理论	25
2.1.1 超静定桁架	25
2.1.2 超静定结构解析的一般式	25
2.1.3 矩阵表示法	26
2.1.4 用数字电子计算机的计算	32
2.2 用有限元法进行结构分析	38
2.2.1 序论	38
2.2.2 平面应力的解析	38
2.2.3 板面以外的弯曲解析	40
2.2.4 整体汽车车身的解析	44
2.3 小客车的结构	48
2.3.1 概说	48
2.3.2 小客车车身结构的种类和特点	48
2.3.3 小客车车身的刚度	50
2.3.4 小客车车身的强度	51
2.3.5 车身部件的特性	53
2.4 载货汽车的结构	61
2.4.1 车架的强度刚度	61
2.4.2 车桥、弹簧的强度刚度	71
2.5 公共汽车的结构	81
2.5.1 公共汽车车身结构	81
2.5.2 无骨架后置发动机公共汽车的 强度	82
2.5.3 用电子计算机进行侧围的强度 计算	86
2.6 安全结构	88
2.6.1 汽车结构的安全性	88

2.6.2 汽车碰撞试验	95
2.6.3 汽车横翻试验	96
第 3 章 车辆的载荷和波形的分类	99
3.1 按照载荷产生的原因分类	99
3.1.1 行驶载荷	99
3.1.2 操作载荷	100
3.1.3 特殊载荷	101
3.2 按照波形性质分类	101
3.2.1 波形的观察	101
3.2.2 按照滤波分类	101
3.2.3 平方积分的谱	103
3.2.4 功率谱的计算	104
3.2.5 表示波形的指数	107
3.2.6 极值的分布	110
3.3 悬架装置构成构件上产生的载荷 波形的例子	110
第 4 章 行驶载荷的分析	129
4.1 行驶载荷的分析	129
4.1.1 货载量和乘员人数	130
4.1.2 车速	133
4.1.3 路面	130
4.1.4 操作	134
4.1.5 自然环境	134
4.1.6 偶然出现的极大载荷	135
4.2 从疲劳强度看波形处理	133
4.2.1 频次计数法的基本形式	139
4.2.2 除去无效振幅	140
4.2.3 其它的频次计数法	142
4.2.4 用数字方式进行频次分析	144
4.3 全部行驶条件下的频次图	147
4.3.1 实测区域	143
4.3.2 推断区域	149
第 5 章 寿命的推断	153
5.1 根据曼诺(Miner)线性损伤法则 的寿命判断	160
5.2 曼诺法则的修正	162
5.2.1 修正的曼诺法则	162

5.2.2 考顿—道兰方法.....	162	模拟.....	195
5.3 寿命推断的实验例.....	162	7.2.2 随机疲劳试验和程序疲劳试验	
5.3.1 试片实验例.....	162	的比较.....	201
5.3.2 小型载货汽车后桥壳的平面弯曲		第8章 对有关问题的看法.....	204
载荷试验.....	170	8.1 实际工作载荷和频次分析方面	
5.3.3 用凸凹路面在汽车上产生的应力		的问题.....	204
功率谱密度来评价疲劳强度的		8.1.1 路面.....	204
实用计算公式.....	171	8.1.2 行驶距离.....	205
5.3.4 用计算来评价随机振动疲劳.....	177	8.1.3 测量条件.....	205
第6章 试验程序的编制.....	184	8.1.4 应变或载荷的检测.....	206
6.1 程序载荷的应力级数.....	185	8.1.5 测量仪器和处理装置.....	207
6.2 程序载荷, 一个周期中的循环		8.1.6 应力频次处理方法.....	207
数 n_0	185	8.1.7 应力频次结果的考察.....	208
6.3 程序载荷的顺序.....	186	8.1.8 功率谱(P.S.D)分析处	
6.4 程序载荷试验初始应力的.....	187	理法.....	209
6.5 疲劳极限以下的载荷.....	187	8.1.9 功率谱分析结果的考察.....	209
6.6 平均载荷.....	187	8.2 试验程序编制方面的问题.....	209
6.7 快速试验法.....	188	8.2.1 试件的选择.....	209
第7章 程序疲劳试验方法.....	190	8.2.2 加载的方法.....	210
7.1 试验装置.....	190	8.2.3 变动应力的程序.....	210
7.1.1 旋转弯曲疲劳试验机.....	190	8.3 关于疲劳寿命值和可信度预测方	
7.1.2 机械式疲劳试验机.....	191	面的问题.....	211
7.1.3 电磁式疲劳试验机.....	193	8.3.1 疲劳寿命值和寿命分布形.....	211
7.1.4 电—液压式疲劳试验机.....	194	8.3.2 可信度预测和寿命安全系数.....	212
7.2 程序疲劳试验的实例.....	195	8.3.3 实际应用方法.....	214
7.2.1 疲劳试验时实际工作载荷的			

第 1 章 强 度

1.1 载 荷 分 析

1.1.1 前言

众所周知, 汽车行驶时, 由于行驶条件的复杂多变, 因而, 承受的各种载荷也是复杂多样的。

所以, 要想简单地表示行驶时的载荷是极其困难的。大多数情况下, 必须以概率统计的观点, 运用概率统计的处理方法。而且, 随汽车类型和规格的不同, 这种统计取得的各种数据也不尽相同。

以下, 主要分析汽车单独行驶时的载荷条件, 不包括碰撞、倾翻等情况下以及静止时的载荷条件。

1.1.2 载荷的测定

载荷的测定, 有各种各样的方法。

(i) 通过车轮中心面对称分割的轮辋测定垂直载荷^[1]。

(ii) 用测定独立悬架柱销部分应变的办法来测定垂直载荷^[8]。

(iii) 将传感器装在马可菲尔松 (McPherson) 独立悬架上测定垂直载荷^[2]。

(iv) 用测定转向节轴根部应变的办法测定垂直载荷和纵向载荷^[2]。

(v) 用测定独立悬架上臂应变的办法来测定横向载荷和纵向载荷^[8]。

(vi) 用测定半轴套管应变的办法测定垂直载荷和纵向载荷^{[2][8]}。

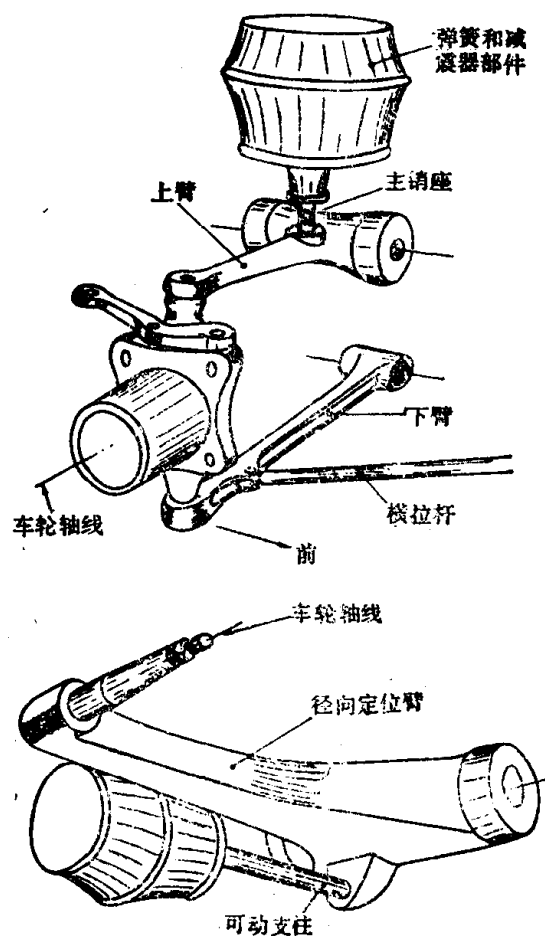
(vii) 用特殊车轮测定横向载荷^[2]。

(viii) 用测定后轴应变的办法测定横向载荷^[4]。

(ix) 用测定后轮径向定位臂应变的办法来测定横向载荷^[8]。

作为测定方法, 原则上希望传感器的输出, 对所要测定的对象载荷以外的其它载荷不敏感, 在不能做到时, 亦可先求出所能测出物理量 a 、 b 、 c ……等与所要对象载荷 F 的函数关系:

$$F = f(a, b, c \dots)$$



参 考 图

然后根据同一时间内测出的 a 、 b 、 c ……，由上述函数关系间接求得 F 。

但是，这时必须充分注意：

- (i) 函数 f 的参量及 F 、 a 、 b 、 c ……等的独立性；
- (ii) F 、 a 、 b 、 c ……等之间的频率特性；
- (iii) a 、 b 、 c ……等之间的相位差。

1.1.3 载荷分析的各种方法

a 通过将几个高斯分布的叠加来掌握长距离行驶载荷历程的方法

一般长距离行驶载荷的变化历程不能用简单的单一分布的形式来表现。因此，这种方法是将长距离行驶载荷变化历程，作为若干个高斯分布之和来掌握，并通过作为组成单元的各个高斯分布的偏差及其发生概率来定量地表现该载荷的变化历程。

这种方法的具体步骤如下：

1. 使用车用频次计，测定长距离行驶时的载荷频次。
2. 将测定结果绘制在横坐标轴标有测定量的平方值，纵坐标轴为穿级频次的图纸上作图（见图1.1）。
3. 在座标图纸上作与实测分布曲线末端斜率相同的切线1，然后在切线1上找出一，该点的值刚好等于与之相对应的实测分布曲线上点的值的 $\frac{1}{2}$ ，通过该点作切线2。根据需要，重复上述作法，便可得到一条条直线，实测曲线就作为由这些直线表示的单一高斯分布的和来掌握。

当单一高斯分布的偏差为 σ 时，这些直线的斜率就相当于 $-\frac{1}{2}\sigma^2$ ，例如图1.1所示载荷变化历程曲线，可以作为 $\sigma_1=0.300$ 、 $\sigma_2=0.193$ 、 $\sigma_3=0.099$ 三个高斯分布的和来精确地表示。

4. 然后由下式求各组成单元高斯分布的发生概率：

$$P_i = M_i(0) / c$$

式中 c ——实测分布曲线 $a_n = 0$ 的值；

$M_i(0)$ —— σ_i 直线 $a_n = 0$ 的值。

用此方法对各种路面求 σ_i 和 P_i 得图1.2。在将表1.1所示的典型载荷历程A、B的比例做种种改变所得的载荷历程曲线上，画出各种载荷历程实例值即得到图1.3。由图可知，汽车行驶中所承受的载荷变化历程，一般可由若干个有代表性的载荷历程叠加来表示。

b 用极值统计推断大载荷的方法⁽³⁾

这是一种使用极值统计中所采用的第一渐近分布或第3渐近分布来推断极少发生的大载荷的方法。

其具体步骤如下：

1. 实车行驶1000km左右，取每隔一定距离内的最大值作为极值，在第一渐近分布概率纸或第3渐近分布概率纸上作图（见图1.4）。

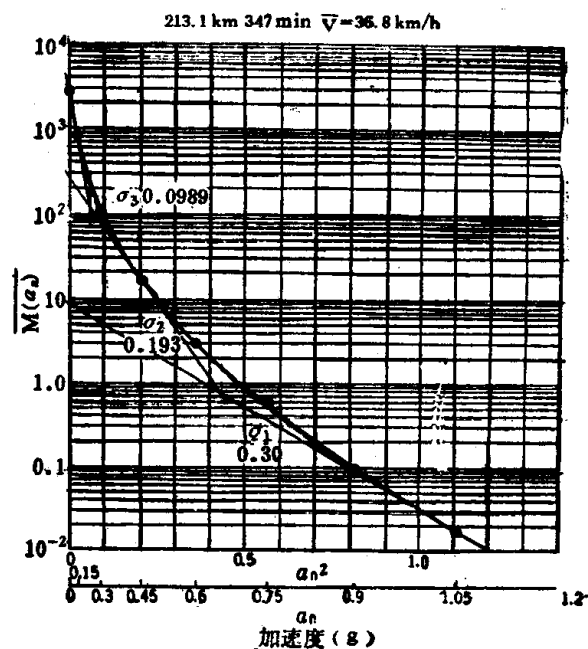
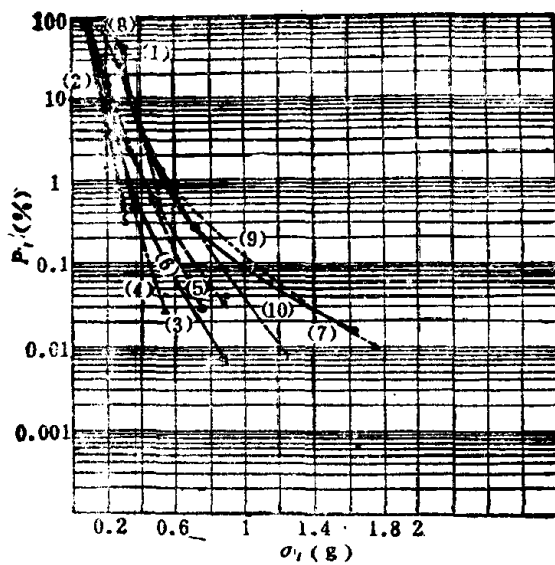
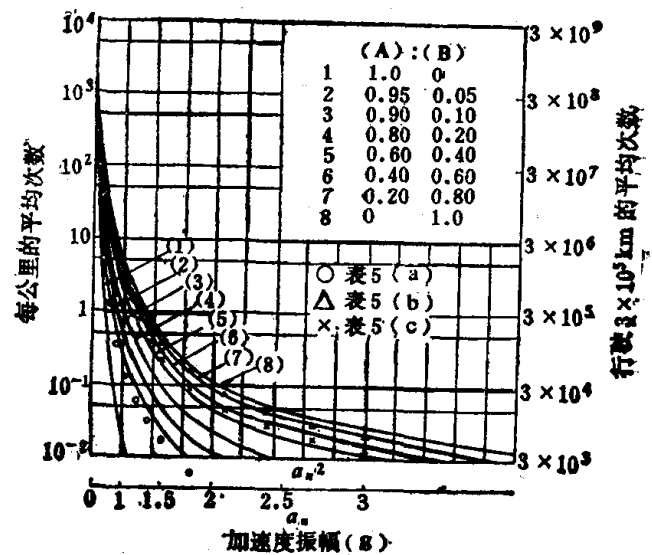


图1.1 长距离频次实测例⁽⁵⁾

图1.2 实测曲线 σ_i — P_i 关系图^[5]图1.3 表1(A)(B)两分布的组合分布和实测值^[5]表1.1 各种路面状况下的典型值^[5]

铺筑良好的路 (A)			未铺筑的坏路 (B)	
i	σ_i	$P_i (\%)$	σ_i	$P_i (\%)$
1	0.30	0.7	1.80	0.01
2	0.18	30.0	0.60	1.00
3	0.12	69.0	0.30	68.00
4	—	—	0.20	20.00
5	—	—	0.15	10.4

其中取 $c = 2800$

2. 根据对应于对象行驶距离 L 的再现时间 T_L , 用外插法求行驶 L 距离所能产生的最大载荷。

3. 根据发生概率小的某载荷级 x 的再现时间 T_x 和第2步中的 T_L , 由 T_L/T_x 求极小产生的大载荷 x 的累积频次分布 (见图1.5)。

4. 将所得到的大载荷累积频次分布和通常得到的频次分布合成, 就可得到车辆在整个使用期间的频次分布。

c 根据均方根值发生概率的分布来掌握长距离行驶载荷变化历程的方法^[7]

这个方法是方法 a 的进一步扩展, 对大载荷的产生也做了一定的考虑。

其具体步骤如下:

1. 使用车用频次计等, 求长距离行驶时载荷峰值的累积概率分布函数 $f(s)$ 。

2. 根据峰值累积概率分布函数 $f(s)$ 和均方根值发生概率 $g(\sigma_i)$ 之间的下列关系式用归纳法求出 $g(\sigma_i)$:

$$f(s) = \int_{c_{\min}}^{c_{\max}} g(\sigma_i) \exp\left(-\frac{s^2}{2\sigma_i^2}\right) d\sigma_i, \quad s \leq 4\sigma_i$$

根据上述 $g(\sigma_i)$ 来掌握长距离行驶载荷历程, 乃是这个方法的目。此外, 这个方法还

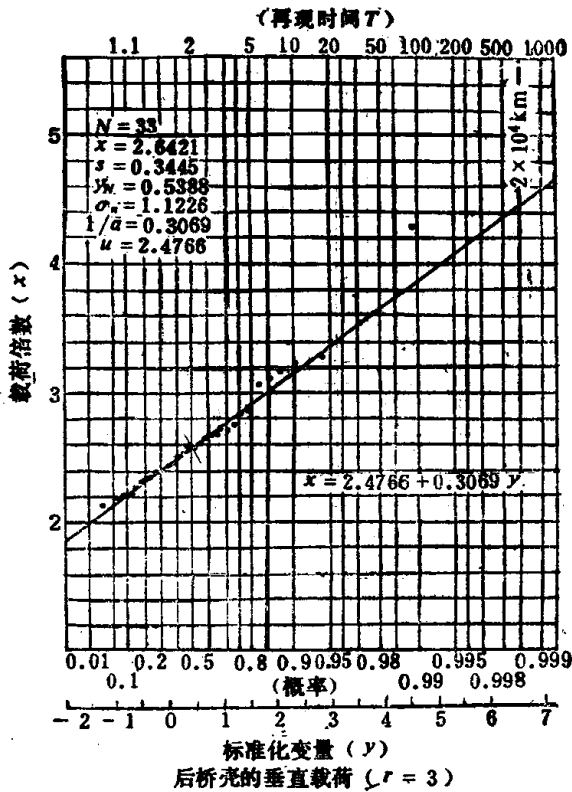


图1.4 按第一渐近分布表示^[3]的长距离行驶频次

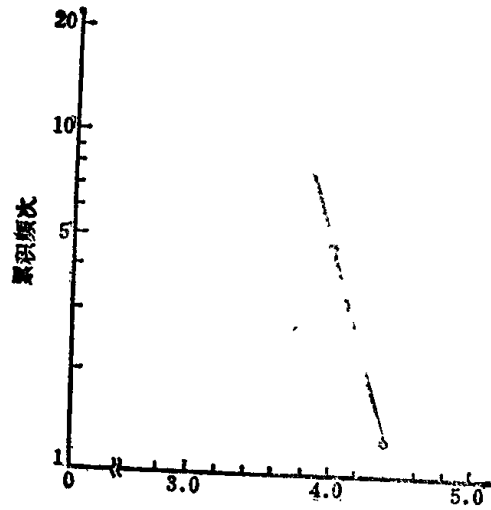


图1.5 由图1.4求得的大载荷累积分布例^[3]

具有下述优点，即可进一步按下列步骤进行与长距离行驶过程等同的随机疲劳试验。

3. 根据计算机输出的具有 $g(\sigma_i)$ 分布形的随机数在纸带上穿孔。
4. 求实际行驶时对象载荷的功率谱密度。
5. 使用噪音发生器、倍频滤波器和随机激振机，用具有第4项功率谱密度的随机载荷进行试验车的疲劳试验。

这时，载荷的均方根值，用由第3项得到的穿孔纸带来控制。

1.1.4 载荷测定例

a 最大载荷^[2]

表1.2是小客车在各种行驶条件下的最大载荷的测定例。由于这些值都是在比通常行驶苛刻得多的行驶条件下得出的，所以若把这些值照搬到设计上恐怕会强度过大。另外，这些值因使用条件、道路状况和所测定车辆性能等的不同而差别很大，所以必须将各种条件和目的所要求的数据收集齐全。

b 垂直载荷^{[2][8]}

表1.2 小型小客车最大载荷的测定例^[2]

	纵向力 (向前: +)	横向力 (向内: +)	垂直力 (向上: +)	半轴扭矩 半轴扭矩	半轴套管扭矩	
					差速器—U形螺栓间	U形螺栓—车轮间
过障碍板	-3.30 ^a	-0.26 ^a	3.34 ^a	0.118 ^a	— ^a	— ^a
	1.35	-0.59	1.19	0.096	—	—
	-3.00	0.24	3.60	0.049	—	—
	0.45	0	0.93	0.440	—	—

(续)

	纵向力 (向前: +)	横向力 (向内: +)	垂直力 (向上: +)	半轴扭矩	半轴套管扭矩	
					差速器—U形螺栓间	U形螺栓—车轮间
转标准圆(0.6g)	0.59	0.66	2.19	0.430	0.488	
急起步 (3500rpm)	1.93		1.20	1.610	1.472	•
制动 前进0.7g 倒车0.6g	1.28 0.45		1.51	0.516 0.402	0.564	1.232 • 0.696 •
砂地抗 特殊情况	2.66	-0.21	0.18	0.110	0.980	0.072 •
	5.32	-0.41	2.04	1.270	1.154	0.126 •
搓板路行驶 40km/h	1.57	-0.09	0.62	0.226	0.180	
	0.60	0.80	2.27	0.154	0.188	
	0.	0.49	4.51	0.076	0.176	
	1.15	0.41	1.93	0.416	—	
	0.91	0.07	0.74	0.260	0.550	
一般坏路行驶 60km/h	1.68	0.17	3.39	0.264	0.480	
	0.78	0.79	1.88	0.058	0.078	
	0.47	0.22	4.00	0.180	0.444	
	0.36	0.24	1.10	0.470	0.390	
	1.34	0.67	1.20	0.206	0.592	

注: (1) 1G, 满载时左右轮承受的载荷=277kgf, 计算最大扭矩=68.6kgm。

(2) •表示不一定同时测量。

(3) 这是后轮测定例, 对于前轮在侧向力相等时, 也许比这大。

图1.6、图1.7为垂直载荷频次测定例。

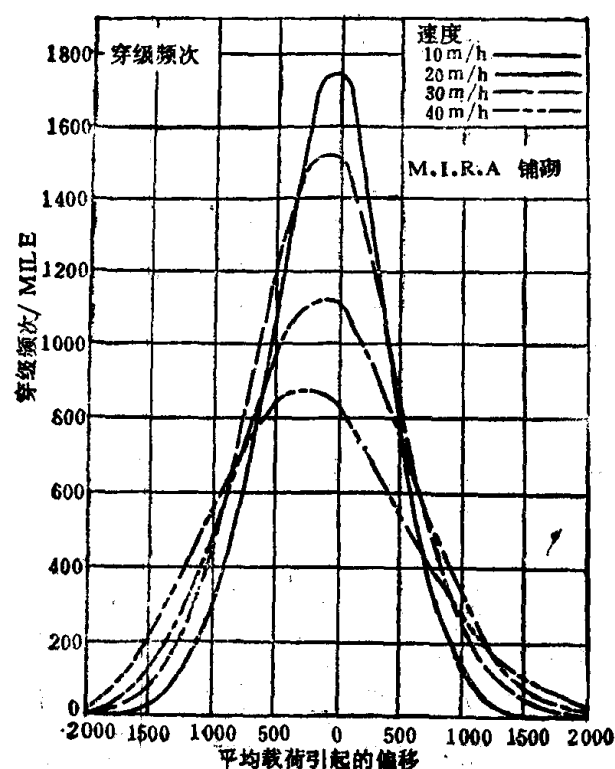


图1.6 前轮垂直载荷穿级频次⁽⁶⁾
(试验车: 1100mlFF车, 前轮负荷: 1285LB)

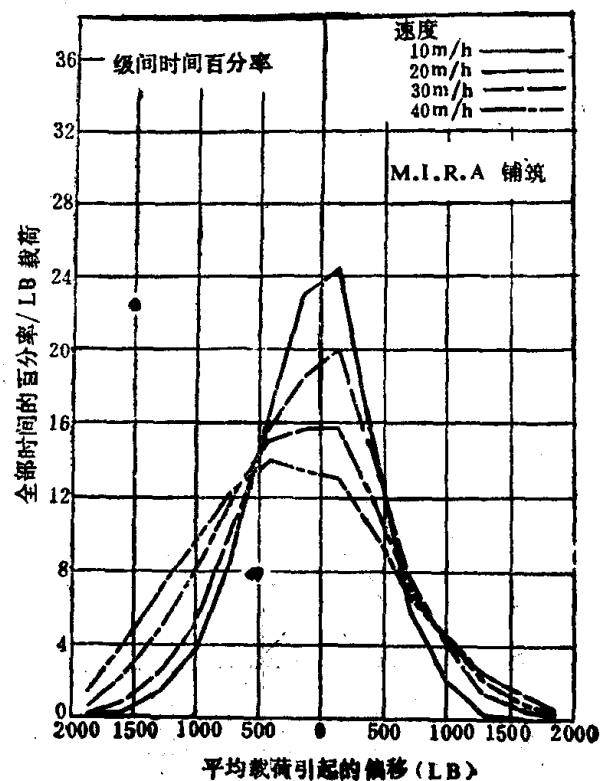


图1.7 前轮垂直载荷的时间分布⁽⁶⁾
(试验车: 1100mlFF车, 前轮负荷: 1285LB)

380308



北林图 A00054069

图1.8是各种行驶条件对垂直载荷均方根值影响的测定例。

图1.9、图1.12是垂直载荷频率特性测定例。

c 横向载荷^{〔2〕〔8〕}

图1.13所示是横向载荷频次测定例。

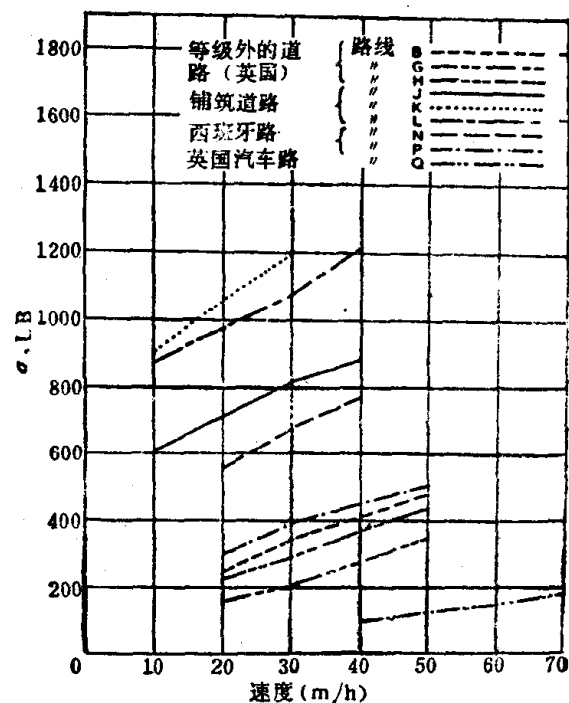


图1.8 路面、车速对前轮垂直载荷的影响^{〔8〕}

(纵坐标是均方根值, 试验车: 1100mlFF车前轮负荷: 1285LB)

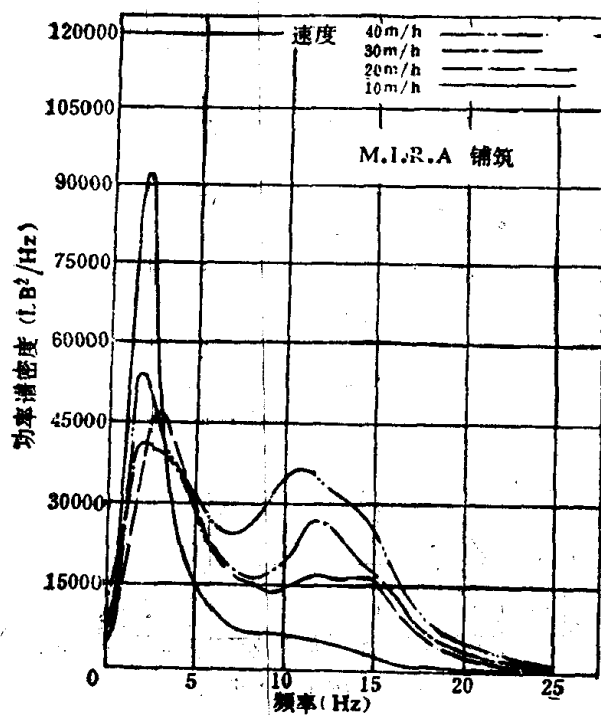


图1.9 前轮垂直载荷的功率谱密度(1)^{〔8〕}

(试验车: 1100mlFF车, 前轮负荷: 1285LB)

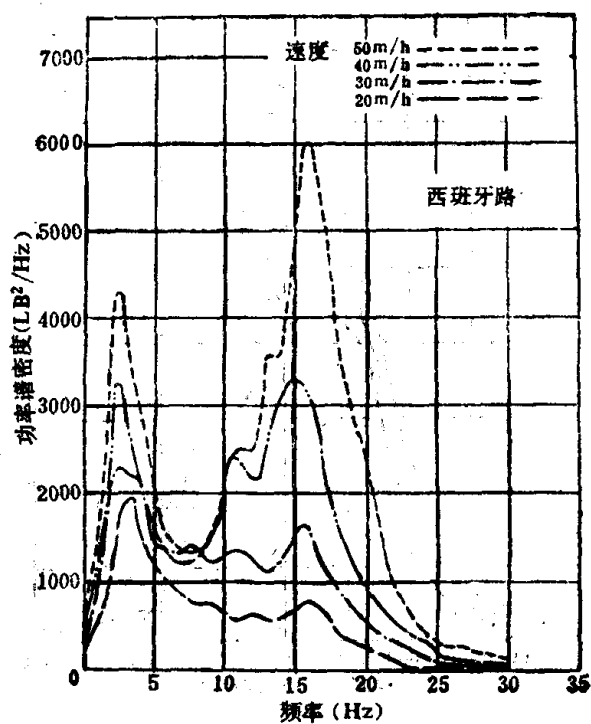


图1.10 前轮垂直载荷的功率谱密度(2)^{〔8〕}

(试验车: 1100mlFF车, 前轮负荷: 1285LB)

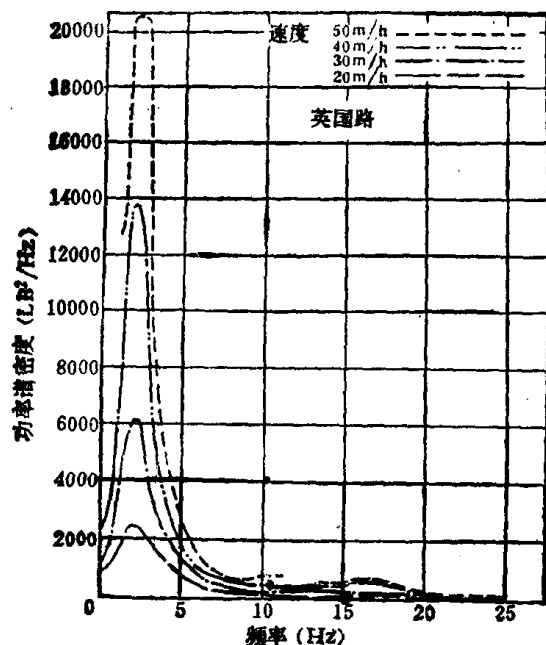


图1.11 前轮垂直载荷的功率谱密度(3)⁽⁸⁾
(试验车: 1100mlFF车, 前轮负荷: 1285LB)

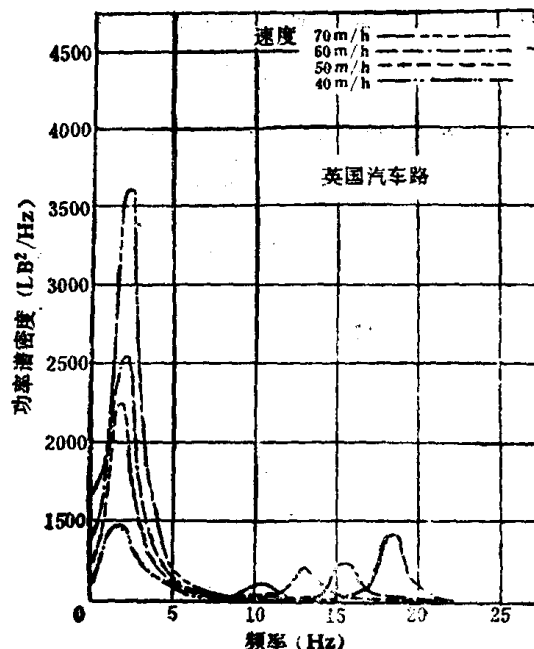


图1.12 前轮垂直载荷的功率谱密度(4)⁽⁸⁾
(试验车: 1100mlFF车, 前轮负荷: 1285LB)

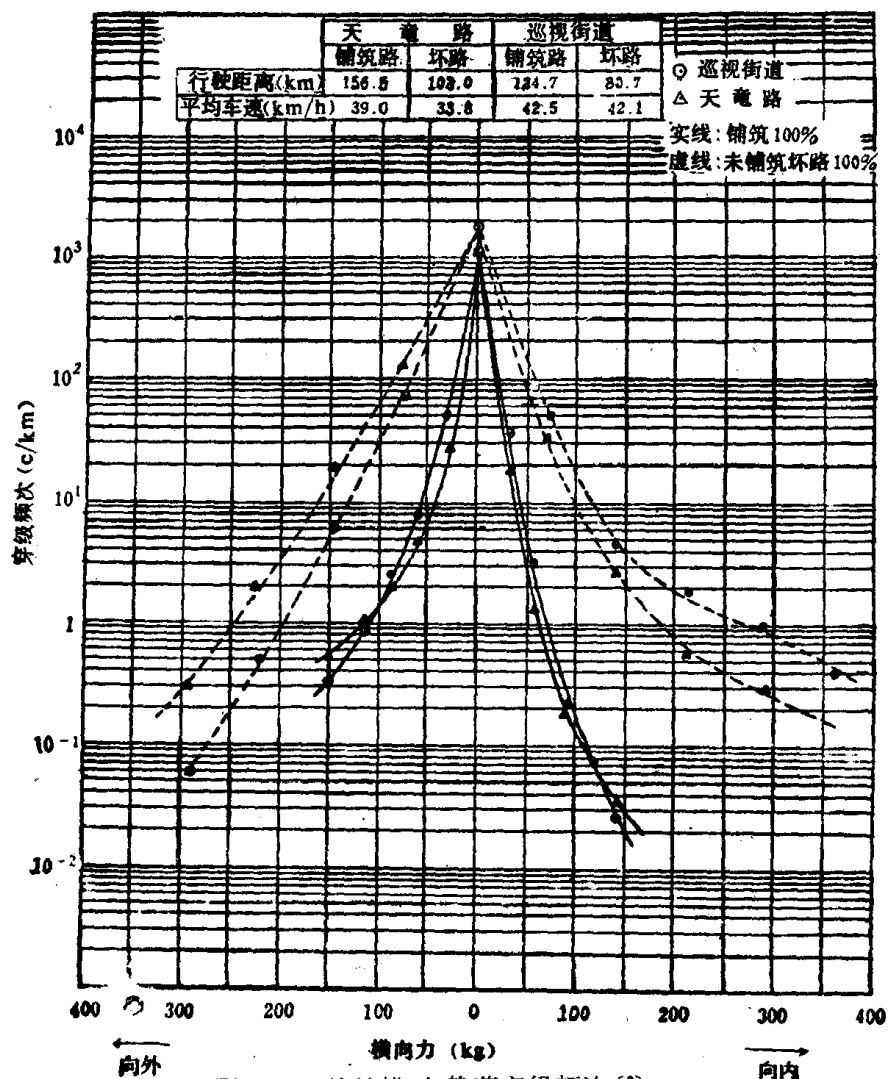


图1.13 前轮横向载荷穿级频次⁽²⁾
(试验车: 1500mlFR车, 前轮负荷: 单轮310kg)

图1.14是各种行驶条件对横向载荷均方根值影响的测定例。
图1.15是横向载荷频率特性的测定例。

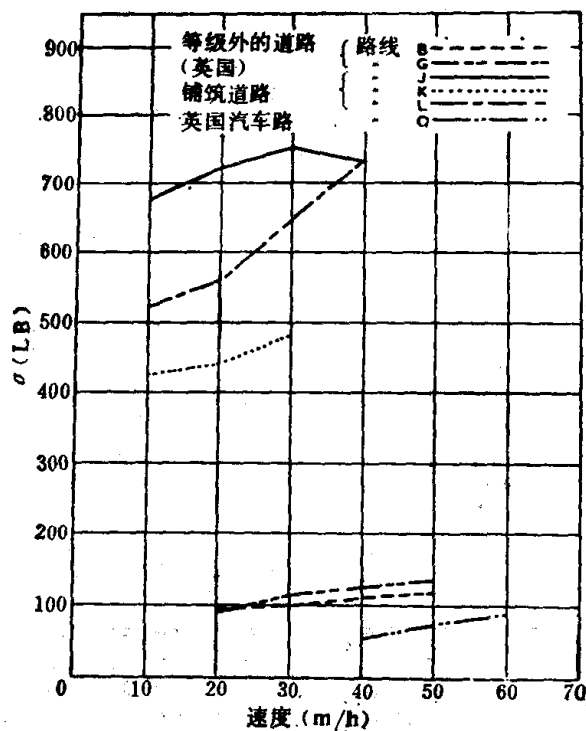


图1.14 路面、车速对前轮横向载荷的影响^{〔8〕}
(纵坐标是均方根值, 试验车: 1100mlFF车, 前轮负荷: 1285LB)

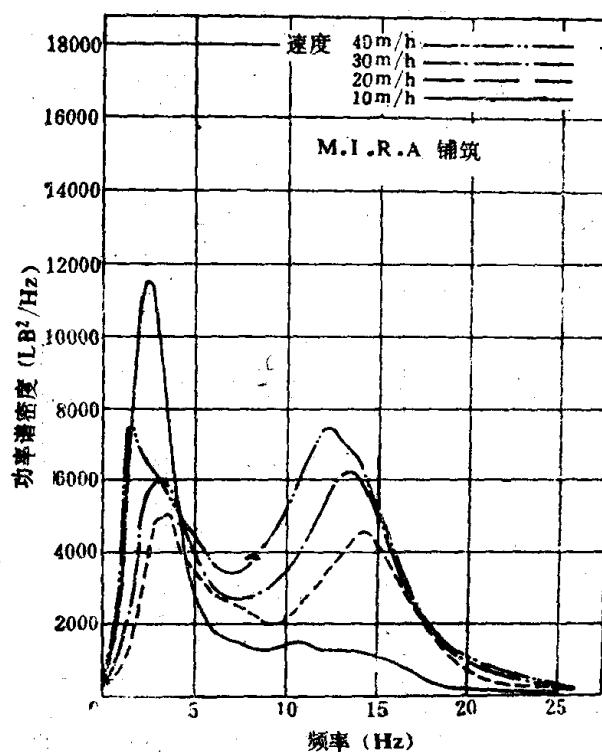


图1.15 前轮横向载荷的功率谱密度^{〔8〕}
(试验车: 1100mlFF车, 前轮负荷: 1285LB)