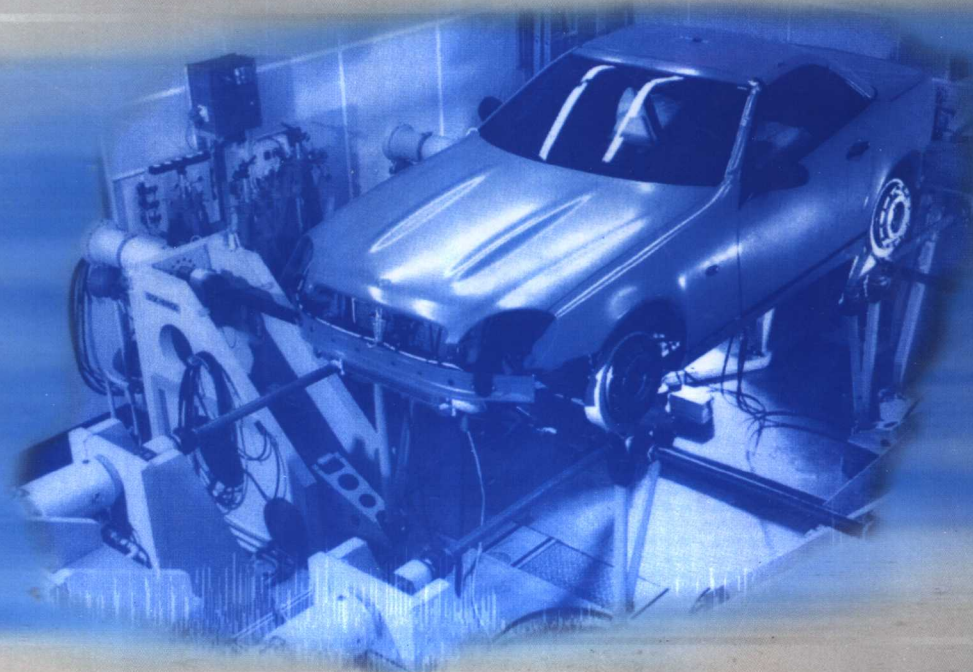




QICHE ZAOSHENG DE YUCE YU KONGZHI

汽车噪声的预测与控制

靳晓雄 张立军 编著



同济大学出版社

汽车噪声的预测与控制

靳晓雄 张立军 编著

同济大学出版社

内 容 提 要

本书系统地介绍了用有限单元法及声固耦合原理在汽车的设计阶段预测汽车车内噪声水平的方法。内容包括:声学模态,结构模态的分析计算,作为振动源的悬架系统和发动机系统的建模,车内噪声的预估,结构板件的声学贡献分析及噪声品质的优化设计等。本书还介绍了汽车噪声预测的其他方法,如边界元法,统计能量分析法。书中以大量成功的工程实例说明了本书所阐述技术的应用方法,内容新颖、详实,是汽车虚拟设计的一个重要分支。

本书可作为大学本科生及研究生的教材,也可作为汽车行业工程设计人员的参考用书。

图书在版编目(CIP)数据

汽车噪声的预测与控制/靳晓雄,张立军编著. —上海:
同济大学出版社,2004.9

ISBN 7-5608-2843-4

I. 汽… II. ①靳… ②张… III. ①汽车噪声 -
预测②汽车噪声 - 噪声控制 IV. U491.9

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2004)第 057624 号

汽车噪声的预测与控制

靳晓雄 张立军 编著

责任编辑 王有文 责任校对 徐 栩 封面设计 潘向葵

出 版
发 行

同济大学出版社

(上海四平路 1239 号 邮编 200092 电话 021-65985622)

经 销

全国各地新华书店

印 刷

同济大学印刷厂印刷

开 本

787mm×1092mm 1/16

印 张

15.25

字 数

390 000

印 数

1—1500

定 价

30.00 元

版 次

2004 年 9 月第 1 版

2004 年 9 月第 1 次印刷

书 号

ISBN 7-5608-2843-4/U·44

本书若有印装质量问题,请向本社发行部调换

前言

汽车特别是轿车的振动与噪声特性是表征汽车品质的重要指标。经验证明,汽车在上生产流水线以后如发现振动、噪声问题,将会造成重大损失,要对其进行改进则需付出高昂的代价。因而在汽车的设计阶段就应把振动噪声的控制和优化作为重要内容和关键环节之一。某型汽车的设计方案确定之后,其振动噪声特性在汽车制造出来后将会是怎样的呢?是否符合设计者的设想?可以采用有限单元法或边界元法、统计能量分析法对汽车的振动噪声水平进行预估和分析计算。若评估的结果不理想,则可以对原设计方案中产生噪声的原因进行分析,对振动源、噪声源进行诊断,对振动、噪声的传递路径进行分析,甚至对原设计方案进行优化设计,对原方案进行针对噪声抑制的改进。这样,在汽车的设计阶段就可以较好地控制振动与噪声,使得试制样车的成功率更高,大大缩短新车开发的周期,降低新车型的开发成本。本书就是着重介绍这样一种汽车噪声特性的虚拟开发设计的技术,这在我国强调汽车工业走自主开发道路,着力开发自主汽车品牌的今天是有重要意义的。

本书着重介绍了汽车振动噪声的三种预测方法,即有限单元法、边界元法和统计能量分析法。其中以较大篇幅、较详细地介绍了利用有限单元法进行声学模态分析计算,汽车噪声预测,声源识别诊断以及车内噪声水平的优化设计等内容。本书还介绍了已生产制造的汽车在发现了噪声问题以后的噪声源识别的技术及解决噪声问题的工程实例。本书第1章介绍了汽车噪声控制的一些基本知识。第2~8章介绍如何应用有限单元法进行汽车噪声的预测、识别和优化设计。其中第2章介绍汽车内室声学模态概念以及用有限单元法进行声学模态即声学固有特性的分析计算方法。第3章介绍汽车车身结构模态分析概念以及用有限单元法进行结构模态即结构固有特性分析计算的方法。第4章介绍橡胶弹性元件对汽车悬架系统、高频振动与声传递的影响及其在汽车噪声设计中的重要作用。第5章介绍引起汽车内噪声的两大重要部件,汽车悬架系统及发动机悬置系统对汽车振动与噪声影响的预估模型及分析计算方法。第4、5章的内容是为第6章利用有限单元法进行汽车车内噪声的预测作准备的。第6章则在前两章的基础上介绍了声固耦合概念以及如何应用有限单元法预测汽车在不同路况、不同车速时的车内噪声水平的技术。第7章介绍汽车各结构件对车内噪声的贡献率的分析方法,能对造成车内噪声贡献率较大的板件进行诊断并采取控制措施。第8章介绍利用调整悬架系统中的橡胶元件或发动机悬置的橡胶元件的参数来优化车内噪声的技术。第9章介绍边界元的概念以及利用边界元法进行噪声预测的方法。第10章介绍统计能量分析法的概念以及用统计能量分析法进行噪声预测的方法和技术。第11章介绍汽车噪声源的试验识别技术。第12章较完整地介绍了6个成功的汽车噪声控制的工程实例。

本书的出版得到上海汽车教育基金会和同济大学出版基金的资助,在此表示感谢。

本书由靳晓雄教授主编,第1、3、4、12章由张立军副教授撰写,其余章节由靳晓雄教授撰写。

限于编著者的水平,书中难免有疏漏和错误,敬请读者批评指正。

编者

2003年8月于同济大学

目 录

第1章 绪 论	(1)
1.1 汽车声学知识入门	(1)
1.2 影响车内噪声的主要因素	(2)
1.3 汽车噪声控制的基本方法	(3)
第2章 汽车乘坐室声学模态分析	(8)
2.1 汽车乘坐室声学模态分析预测和工程意义	(8)
2.2 声学流体基础	(8)
2.3 声学模态分析的有限元法	(11)
2.4 大型有限元软件 ANSYS 的声学分析功能	(12)
2.5 汽车乘坐室声学模态分析原则	(13)
2.6 轿车乘坐室声学模态实例	(13)
2.7 汽车车内空腔声学模态测试技术	(19)
第3章 汽车车身结构的模态分析	(27)
3.1 模态分析技术简介	(27)
3.2 汽车结构及零部件模态试验	(35)
3.3 汽车结构模态分析的有限单元法	(39)
3.4 汽车板件振动模态的声辐射效率	(41)
第4章 汽车悬架高频固体振动特性	(51)
4.1 悬架振动模型的建立	(51)
4.2 橡胶支承双质量振动系统模型分析	(57)
4.3 螺旋弹簧的喘振对振动传递特性的影响	(71)
4.4 车身与悬架系统结合处车身局部阻抗的影响	(78)
4.5 与试验结果的印证	(80)
第5章 悬架振动与发动机振动对车身的激励	(82)
5.1 包含橡胶支承元件的悬架振动模型	(82)
5.2 路面激励谱	(89)
5.3 悬架系统的频响函数	(91)
5.4 路面不平通过悬架对车身的激励谱	(91)
5.5 包括副车架在内的发动机振动模型	(93)
5.6 发动机工作激励谱	(95)
5.7 发动机振系的频响函数	(97)
5.8 发动机振动对车身的激励谱	(97)
第6章 利用有限元法进行车内噪声预测	(99)

6.1	声结构耦合的有限元方程	(99)
6.2	用大型有限元软件 ANSYS 进行车内噪声预测分析	(100)
6.3	在有限元建模时应注意的问题	(101)
6.4	车内噪声预测实例分析	(102)
第 7 章	轿车结构振动对车内噪声的声学贡献分析	(105)
7.1	结构振动对车内噪声的声学贡献试验方法	(105)
7.2	结构振动对车内噪声的声学贡献计算机模拟	(107)
7.3	轿车结构对车内噪声的声学贡献模拟分析实例	(108)
第 8 章	轿车车内声场的优化设计	(113)
8.1	汽车车内噪声分析的动态子结构模型	(113)
8.2	车内噪声优化设计的数学模型	(114)
8.3	最优化设计的子问题逼近法	(117)
8.4	通过悬架系统橡胶元件的优化降低车内声级	(121)
8.5	通过发动机支承元件的优化降低车内声级	(124)
第 9 章	车内噪声预测的边界元法	(127)
9.1	边界元法的特点	(127)
9.2	复杂边界条件的通用公式	(128)
9.3	轿车乘坐室轰鸣噪声预测	(131)
9.4	发动机油底壳及发动机罩的噪声辐射	(133)
第 10 章	车内噪声预测的统计能量分析法	(137)
10.1	有限元法和边界元法的局限性及统计能量法的特点	(137)
10.2	SEA 系统方程及子结构的划分原则	(138)
10.3	轿车声振系统子结构的模态密度	(145)
10.4	轿车声振系统子结构的内部损耗因子与耦合损耗因子	(151)
10.5	汽车的振动、噪声输入功率	(157)
10.6	轿车车内噪声预测实例	(165)
10.7	降噪措施效果预测	(168)
第 11 章	汽车车内噪声声源试验识别技术	(175)
11.1	声源识别在噪声控制中的重要地位	(175)
11.2	声源识别的一般方法	(175)
11.3	频谱分析技术	(177)
11.4	相关函数与相干函数	(178)
11.5	利用声强法识别声源	(179)
11.6	小波变换在车辆噪声源识别中的应用	(181)
11.7	声全息方法识别汽车运动噪声	(186)
第 12 章	轿车车内噪声研究实例	(190)
12.1	车内噪声解决思路	(190)
12.2	某型轿车后排座噪声声源识别与控制	(191)

12.3	某型轿车换装发动机后所产生噪声的治理·····	(197)
12.4	某型轿车车内空腔共鸣噪声的降噪措施分析·····	(203)
12.5	减振器异常噪声的试验研究与分析·····	(209)
12.6	轿车车内噪声源识别的道路试验方法研究·····	(217)
12.7	汽车空调压缩机引起的车内噪声实验研究·····	(224)
参考文献 ·····		(230)

第1章 绪 论

汽车诞生已过百年,其各方面的性能随着科学技术的迅猛发展而得到了极大地提高。但是,随着人们生活水平的提高,人们对汽车的综合性能指标又不断提出更高的要求,如人们对汽车行驶的舒适性,尤其对汽车的振动和噪声特性提出了很高的要求。汽车噪声已经成为一种重要的环境污染源,不仅污染车内乘员的乘坐环境,而且会对汽车运行范围的周围环境造成严重的污染,影响人们的正常工作、学习和生活。国内外都曾经出现过因为汽车的噪声问题而影响某种车型的市场销售的案例,也经常发生消费者就汽车的振动和噪声问题的投诉。为此,世界各国都制定了严格的汽车噪声控制标准和法规,各大汽车生产厂家也都投入了大量的人力和物力进行汽车振动和噪声发生机理与控制方法的研究,并取得了丰硕的成果。这在目前汽车保有量不断增长和人们环境保护意识日益增强的背景下是必然趋势。但是,由于汽车噪声发生机理非常复杂,传播又具有固体传播和空气传播两种途径,因此车内噪声和车外噪声的控制仍然有很多深入细致的工作需要开展。

必须提醒读者注意的是,噪声和振动是紧密联系在一起的,噪声来源于振动。虽然控制噪声需要一些特殊的方法,但要从根本上控制噪声归根结底还是振动的控制问题。因此,在本书的很多阐述中是将振动和噪声结合在一起的。

1.1 汽车声学知识入门

这里所谓的汽车声学基本知识不是指声学的基本物理特性及其描述,而是指人们在考察或研究汽车这样一个特殊的机、电、液一体化系统,在极其复杂而恶劣的环境中运行时所发生声学现象时必须考虑的一些基本问题,或者是应该具备的一些基本概念。

汽车的结构日趋复杂,其中的运动部件数以千计,因此存在大量的振动源和噪声源。各种振动和噪声源综合在一起,造成了汽车周围非常复杂的声场,也就形成了噪声的车内和车外污染。同时,汽车上振动/噪声的传递途径也比较复杂。例如,既存在通过结构部件传递的结构振动(噪声),又存在通过通孔以及缝隙等传播的空气声。

但是,汽车的声学研究远远不仅仅是声音产生和传播的问题。由于汽车与人类间如此密切的关系,使得人们在研究分析汽车的声学问题时必须考虑声学对人类的影响。因此,对声音的主观评价、生理声学和心理声学知识已经越来越多地应用到汽车声学研究中来,乃至出现汽车声学设计这种新的汽车声学控制概念,而不再仅仅是噪声控制。

另外,汽车声学的研究不仅涉及到结构振动、物理声学、生理声学、心理声学等多学科多领域的知识,而且还涉及到测试、信号分析处理以及控制等技术。因此,要系统研究汽车的声学问题必须具备上述各个领域的知识。

汽车声学研究的基本目的在于弄清各种振动源、声源发生振动和声音的基本原理,明确各种振动和声音的特性与它们之间的相互作用,发现振动和声音传递的途径,在结合人们对各种声音主观评价的基础上,合理确定振动和声音的控制措施,去除令人不适的振动和噪声

(必要时保留一定的“有用”声音,例如能够反映出运动跑车强劲动力特征的发动机谐波噪声),最终在汽车周围,包括车内和车外创造一个良好的声学环境。虽然存在各种振动和噪声的控制方法,但是汽车声学特性最终必须通过实车道路试验,通过合理的客观评价和主观评价进行最后的鉴定。

随着科学技术的飞速发展,汽车设计中虚拟设计、虚拟制造以及虚拟试验技术被应用得越来越广泛,使得汽车设计开发的周期不断缩短,车型的更新换代速度更快,因此,汽车制造商的市场适应能力和竞争能力也日趋增强。

与汽车设计发展的趋势相同,汽车噪声控制(广义上已经上升为声学设计)同样已经提前到整车和零部件的设计阶段,即在图纸阶段就能比较准确地预测设计对象的声学指标,并在此基础上进行针对性的改进,从而可以极大地提高设计对象的成功率,进而增加系统成功设计的机率。因此,对于汽车的噪声问题,在新车型开发过程中,如果能够实现噪声的预测、噪声诊断、噪声品质优化,那么,将具有非常大的价值。目前,这已经成为先进汽车设计中新车型开发过程中的一个重要和必须的环节。

但是从现实情况来看,汽车产品中仍然存在许多产品设计不合理,在投放市场后出现了比较突出的噪声问题。目前,国内设计或生产的汽车这种噪声问题尤为突出。这时再进行汽车的噪声控制就比较困难,因为在汽车批量生产后出现的噪声问题,噪声源识别发现的问题通常会涉及汽车多个部件或者系统,要改进不是容易的事情。一方面,汽车的性能都是通过各个子系统集成后实现的,关系比较复杂;往往进行有利于噪声控制的改进可能会改变系统的其他性能指标,另一方面,即使可以进行的改进也会由于车辆已经批量投产,常常会涉及到车辆生产方面,例如零部件模具、加工工艺和装配等等,牵一发而动全身,改进是非常复杂的,代价是十分昂贵的。例如,作者所在的课题组曾经为某国产轿车的车内后部噪声控制提出4种方案,样车实测噪声检测发现,最佳方案的降噪效果为5.5dB(A),但此方案却因会导致生产成本大大增加而放弃。最后采用的方案对原有的工夹、模具等的改动较小,但是降噪效果下降为2dB(A)。这充分说明,在设计阶段对车内噪声进行预测、分析和优化设计应该成为汽车噪声控制发展的必然方向。

1.2 影响车内噪声的主要因素

为了控制轿车内部噪声,首先要研究有哪些因素对轿车内部噪声有影响。将与车内噪声有联系的因素罗列出来,通过归纳分析画出如图1.1所示的框图,该图基本上表示了影响车内噪声的各种因素以及影响的方式。

归纳影响车内噪声各因素,施加影响的路径有两条:

(1) **固体声传播** 即该因素引起的振动通过结构件传播至车身,引起车身的振动;再由车身板壁振动辐射噪声至车内,形成车内噪声。

(2) **空气声传播** 即该因素本身发出的噪声通过空气,由车身的缝隙漏声或板壁透声传播至车内,形成车内噪声。

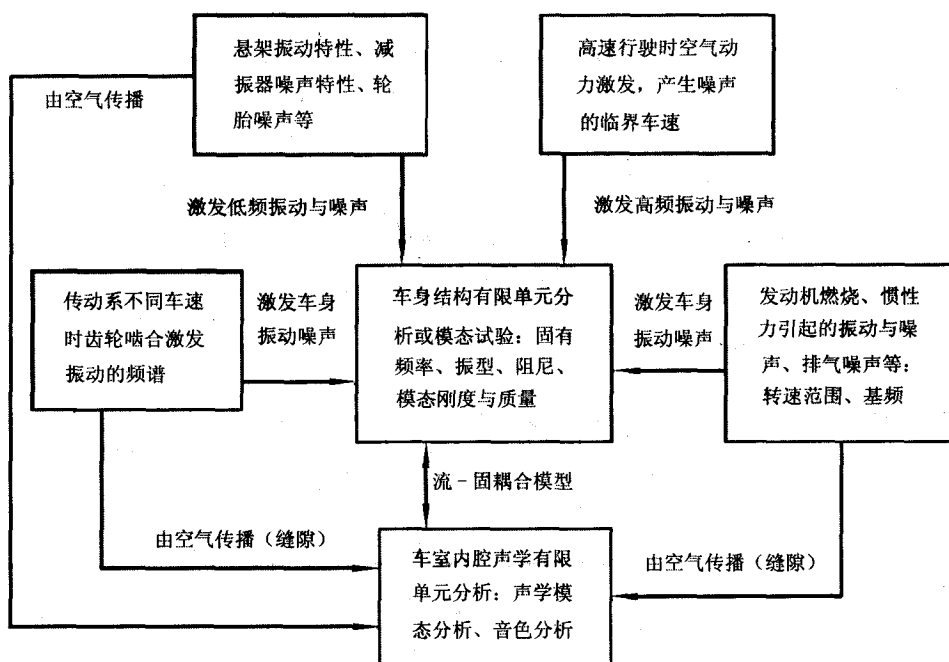


图 1.1 影响车内噪声的各种因素及其方式

1.3 汽车噪声控制的基本方法

讨论汽车的噪声控制问题，首先要明确汽车噪声问题是一个系统问题，而且是非线性复杂系统的问题，因此必须按照系统的观点来考察它，分析它，最后才能很好地控制它。按照系统的观点来考察汽车噪声问题，可以将汽车噪声问题简化为图 1.2 所示的非常简单的框图。

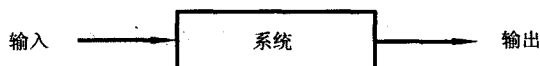


图 1.2 汽车振动/噪声问题系统框图

这里的输入就是指一定运行情况下汽车的振动源和噪声源；输出是指车内和车外的声场分布特性；而系统则是指汽车中所谓的振动/噪声传递途径以及车身板件结构，乃至车厢内部的空气空腔和车外的空气场。下面结合实际的汽车结构对上述三个方面进行较为具体的介绍。

1.3.1 汽车振动、噪声和传递途径

汽车系统结构复杂，运行条件恶劣，行驶工况多变，使得一辆汽车中存在许多的噪声源，因此，汽车噪声实际是许多噪声源所产生的噪声复合而成的。

图 1.3 所示为汽车的主要噪声源和噪声的传播途径。其中，包括发动机、离合器和变速器等在内的驱动总成的噪声占据着最重要的位置。发动机同时产生燃气噪声和机械噪声，

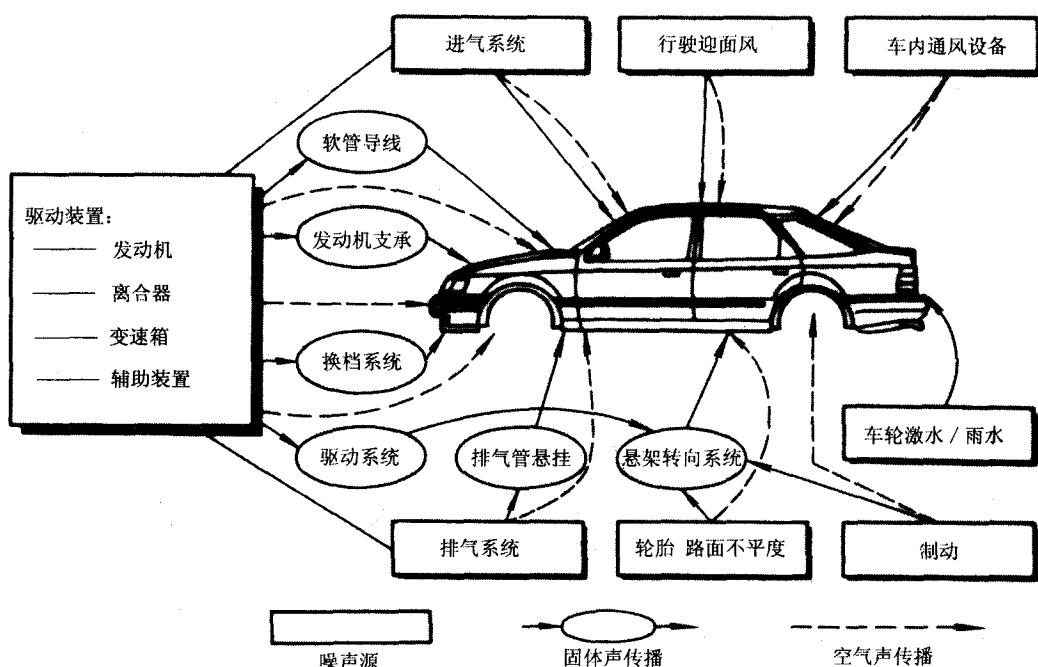


图 1.3 汽车的主要噪声源和传播途径

驱动辅助装置如发电机和冷却风扇也是重要的噪声源，负荷的变化也会在进气系统和排气系统中产生噪声。轮胎和路面噪声会随车速的增加而急剧增加，导致强烈的车外噪声。其他的噪声则来自行驶风噪声和车轮激水噪声等。所有噪声源产生的噪声以固体波动和气体波动两种形式向车身传播。其中的固体波动以振动的形式通过各种各样的支承件和联结（例如电缆、软管和钢绳）直接传递到车身，与从噪声源发出的一次空气声共同激发车身上较大的钣件（如车顶棚等）产生二次空气声，辐射到车内外空间。另外，部分一次空气声通过车身上的缝隙（诸如通风装置和电缆通孔等）直接传入车内空间。

在汽车上，许多噪声源与振动源是一致的，而且振动源应该是最根本的，因此拟将汽车振动源及其影响因素进行讨论。汽车主要振动源包括：路面不平度、发动机燃气力和机械惯性力、制动器和离合器的摩擦力波动、轮胎不均匀性和车轮纵向、垂向和侧向载荷的变化等。研究表明，各种振动现象和振源与汽车整车及零部件参数之间存在复杂的关系。主要的整车影响因素为：①汽车质量和转动惯量；②汽车轴距和轮距；③汽车车桥形式及驱动方式等。影响振动的车身因素主要是车身结构本身的振动特性，以及车身与底盘系统的联结点的阻抗特性；对底盘而言，包括的内容很多，如图 1.4 所示。

汽车噪声的传递有固体波动和气体波动两种传播形式。两种传递形式所传播的噪声能量比例会因车型和结构而变化，而且与频率有很大的关系。通常 500Hz 以下的低、中频率噪声主要以固体波动形式传播，而在较高的频带内则以空气传播为主。图 1.5 为汽车固体波动振动向车内传递的主要位置（图中箭头指示的位置）。主要包括：悬挂系统与车身的联结点、发动机的悬置点、转向系统与车身的联结点和排气管在车身底板上的悬挂点等。

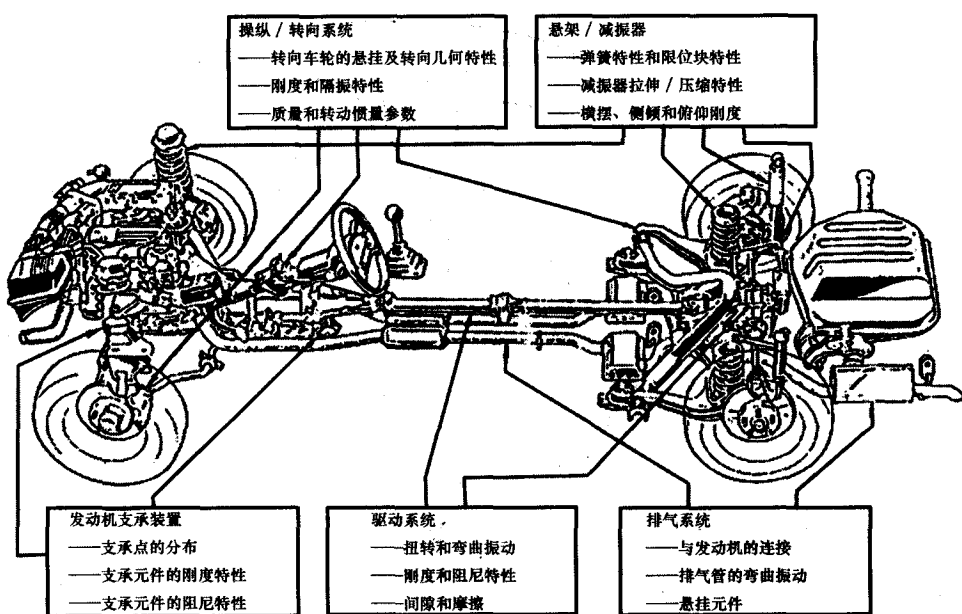


图 1.4 汽车振动之底盘影响因素

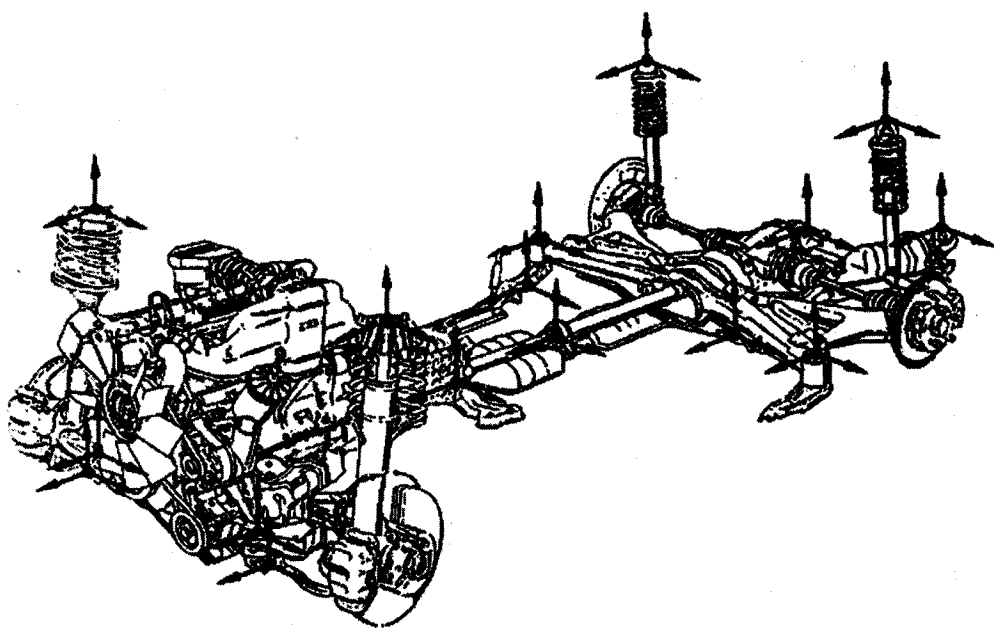


图 1.5 振动向车身传递的位置

各个振源的振动由不同的位置传入车身,共同导致车身结构件的振动,并且辐射噪声。图 1.6 所示为振动在车身上的传入位置。由此可见,汽车的振动和噪声总是与振动源、噪声源、振动和噪声的传播途径及车身受振发声板件紧密联系在一起的,是一个系统问题。

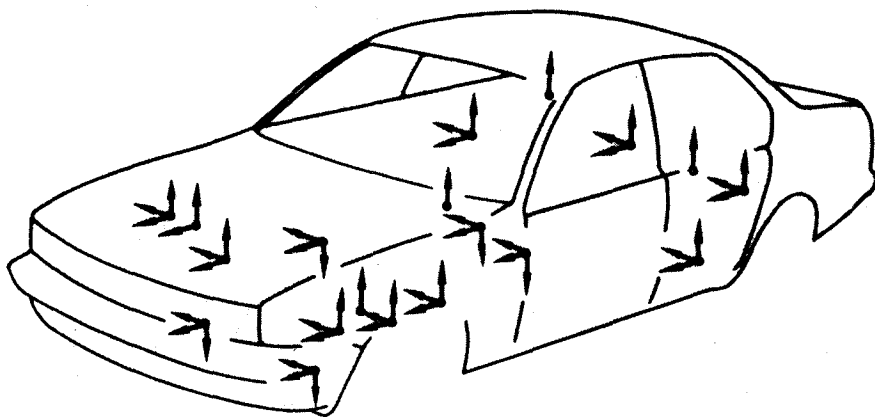


图 1.6 振动在车身上的传入位置

1.3.2 汽车噪声控制基本流程

同样按照系统的观点,汽车噪声控制的基本流程如下:

(1) 噪声源(振动源)识别

噪声源识别是进行噪声控制的关键。只有正确识别振动源或者噪声源的所在,才能正确分析噪声问题发生的机理,明确噪声控制的主要问题,才能事半功倍地解决噪声问题。这相当于对系统的激励的确定工作。

(2) 传递途径识别

从振动源或噪声源到车内外噪声总是存在一定的传递途径的,包括固体振动传递途径和空气传播通道。如果能够正确确定固体振动如何从振源通过哪些悬置,哪些车身板件,由于哪些车内空腔的声学模态相互耦合导致车内噪声问题,就能够有针对性地对传递通道中某些环节进行修改,达到比较好的减振降噪效果。其中当然也包括对空气传播途径的识别。

(3) 车身板件声辐射贡献分析

固体振动最终总是通过车身板件与车内空腔相互耦合振动激发车内噪声。不同位置的车身板件在不同的汽车运行工况和不同激振频率下具有不同的声学辐射效率,对车内噪声的贡献也不会相同。确定特定条件下车身板件的声贡献,可以为修改车身板件提供可靠依据。

(4) 汽车结构模态特性分析

汽车车内噪声问题大多数情况下都是共振问题,因此,详细了解车体结构的结构模态信息对于正确识别传递途径以及确定车身板件的声贡献非常重要。结构模态分析有多种形式,有理论模态分析、试验模态分析以及在线模态参数识别的方法。

(5) 车内空腔声学模态分析

车内噪声实际上是车内空腔内声压分布的部分反映,全面了解车内空腔的声学模态(实际为空腔体积中空气的结构特性),对于合理进行车内座椅的布置以及车身造型具有重要参考价值。

(6) 汽车声学特性计算机辅助预测、灵敏度分析与优化

比较先进的汽车噪声控制要求在设计阶段就确定车内声学特性,因此计算机辅助的噪

声预测、诊断、灵敏度分析以及基于灵敏度分析的车内噪声优化正在成为发展趋势。实际上,这项工作就是将图 1.1 所示的系统分析问题完全在计算机上虚拟实现的过程。这里不仅包括对主要振动源动力学机理的虚拟仿真,而且包括从传递途径到车身结构乃至车内空腔的整个系统的虚拟模拟,因此完全可以在计算机上实现虚拟分析。在经过仿真模型的验证后,就可以通过灵敏度分析确定车内噪声诸多影响因素的影响情况,并在此基础上进行关键因素的优化设计,取得车内优良的声学特性。

(7) 确定噪声改进措施并进行实施后的噪声检测与评价

最终的汽车车内声学设计结果或者对产品车的噪声问题的改进必须经过实车特定工况的测试与检测,并根据相关标准的客观评价以及专业人士的主观评价才能确定实际效果。这是必不可少的程序。

1.3.3 汽车噪声预测的理论方法

通常对汽车车内噪声进行预测分析主要有三种理论方法:有限元法、边界元法和统计能量法。

(1) 有限元法的研究范围为车内中低频固体传播噪声。根据研究的需要将整车模型划分为多个子结构,它们包括动力总成子结构、副车架子结构、悬架子结构、车身子结构以及车内空腔子结构。对影响车内噪声的各子结构建立各自的数学模型以正确反映它们对车内噪声的影响是车内噪声控制的基础。在此基础上使用组合结构系统分析法建立整车结构数学模型,然后使用模态综合法将整车结构模型与车内室空腔子结构模型综合形成整车声结构耦合数学模型,使用有限元软件建立其有限单元模型,并利用该软件提供的子结构技术进行车内噪声预测分析和车内声学最优化设计。用有限元法进行噪声预测,整车建模较为简单,计算时间较短,计算结果直观,不足的是对于高频噪声的预测误差较大。

(2) 边界元法主要是应用于声场的外部问题,但对于车内噪声它同样也可以使用。特别是在处理具有复杂的边界条件的内部噪声问题,比如在处理具有阻抗的表面吸声问题、孔泄漏噪声问题中,边界元法具有比有限元法误差低、效率高的优点。

(3) 统计能量法是新发展起来的一种振动噪声分析方法。它具有一种独特的建模方法,它是以梁、杆、板、壳、柱等子结构为建模基础,虽然初看起来其建模比较“粗糙”,但每个子结构的特性都是统计意义上的特性,因而其统计精度是完全符合工程要求的。统计能量法不同于有限元法能得到某一点的噪声值,它只能获得某个子系统的整体平均噪声水平。但它可以解决高频区内复杂结构系统的动力学问题,这是有限元法和边界元法所无法达到的。

第2章 汽车乘坐室声学模态分析

2.1 汽车乘坐室声学模态分析预测和工程意义

轿车车内空间是由车身壁板围成的一个封闭空腔,内部充满空气。同任何结构系统一样,它同样拥有模态频率和模态形状,即所谓的声学模态。结构系统的振动模态是以具体的位移分布为特征的,而声学模态是以具体的压力分布为特征的。为了理解车内声学响应,重要的是了解车内声学模态频率和声学模态形状。声学模态频率是声学共鸣频率,在该频率处车内空腔产生声学共鸣,使得声压放大。声波在某一声学模态频率下,在轿车车内空腔传播时,入射波与空腔边界反射而成的反射波相互叠加或相互消减而在不同位置处产生不同的声压分布,称之为声学模态形状。

当一个典型的空腔受到壁板的激励时,声学共鸣将导致令人烦恼的低频“轰鸣”噪音,对乘客的舒适性有很大的影响,这是轿车室内声学设计必须要避免的。在轿车设计阶段,轿车室内声学模态分析对于避免车身壁板与车内空腔声学共振提供了非常有价值的资料,并且可以用于指导发动机、传动系等的选型。在国外单排座轿车设计中,对应于第一阶声学共鸣频率的声学模态,其节线位置(零声压位置)设计在人耳附近,使人处于噪音最小的声学环境中。对于现生产轿车或者样车,这种分析方法可以用来确定空腔是否被强烈地激起共振。

国外早期建立的轿车车内空腔的声学模型限于技术条件,并且基于其声学模态沿轿车横向变化不大的特性,使用轿车纵向截面二维模型。其建模简单,节省计算时间,但不能完全反映车内空腔三维声学特性。使用轿车车内空腔三维模型可以全面地反映其声学特性,如声学模态形状为纵向、横向、竖向或者不同方向的组合,国外的声学模型目前只分析了无座椅和有座椅两种情况,而没有考虑司机和乘客对其声学模态的影响。本章在建立了无座椅和有座椅以及包括座椅和人的声学模型的基础上,对比分析了不同模型的声学模态特性,用于指导轿车车内声学设计。

2.2 声学流体基础

2.2.1 无衰减声波的控制方程

在声学流体-结构耦合问题中,需要把结构动力方程和流体动力方程以及流体连续性方程一起考虑。结构动力方程可以使用结构有限单元计算。而流体动力方程与流体连续性方程通过假设简化为声学波动方程(2.1)。由于忽略了粘性消耗,所以该方程是流体中声音传播的无衰减波动方程。在流体-结构耦合问题中必须同时考虑离散化的结构方程和无衰减波动方程。对于简谐变化的声压,即声压方程(2.2),其流体动力方程与流体连续性方程通过假设可以简化为声学波动方程(2.3)。

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \nabla^2 P = 0 \quad (2.1)$$

式中 P ——声压, $P = \text{function}(x, y, z, t)$;

t ——时间;

c ——声速。

该方程是流体中声音传播的无衰减波动方程,若声压为简谐变化的声压,即

$$P = \bar{P} e^{j\omega t} \quad (2.2)$$

式中 $\bar{P}$ ——声压幅值;

j ——虚数单位 $j = \sqrt{-1}$;

ω ——圆频率(rad/s)。

则声学波动方程(2.1)简化为 Helmholtz 方程,即

$$\frac{\omega^2}{c^2} \bar{P} + \nabla^2 \bar{P} = 0 \quad (2.3)$$

在流体与结构耦合问题中必须同时考虑离散化的结构方程和无衰减波动方程,为此将方程(2.1)改写为如下方程:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \nabla \cdot \nabla P = 0 \quad (2.4)$$

引入矩阵运算符,得式(2.5)和式(2.6),

$$\nabla \cdot (\cdot) = \{L\}^T = \left[\frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial}{\partial y} \frac{\partial}{\partial z} \right] \quad (2.5)$$

$$\nabla(\cdot) = \{L\} \quad (2.6)$$

则可以将方程(2.4)改写为表达式(2.7)

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \{L\}^T (\{L\} P) = 0 \quad (2.7)$$

通过使用 Galerkin 程序离散化声波方程(2.7)可以获得单元矩阵。方程(2.7)与实际压力变化相乘,在体积域(Zienkiewicz)内积分,经处理生成方程(2.8)

$$\int_{vol} \frac{1}{c^2} \delta P \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} d(vol) + \int_{vol} (\{L\}^T \delta P) (\{L\} P) d(vol) = \int_S \{n\}^T \delta P (\{L\} P) d(S) \quad (2.8)$$

式中 vol ——体积域;

δP ——声压的实际变化, $\delta P = \text{function}(x, y, z, t)$;

S ——自然边界表面;

$\{n\}$ ——界面的单位法线。

根据流体与结构耦合的边界条件,流体动力方程可以生成流体法向压力梯度和流体—结构耦合界面 S 上结构的法向加速度之间的关系式为

$$\{n\}\{\nabla P\} = -\rho_0\{n\}\frac{\partial^2\{U\}}{\partial t^2} \quad (2.9)$$

式中 $\{U\}$ ——界面结构的位移向量。

其矩阵形式的表达式为

$$\{n\}^T(\{L\}P) = -\rho_0\{n\}^T\left(\frac{\partial^2\{U\}}{\partial t^2}\right) \quad (2.10)$$

将公式(2.10)代入方程(2.8)中,得到积分表达式

$$\int_{vol} \frac{1}{c^2} \delta P \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} d(vol) + \int_{vol} (\{L\}^T \delta P)(\{L\}P) d(vol) = - \int_S \rho_0 \delta P \{n\}^T \left(\frac{\partial^2\{U\}}{\partial t^2} \right) d(S) \quad (2.11)$$

由于车内空腔几何形状的复杂性,上述方程的直接求解十分困难。但是随着高速数字电子计算机的出现和有限单元方法的发展,数值分析解决工程问题的领域越来越宽广。轿车车内空腔的声学模态分析也采用与结构分析同样的方式,通过使用这些计算机数值分析方法取得了突破。有限单元方法是预测汽车内部声学特征的实用工具,方程(2.12)包括流体声压 P 和作为独立变量的结构位移分量 u 、 v 和 w 。用于压力空间变化和位移分量的有限单元形函数分别为方程(2.12)和方程(2.13):

$$P = \{N\}^T \{P_e\} \quad (2.12)$$

$$U = \{N'\}^T \{U_e\} \quad (2.13)$$

式中 $\{N\}$ ——压力单元形函数;

$\{N'\}$ ——位移单元形函数;

$\{P_e\}$ ——节点压力向量;

$\{U_e\}$ ——节点位移分量向量, $\{U_e\} = \{u_e\}, \{v_e\}, \{w_e\}$ 。

经推导,可以得到有限单元分析的声学流体矩阵方程

$$[M_e^P]\{\ddot{P}_e\} + [K_e^P]\{P_e\} + \rho_0\{R_e\}^T\{\ddot{U}_e\} = \{0\} \quad (2.14)$$

式中 $[M_e^P]$ ——单元流体质量矩阵, $[M_e^P] = \frac{1}{c^2} \int_{vol} \{N\}\{N\}^T d(vol)$;

$[K_e^P]$ ——单元流体刚度矩阵, $[K_e^P] = \int_{vol} \{B\}^T\{B\} d(vol)$;

$\rho_0\{R_e\}^T$ ——单元耦合质量矩阵, $\rho_0\{R_e\}^T = \rho_0 \int_S \{N\}\{n\}^T\{N'\}^T d(S)$;

$[B] = \{L\}\{N\}^T$

2.2.2 衰减声波的有限单元分析

当流体边界上存在声学阻尼材料时,声学波动方程的边界条件为

$$\frac{\partial P}{\partial n} = -\frac{\beta}{c} \frac{\partial P}{\partial t} \quad (2.15)$$

式中 β ——边界吸声系数, $\beta = \frac{r}{\rho_0 c}$;