

轮胎花纹噪声

——发生机理、结构分析和降噪优化

李晓辉 著



延边大学出版社

轮胎花纹噪声
——发生机理、结构分析和降噪优化

李晓辉 著

延边大学出版社

图书在版编目 (CIP) 数据

轮胎花纹噪声:发生机理、结构分析和降噪优化/
李晓辉著. -- 延吉: 延边大学出版社, 2016. 4
ISBN 978-7-5634-9686-0

I. ①轮… II. ①李… III. ①汽车轮胎—汽车噪声—
噪声控制 IV. ①U463. 341

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2016)第 081754 号

轮胎花纹噪声:发生机理、结构分析和降噪优化

著 者: 李晓辉

责任编辑: 林景浩

封面设计: 刊 易

出版发行: 延边大学出版社

社址: 吉林省延吉市公园路 977 号 邮编: 133002

网址: <http://www.ydcbs.com>

E-mail: ydcbs@ydcbs.com

电话: 0433-2732435

传真: 0433-2732434

发行部电话: 0433-2732442

传真: 0433-2733056

印刷: 济南文达印务有限公司

开本: 190×260 毫米 1/16

印张: 8.5 字数: 130 千字

印数: 1000 册

版次: 2017 年 1 月第 1 版

印次: 2017 年 1 月第 1 次

ISBN 978-7-5634-9686-0

定价: 41.00 元

前 言

随着我国工业化进程的加快以及人们生活水平的提高,我国的汽车保有量可谓逐月激增,2014年统计数据显示我国的汽车保有量已经达到了一亿四千万辆。就在人们开始享受着汽车文明的同时,他也带来了环境污染的危害,汽车噪声就是主要污染源之一。

汽车噪声主要来源只有两个方面,一个是发动机,另一个是轮胎。据国内外研究表明,当汽车时速超过70公里时,轮胎花纹噪声成为整车噪声的主要噪声源。如何有效地降低汽车轮胎噪声对环境的污染已成为一个急需解决的问题。

本书深入分析了轮胎花纹噪声发生机理,建立了仿真数学模型,对轮胎花纹结构进行分析,对轮胎花纹噪声仿真分析与优化设计。在对花纹块宽度和长度、花纹槽宽度、长度与走向、花纹条数、基本节距数、节距排列次序以及错位参数进行分析基础上,提出了一种模糊遗传降噪算法(Fuzzy Genetic Noise-Reduction Algorithm, FGNRA),同时引入交叉概率和变异概率与个体的适应度值相联系,实现了自适应。该方法对轮胎花纹噪声进行模糊化,利用遗传算法对结构参数进行优化,达到降低轮胎噪声的目的,同时也得到低噪声轮胎花纹结构方案。为低噪声轮胎花纹设计规范与方法提供了新的路径。

本书共计9章,合计13万字。由重庆工商职业学院李晓辉执笔撰写,由于时间比较仓促,加上著者水平有限,在撰写的过程中难免出现纰漏之处,敬请读者谅解。

目 录

第一章 轮胎噪声概述.....	1
1.1 噪声污染对身心健康危害.....	1
1.2 轮胎花纹噪声.....	2
1.3 声压、声强、声功率.....	4
1.4 声压级、声强级、声功率级.....	5
1.5 响度与等响曲线.....	6
1.6 计权声级.....	7
1.7 轮胎噪声室内测量.....	8
1.8 轮胎噪声场地测量.....	9
1.9 轮胎噪声数据常用分析法.....	10
1.10 轮胎噪声控制.....	11
第二章 轮胎花纹结构参数的研究.....	13
2.1 轮胎花纹的研究.....	14
2.1.1 花纹块参数.....	14
2.1.2 花纹槽参数.....	15
2.1.3 花纹条数.....	16
2.1.4 节距.....	16
2.1.5 节距排列顺序.....	16
2.1.6 错位.....	16
2.2 顺向、逆向花纹槽噪声的动力学分析.....	16
2.3 顺逆向槽发出噪声级差异量的估计.....	19
2.4 顺向、逆向槽噪声仿真分析.....	23
第三章 道路与轮胎噪声耦合预测模.....	25
3.1 道路与轮胎噪声发声机理.....	25
3.1.1 轮胎花纹噪声.....	25
3.1.2 道路噪声发声机理.....	31
3.2 道路与轮胎花纹噪声发声耦合预测模型.....	32
3.2.1 计及道路吸声系数 ^[27] 与吸声机理.....	32

3.2.2	道路与轮胎花纹噪声耦合模型	33
3.2.3	道路与轮胎花纹噪声仿真	35
第四章	低噪声轮胎花纹结构参数辨识	37
4.1	花纹结构参数辨识的必要性和目的	37
4.2	花纹块的辨识	38
4.3	花纹槽的辨识	39
4.4	花纹条数和条宽的辨识	40
4.5	轮胎花纹错位的辨识	40
4.6	轮胎花纹周期性的辨识	41
4.6.1	轮胎花纹图案转化成[0-1]矩阵	41
4.6.2	轮胎花纹周期性的辨识	42
4.7	轮胎花纹节距排列的辨识	45
4.7.1	花纹节距排排列的辨识	45
4.7.2	花纹节距排列算法的说明	48
第五章	载重轮胎花纹噪声研究	49
5.1	载重汽车轮胎常用花纹及其特点	50
5.2	载重轮胎花纹噪声的发声机理	51
5.2.1	载重轮胎花纹前沿和中区的发声	52
5.2.2	载重轮胎花纹后沿的发声	55
5.3	载重车轮胎花纹噪声的发声模型	58
5.4	基于偶极子发声原理来修正轮胎发声模型	61
5.4.1	声偶极子原理	61
5.4.2	载重轮胎花纹噪声的声偶极子模型建模	63
第六章	低噪声载重轮胎花纹的设计	66
6.1	低噪声载重轮胎花纹参数设计准则	66
6.2	低噪声载重车轮胎花纹优化设计	69
6.2.1	自适应免疫遗传算法	69
6.2.2	节距序列优化的两种方法比较	71
6.3	轮胎花纹优化的误区	74
6.3.1	实验室实测寻优不可行	74
6.3.2	计算机仿真寻优的优势	77

6.4 载重轮胎优化的特点和优化实例	77
第七章 斜纽节距轮胎花纹的分析处理	81
7.1 斜纽节距轮胎花纹概述	81
7.2 斜纽节距花纹的分类	82
7.3 斜纽节距花纹噪声仿真方法	84
7.4 斜纽节距单元的图像处理	85
7.4.1 Bmp 图像结构	85
7.4.2 斜纽节距图像处理方法	85
第八章 斜纽节距花纹的噪声评价	92
8.1 斜纽花纹噪声评价	92
8.1.1 客观评价	92
8.1.2 主观评价	95
8.2 斜纽节距花纹参数优化	97
8.2.1 轮胎花纹结构参数	97
8.2.2 节距序列优化原理和方法	97
8.2.3 节距比例低噪优化的原理与方法	103
8.2.4 错位优化的原理与方法	104
第九章 轮胎花纹结构参数的优化	105
9.1 轮胎花纹噪声仿真与评价	105
9.1.1 轮胎花纹噪声仿真	105
9.1.2 轮胎花纹噪声评价	105
9.2 轮胎花纹噪声降噪优化	107
9.2.1 低噪胎 M 曲线目标函数	107
9.2.2 遗传算法编码及遗传操作	107
9.2.3 自适应遗传算法的研究	109
9.2.4 优化实例分析比较	114
参考文献	117
附录 B 轮胎花纹噪声仿真分析优化软件核心算法部分源代码	119

第一章 轮胎噪声概述

1.1 噪声污染对身心健康危害

1、强噪声可引起耳部的不适，如耳鸣、耳痛、听力损伤等，超过 1 巧分贝的噪声还会造成耳聋。据统计，在 80 分贝以上噪音环境中生活，耳聋者可达 50%。

2、噪声使工作效率降低，超过 85 分贝的噪声会使人感到心烦意乱而无法正常地工作。

3、损害心血管。噪声是心血管疾病的危险因子，会加速心脏衰老，增加心肌梗塞发病率；长期接触噪声可以使血压上升。特别是夜间噪音会使发病率更高。

4、噪声引起如神经系统功能紊乱、精神障碍、内分泌紊乱等。

5、干扰休息和睡眠导致第二天感到疲倦，四肢无力，长期如此会得神经衰弱症。

6、对女性生理机能的损害。女性受噪声的影响会引起月经不调、流产及早产，甚至可致畸胎。

7、噪声对儿童身心健康危害更大。因儿童发育组织器官脆弱，噪声易损伤听觉器官，使听力减退或丧失。

8、噪声对视力的损害。试验表明：当噪声强度达到 90 分贝时，人的视觉细胞敏感性下降，识别弱光反应时间延长；噪声达到 95 分贝时，有 40%的人瞳孔放大，视模糊；而噪声达到 115 分贝时，多数人的眼球对光亮度的适应都有不同程度的减弱。所以长时间处于噪声环境中的人很容易发生眼疲劳、眼痛、眼花和视物流泪等眼损伤现象。同时，噪声还会使色觉、视野发生异常。

交通噪声实际上一方面对在外界环境中工作和生活的人们制造影响，另一方面也对驾乘人员健康有直接的危害。因此，国外工业发达的国家自 60 年代起就对机动车辆噪声给予了足够的重视，制定了许多法规和标准来控制。如联合国欧洲经济委员会(ECE)、欧洲经济共同体(欧盟)(EEC)、日本、美国等主要国家和地区，从 70 年代起每 3~5 年就修订一次相关的法规或标准，各种车辆噪声的限制有了大幅度的降低。这显著促进了汽车降噪技术和测量分析技术不断的深入研究和应用，减轻了其影响和危害侧。

1980年由24个主要工业国组成的欧洲经济合作发展组织(OECD)曾召开一次降低交通噪声的大会,形成了一个决议:要求在1985-1990年间降低车辆噪声 $5\sim 10\text{dB(A)}$ 。结果,ECE和EEC后来都进一步降低了噪声限值。82年以后,对于M1类的小客车,其限值 80dB(A) 降到了现在的 70dB(A) ,即降低 6dB(A) 。M2/3类客车,同期下降了 $5\sim 6\text{dB(A)}$,而N载货车则同期下降了 $5\sim 8\text{dB(A)}$ 。随着经济一体化的发展,各组织的噪声限制法规不断地发展协调一致,轮胎噪声将作为一项重要考核指标。国内轮胎厂家为了与低噪声轮胎的国际标准更好地接轨,通常要将轮胎花纹样本送往国外进行噪声评价,这样贻误了轮胎的开发周期,使我国在低噪声轮胎生产竞争中处于被动状态。轮胎花纹噪声指标高低也严重影响了我国轮胎的出口贸易。目前,越来越多的汽车生产厂家在选用配套轮胎时,都对轮胎噪声提出了要求,研究轮胎花纹噪声越来越迫切的问题。对轮胎花纹噪声进行分析和降噪优化,不但有深远的理论意义,并且具有巨大的现实意义。

1.2 轮胎花纹噪声

对于道路与轮胎噪音的研究,起步最早的是欧洲国家如瑞典、德国等,特别是在道路与轮胎噪音的理论、预测模型以及道路与轮胎噪音的标准等方面,取得了丰硕的成果。撰定的“轮胎—路面标准参考书”是欧盟国家在轮胎—道路噪音理论研究成果的结晶,还有叩提出的模拟轮胎—路面相互作用的二维接触模型等。在进行理论研究的同时,欧盟国家还研究了水泥混凝土路面表面处理对噪音的影响,如粗骨料外露和旧水泥混凝土路面的表面磨平,以及通过改变混凝土的材料和结构,如提高混凝土孔隙进行降噪等。低噪声路面大致分为以下几类多孔隙沥青混凝土路面、小粒径超薄沥青混凝土路面、碎石沥青玛磅脂路面、低噪声水泥混凝土路面、橡胶混凝土路面、橡胶沥青路面和橡胶沥青混凝土路面。据研究报告,开级配多孔隙沥青路面噪声比惯用密级配沥青路面降低 $4\sim 6\text{dB}$,雨天可降低 8dB ,同时多孔隙沥青路面还具有排水性好、防水溅、抗漂滑和行车安全等优点。为达到降低公路交通噪声的目的,低噪声路面比建声屏障具有经济合理、保持环境原有风貌、降噪效果好和行车安全等特点,目前发达国家已经广泛开展低噪声路面的研究。国外研究表明,当多孔隙沥青路面的孔隙率 $15\sim 20\%$ (20%左右)时,噪声降低最明显。近来又出现了一种双层多孔隙沥青路面。这种路面分上下两层,上层孔隙率小,下层孔隙率大,这样不仅更有效地防止了泥沙的堵塞,在抗滑性

能上也比单层路面要好。在今后的试验研究及应用中,施工工艺复杂性、经济性、面层孔隙率随使用时间下降、多孔隙沥青路面的抗冻性以及路面较早出现车辙等问题还有待进一步解决。

轮胎花纹噪声的研究起步于二十世纪七十年代, 它的研究起源于人类对环境保护意识, 使噪声的评价成为重新开始审视轮胎的标准之一。

1971年, Harden在“NoiseControlFoundation”杂志中首次提出“轮胎噪声发射的基本模型”, 认为噪声的产生源于轮胎挤压地面和花纹槽抽吸空气^[1]。

1985年, 德国 Technischer Überwachungs-Verein Bayern 测试中心的 Dave Garus 和 don Thrash 两人共同研制出一种“轮胎噪声仿真器”, 该仿真器是把实际胎面花纹按比例大小画在带状的纸上, 其中块涂成黑色, 槽用白色填充, 将该纸带装在一固定圆周旋转的转鼓上, 用强白光照射图纸, 用并排的总计 40 个光电探测器接收反射光, 这是用一个简单的模拟装置来产生脉冲宽度调制信号, 其脉冲宽度等于光在花纹上的停留时间, 这个信号与轮胎花纹产生的实际噪声相关。该方法在一定程度上反映了轮胎噪声情况, 但由于采用的是机械模拟装置, 参数不易调整, 并且模型对于速度变化不敏感, 有一定的局限性。

目前为止, 该测试中心为世界轮胎花纹噪声测试的权威机构之荷兰的 M. hecle 从力学、振动学的角度对轮胎噪声产生进行分析, 在 1985 年发表论文“轮胎噪声机理”, 文中提出的“AirPumping”(泵浦效应)一直沿用至今^[2]。二十世纪八十年代后期及九十年代, 欧美发达国家及日本投入了大量人力物力对轮胎路面噪声进行研究, 德国、美国、波兰、日本等国, 都先后建立了专门的轮胎噪声测试机构。1988年, Vinesse E 和 Nicllet H 利用二维薄膜模型研究了旋转轮胎的振动弯曲波在胎内的传播^[3]。1989年, Kroppw 利用 Boehem 提出的圆形环模型对光面无负荷轮胎进行了建模^[4]。他们的研究结果在低频范围内(小于 250Hz)都有一定的准确度^[5], 并且 Kroppw 得出结论: 在 800~2000Hz 频段内, 轮胎的输入声导纳与无边界平板相似。1992年, Nakajima 等使用有限元(FEM)、边界元(BEM)和模态分析相结合的方法对轮胎噪声进行了估算。其估算结果与实测结果对比表明, 该方法有一定的准确程度。1996年, Lee JJ 等利用能量统计分析法对轮胎和胎侧结构噪声的分布规律进行了研究^[6]。

近年来, 越来越多的研究者使用建立声学有限元模型进行轮胎噪声的研究, 这种方法通常为带有约束条件的边界元分析, 采取全息照相技术对轮胎结构进行模拟分析。该方法精确度较高, 但模型复杂, 计算较为困难。目前国外对这方面

研究者较多，国内很少。

国内对轮胎花纹噪声的研究起步较晚，由于国外对此技术的保密，国内对轮胎花纹噪声的研究起步较晚，由于国外对此技术的保密，增加了我们研究轮胎花纹噪声的困难。我国的第一种低噪声轮胎花纹为 1992 年上海橡胶集团设计的“喇叭”花纹。后来，开发出了轮胎花纹噪声仿真优化软件，在该软件的帮助下，使得低噪声轮胎的开发周期缩短。

1.3 声压、声强、声功率

噪声是一种声波，具有一切声波运动的特点和性质。从物理学观点来看，噪声是指声强和频率的变化都杂乱无章的声音；而从心理学观点来讲，一切不需要的、感到干扰的声音，都可以称为噪声。因此要精确地描述噪声，既离不开声波运动的物理特征，也离不开人们的生理学和心理学特征。只有对噪声给予正确的描述和量度，才能对噪声控制进行定量的研究。对噪声的客观度量^[7]，主要有强弱的量度和频谱的分析^[8]。

声波作为一种波动现象，一方面使媒质质点在平衡位置附近振动，同时在媒质中产生压缩和膨胀的过程。可以说声波波动过程实质就是声振动能量的传播过程。

1. 声压

声压是指介质中的压强相对于无声波时的压强的改变量，通常用符号 P 表示。声压是一个时正时负随时间变化的量，在噪声控制中，我们采用的是均方根声压 P_{rms} ，即在一定时间间隔里，瞬时声压对时间取均方根值。

$$P_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p(t)^2 dt} \quad (1-1)$$

2. 声强

在垂直于声波传播的指定面上，单位时间内通过单位面积的声能，叫做声强，通常用符号 I 表示。

$$I = \frac{P^2}{\rho \times c} \quad (1-2)$$

ρ ——介质密度； c ——介质声速。

3. 声功率

声源在单位时间里辐射出的总的声能量叫做声功率级，用 W 表示。

$$W = \oint I_n ds \quad (1-3)$$

S ——包围声源的封闭面； I ——声强在面积元 ds 法向方向的分量。

1.4 声压级、声强级、声功率级

在声波传播空间中某点的声音强弱，可以用该点的声压和声强的大小来表示，但耳朵接收到声振动以后，主观上产生的“响度感觉”并不是正比于声强度的绝对值，而是更接近于强度的对数成正比，所以引入“级”的概念，在声学中普遍使用对数坐标来度量声压、声强和声功率，称为声压级、声强级和声功率级，其单位用分贝表示。

1. 声压级

声压级是声压与基准声压之比的以 10 为底的对数乘以 20，以分贝计，用符号 SPL

表示，其公式为：

$$SPL = 20 \lg \frac{P}{P_{ref}} (dB) \quad (1-4)$$

$P_{ref} = 2 \times 10^{-5}$ 帕为基准声压

2. 声强级

声强级是声强与基准声强之比的以 10 为底的对数乘以 10，以分贝计，用符号 SIL

表示，其公式为：

$$SIL = 10 \lg \frac{I}{I_{ref}} (dB) \quad (1-5)$$

$I_{ref} = 10^{-12}$ 瓦/米² 为基准声强

3. 声功率级

声功率级是声功率与基准声功率之比的以 10 为底的对数乘以 10，以分贝计，用符号

PWL 表示，其公式为：

$$PWL = 20 \lg \frac{W}{W_{ref}} (dB) \quad (1-6)$$

$$W_{ref} = 10^{-12} \text{ 瓦为基准声功率}$$

4. 分贝

分贝是一个相对单位，它没有量纲。它的物理意义是表示一个量超过另一个量(量)的程度。两个分贝数相同的声音叠加，则合成的声音的分贝数加上 3 分贝；一个弱的声音与一个强的声音放在一起，弱的声音可以忽略。

1.5 响度与等响曲线

对于不同频率的声音，即使其声强级，即声能量相同，人耳听起来不一样，例如，同为 60 分贝的两个声音，若第一个声音频率为 100Hz，第二个声音频率为 1000Hz，人听起来感觉前者要轻得多。为了使人耳对频率的响应与客观量声压级联系起来，我们可以用频率 1000 赫的纯音，作为基准音，它的声压级作为它的响度级，其它各频率的声音与基准音进行比较，把听起来同样响的各相应声压级按频率连成一条条曲线，称为等响曲线，如图 1-1 所示。响度是与人对声音的主观感觉成正比的量，通常用符号 N 表示，单位“宋”(Sone)。响度级是同时考虑声音的声压级和人耳对不同频率声音的响应而引入的一个表示响度的主观评价量，单位是“方”(Phone)。

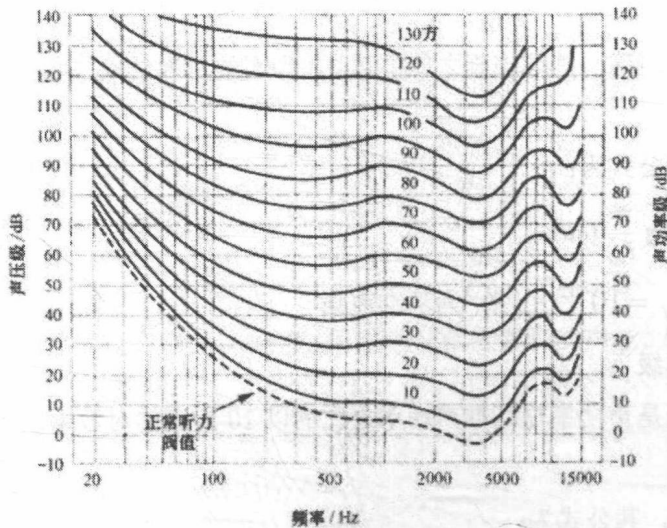


图 1-1 等响曲线

1.6 计权声级

由等响曲线可以看出，人耳对于高频声音，特别是对于 1000 赫-5000 赫的声音比较敏感，而对低频声音，特别是对 100 赫以下的可听声不敏感，且频率越低越不敏感，即声压级相同的声音由于频率不同所产生的主观感觉不一样。为了使声音的客观量度和人耳听觉主观感受近似取得一致，在测量声音的仪器如声级计上装置了对频率的计权网络，即加上一个滤波器，对所接受的声音按频带设有一定的衰减来模拟人耳的听觉特性，一般这种计权网络有 A、B、C、D 四档，各自对应的计权网络如图 1-2 所示。

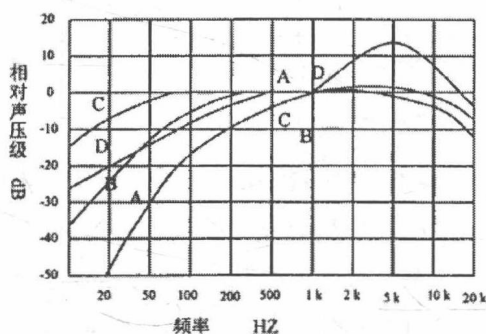


图 1-2 计权网络频率曲线

用计权网络测得的结果叫声级，单位分贝后必须写出所用计权网络的标称，如 dBA、dBB、dBC。相应的 A 计权声压级计为场 A，对声强级、声功率级也类似。实践证明，A 声级基本上与人耳对声音的感觉相一致，此外，A 声级同人耳听力损伤程度也能够对应的很好。下面给出了 A 计权与频率的关系。

表 1-1 A 计权响应与频率的关系(按 1/3 倍频程中心频率)

频率	A 计权响应 (dB)	频率 (Hz)	A 计权响应 (dB)	频率	A 计权响应 (dB)
20	-50.5	200	-10.9	2000	1.2
25	-44.7	250	-8.6	2500	1.3
31.5	-39.4	315	-6.6	3150	1.2
40	-34.6	400	-4.8	4000	1.0
50	-30.2	500	-3.2	5000	0.5
63	-26.2	630	-1.9	6300	-0.1
80	-22.5	800	-0.8	8000	-1.1
100	-19.1	1000	0	10000	-2.5
125	-16.1	1250	0.6	12500	-4.3
160	-13.4	1600	1.0	16000	-6.6

1.7 轮胎噪声室内测量

室内测量在消声室内进行，测量装置如图(1-3)。图中，轮胎由一直径为 3 米的转鼓带动旋转，发出的噪声由距轮胎中心 1.2 米处的拾音器拾取。我们的室内测量仿声即根据这种特点展开的。

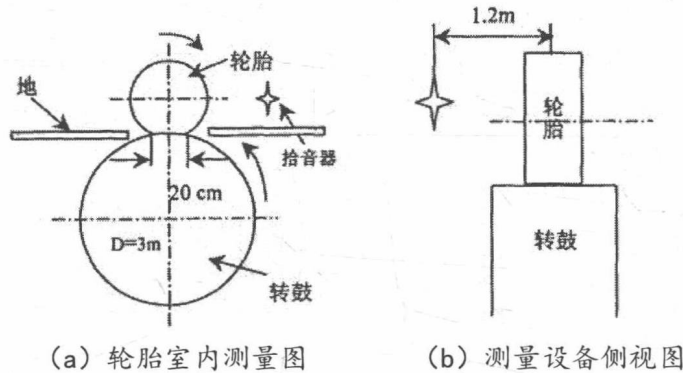


图 1-3 轮胎室内噪声测试

传统上认为轮胎花纹噪声为点声源发声，其波形是以轮胎中心为圆心的球面波^[10]，而实际上轮胎与路面接触时，在轮胎的前进方向上，轮胎和路面形成一半封闭的喇叭筒形状，产生了喇叭效应^[7]，对轮胎噪声有增强作用。而且由于轮胎花纹发声体的复杂性，它辐射的噪声具有类似扬声器发声的指向性，为证明这一点，我们采取对同一轮胎花纹噪声在同一个圆的七个不同位置进行噪声测试，测试点如图 1-4 所示，数据如表 1-2 所示(从 125Hz 一直测到 4KHz，这里仅举出三个测点说明之)。

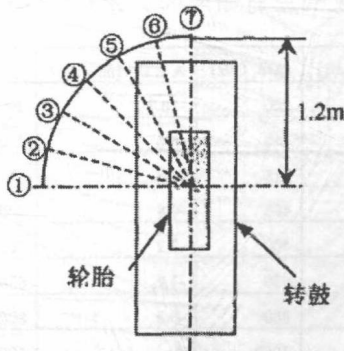


图 1-4 拾音器位置俯视图

表 1-2 R14 轮胎在光滑转鼓测试面的噪声声级 (离地 0.3 米)

位置 频率	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦
250Hz	56.6	59.0	61.3	62.1	63.4	63.7	62.9
500Hz	59.5	64.5	65	65.8	67.9	70	68.9
2KHz	76.6	75.3	77.4	76.8	77.4	77.1	78.2

从上面的数据我们可以看出，七个位置的轮胎花纹噪声在相同频率、相同距离、不同位置上的噪声声级各不相同，最大相差达 10dB 之多，由此可见，即使处于同等条件下的轮胎花纹，在轮胎周围不同位置所得到的或所听到的噪声也是有差异的。此外，由于喇叭效应在轮胎前进方向上中高频段噪声的辐射提高了 10dB 左右^[9]。

1.8 轮胎噪声场地测量

轮胎花纹噪声的场地测量应尽可能地消除车辆机械噪声的影响，车外噪声要求测量场地平坦而空旷，在测量中心以 25 米为半径的范围内，不应有反射物，如建筑物、围墙等，测试场地应在 25 米以上平直、干燥的沥青路面或混凝土路面。背景噪声应比测量噪声低 10dB，并保证测量不被偶然声源干扰。测量场地及测点位置如图 1-5 所示。车外噪声测量话筒位于 20 米跑道中心点两侧，各距中心线 7.5 米，距地面高 1.2 米，话筒接受面应朝向实验车。由于拾音器相对于轮胎的位置由远及近再到远地变化，所以在场地测量仿声中考虑了多谱勒效应(Dopper effect)。多谱勒效应是指当声源与拾音器彼此相对运动时，测到声源的频率将发生变化。当声源相对于拾音器由远及近时，频率将增大，声音将变得尖锐；当声源相对于拾音器由近及远时，频率将减小，声音变得低沉。

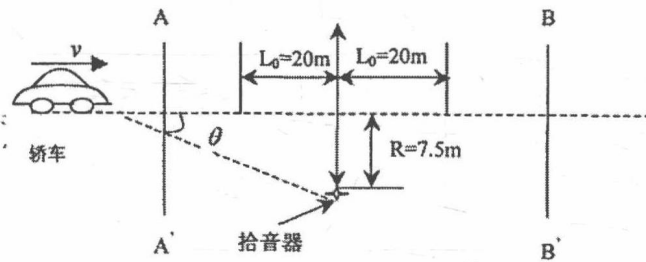


图 1-5 场地测量示意图

1.9 轮胎噪声数据常用分析法

1. 频谱分析

现在噪声测量一般都采用数字测量，测到的都是各离散点的声压值，将各测量点在直角坐标系中连接起来就得到噪声时域波形图。由于时域图不便于分析计算，许多噪声参数都与其频率有关，因此，较通用的是一些频域图，把测到的噪声数字信号进行FFT分析可得到花纹噪声频谱图。然后对频谱图进行分析计算可以得到噪声各参数。噪声都是由许多频率声波组成的复合声，且不同的声音含有的频率成分及各个频率上的能量分布是不同的，以频率为横坐标，声压级为纵坐标，画出声源辐射声音的频率成分组成图，称为频谱图。频谱图可以用来描述各个频率或各个频段上的声能量分布情况，便于频谱分析。

2. 直方图和倍频程

直方图表示的是各频段的噪声分贝数，这些频段称为频程。在一般情况下并不需要每一个频率上的声能量的详细分布，因此常在连续频率范围内把它划分为若干个连续的小段，每段叫做频带或频程。划分频段的常用方法有两种：一种是保持频带宽度，其中为频率的下限频率，为上限频率，一般在4以4~20Hz之间，这种恒定带宽频带划分方法常用于频率的窄带分析。另一种是鉴于人耳对于频率的响应特性，用恒定相对带宽频带来分析，既保持频带的上下限之比为常数。一个频程包含有一定带宽的频带，每一频带有上、下边截止频率，并有代表该频带的中心频率。设上、下截止频率各为 f_1 和 f_2 的频带， $f_2 > f_1$ ，其中心频率 f_0 ，它们之间的关系是：

$$f_2 = 2^n f_1 \quad (1-7)$$

n 为倍频程数， $n=1$ 是1倍频程的上、下截止频率关系；

$n=1/3$ ，是1/3倍频程的上、下截止频率关系，

中心频率规定为上、下截止频率的几何平均值：

$$f_0 = \sqrt{f_1 f_2}$$

其频带宽度为： $W = f_2 - f_1$

f_1 是1/3倍频程的上限截止频率；