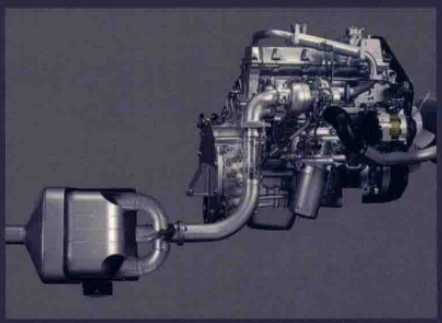
本书的出版得到以下项目资助：
•国家自然科学基金项目（51345007，51765017）
•华东交通大学博士启动经费（10132003415022）
•企业委托项目（20112000778）

汽车排气的阶次噪声和气流噪声分析与控制

刘海涛 著



西南交通大学出版社

图书在版编目（CIP）数据

汽车排气的阶次噪声和气流噪声分析与控制 / 刘海涛著. —成都：西南交通大学出版社，2020.8
ISBN 978-7-5643-7523-2

Ⅰ. ①汽… Ⅱ. ①刘… Ⅲ. ①汽车排气—噪声控制 Ⅳ. ①U467.4

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2020）第 142806 号

Qiche Paiqi de Jieci Zaosheng he Qiliu Zaosheng Fenxi yu Kongzhi

汽车排气的阶次噪声和气流噪声分析与控制

刘海涛　著

责任编辑　何明飞
封面设计　GT 工作室

出版发行　西南交通大学出版社
（四川省成都市金牛区二环路北一段 111 号
西南交通大学创新大厦 21 楼）
邮政编码　610031
发行部电话　028-87600564　028-87600533
网址　http://www.xnjdcbs.com
印刷　成都蜀通印务有限责任公司

成品尺寸　170 mm × 230 mm
印张　13.25
字数　204 千
版次　2020 年 8 月第 1 版
印次　2020 年 8 月第 1 次
定价　88.00 元
书号　ISBN 978-7-5643-7523-2

图书如有印装质量问题　本社负责退换
版权所有　盗版必究　举报电话：028-87600562

>>>>【 前 言 】

汽车排气噪声控制是整车噪声控制中的重要部分，排气系统的研发也是汽车领域的核心技术之一。国内汽车排气系统的设计技术发展较为落后，基本处于仿制阶段，尚缺乏系统的分析及匹配设计能力。研究排气噪声的分析、预测以及快速设计方法，不仅对提升国内排气系统的自主设计能力和整车的噪声性能具有重要的意义，而且对城市道路交通噪声污染的控制也具有重要的作用。

排气噪声主要由阶次噪声和气流噪声组成。本书综合利用理论分析、数值计算以及试验等手段，对排气噪声的分析、预测以及相应的控制方法进行深入研究，为排气消声器的正向匹配设计奠定基础。

本书首先对排气阶次噪声的时域多分辨率提取进行了研究，对转速脉冲信号进行处理获取平滑的发动机转速曲线，并计算出各阶次的中心频率；然后构建加窗小波函数，并与测试信号进行相关比对变换提取出阶次成分；最后通过声级变换获取阶次声压级，从而方便阶次噪声的定量对比分析。

实现阶次噪声的匹配分析需要获取发动机的声源特性参数。本书在发动机声源特性间接识别模型的基础上提出了误差估计方法，用以研究声源特性参数求解方式、测管负载组合以及负载阻抗值的获取方式对识别精度的影响；提出了相应的误差控制方法，并对识别结果进行了试验验证。结果表明提出的误差控制方法有效提高了发动机声源特性的识别精度。

消声结构是阶次噪声控制的关键。利用有限元方法对两种低频消声谐振腔的消声原理进行了分析，分别建立了参数化消声性能预估模型，实现两种谐振腔几何尺寸的快速匹配设计；对两款车的消声器结构进行了改进设计，并分别进行了实车验证。结果表明设计的两种谐振腔结构有效发挥了阶次消声作用。

消声器在气流的作用下会成为噪声发生器。膨胀腔是消声器的基本结构，因而利用三维瞬态流声混合仿真对膨胀腔内部气流噪声的产生过程进行了分析，获取了腔内气流噪声源的分布和大小；通过对仿真结果进行分析，提出了抑制气流噪声的改进结构；搭建了冷流试验台，对改进结构进行气流噪声试验验证。结果表明，改进结构解决了膨胀湍流致声以及回流湍流致声的问题，有效抑制了气流噪声，为低气流噪声的消声器设计提供了新的结构单元。

本书面向实际问题，可供工程机械、汽车等领域相关研究人员和技术人员阅读参考。

在本书的编写过程中，得到了华东交通大学机电与车辆工程学院以及清华大学车辆与运载学院噪声控制实验室的支持和帮助。在此表示衷心的感谢。同时，感谢西南交通大学出版社为本书的出版所做的大量工作。

本书的完成承蒙国家自然科学基金项目（51345007，51765017），华东交通大学博士启动经费（10132003415022）和企业委托项目（20112000778）的资助，特此致谢！

由于作者水平有限，书中难免存在不当或疏漏之处，恳请广大读者批评指正。

刘海涛

2020 年 3 月

>>>>【目 录】

第 1 章 引 言 …… 001
1.1 研究背景与意义 …… 002
1.2 国内外研究现状 …… 007
1.3 研究思路与研究内容 …… 026

第 2 章 时变噪声信号的阶次分析 …… 029
2.1 发动机时变转速计算模型 …… 030
2.2 时域阶次噪声信号滤取 …… 034
2.3 转速域声压级变换 …… 045
2.4 本章小结 …… 050

第 3 章 发动机声源特性识别误差控制 …… 051
3.1 间接法识别模型的误差估计方法 …… 052
3.2 发动机声源特性台架试验 …… 055
3.3 源特性识别误差的来源分析及控制 …… 059
3.4 发动机声源特性识别结果的试验验证 …… 077
3.5 本章小结 …… 082

第 4 章 带阀消声结构的阶次消声分析 …… 084
4.1 带阀消声结构的低频消声原理分析 …… 085
4.2 带阀谐振腔的声学参数化 …… 093
4.3 结构匹配设计及试验验证 …… 101
4.4 本章小结 …… 112

第 5 章 锥颈共振器的阶次消声分析 …… 113
5.1 锥颈共振器消声优势的仿真分析 …… 114
5.2 锥颈共振器的声学参数化 …… 121
5.3 声学性能参数化预测分析 …… 135
5.4 结构匹配设计及实车验证 …… 139
5.5 本章小结 …… 146

第 6 章 膨胀腔内气流噪声抑制 …… 148
6.1 三维时域瞬态流声混合仿真方法 …… 149
6.2 膨胀腔气流噪声产生过程分析 …… 156
6.3 气流噪声抑制方法 …… 164
6.4 改进结构的抑制效果验证 …… 174
6.5 本章小结 …… 184

结 论 …… 186

主要符号对照表 …… 188

参考文献 …… 195

【第1章】>>>>
引 言

汽车排气噪声主要由发动机气缸运动所产生的阶次噪声以及气流经过消声器时所产生的气流噪声两部分组成，两种噪声共同决定了排气尾管辐射噪声的大小，如图 1.1 所示。

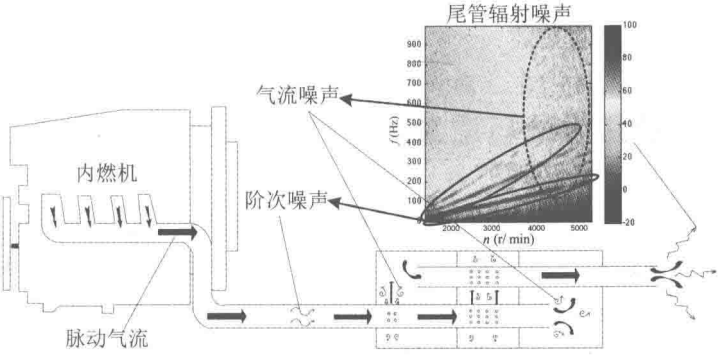


图 1.1　排气尾管辐射噪声分析示意

排气阶次噪声是发动机气缸运动时产生的压力波在排气管道中传播而形成的。阶次噪声主要处于低频段，与发动机运转工况直接相关，在色谱图上可以明显分辨出阶次线，其各阶成分声压级大小的组合会对排气声品质产生影响。气流噪声是管道中气体流动时与消声器内部结构，如突变截面、穿孔等，相互作用形成湍流，继而引发的噪声。气流噪声与阶次噪声不同，呈宽频带分布特征，仅与气流速度和消声器结构相关，其大小直接影响尾管辐射噪声的总声压级大小。

由以上分析可知，阶次噪声和气流噪声产生原理、影响因素以及频率分布都不相同，在低马赫数流动的排气管道内，两种噪声的耦合作用

可以忽略。因而本书对于两种噪声分别进行研究，并对汽车排气噪声问题做如下分解，如图 1.2 所示。对于排气噪声的控制，关键在于对阶次噪声的消减以及气流噪声的抑制。而解决阶次噪声问题，需要考虑三个方面的子问题，即从排气噪声中提取出阶次噪声成分进行对比分析，设计仿真时需要考虑与发动机的耦合以及开发高性能的阶次消声结构。

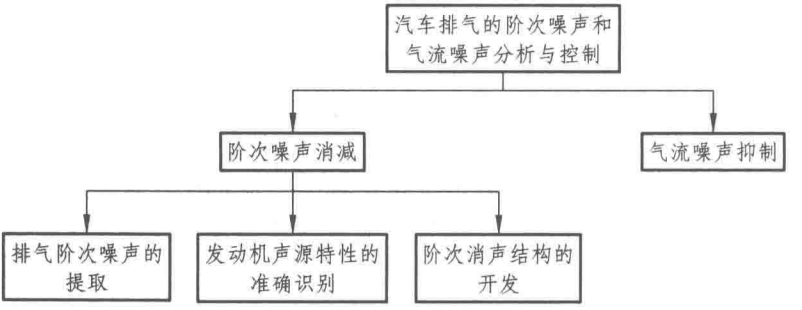


图 1.2 汽车排气噪声问题的分解图

1.1 研究背景与意义

近年来，随着经济的快速发展和人民的生活水平大幅提高，我国汽车保有量迅猛增长。汽车在给人民生活带来便利的同时，也对人民的生活环境产生了巨大的影响，城市道路交通噪声占据了城市噪声的 70%左右，其污染问题已成为各国城市发展的共性难题[1]。特别对于正处于经济高速增长以及城市化进程加速时期的我国各大城市，道路交通噪声成为城市噪声污染的最主要来源，严重影响了城市居民的生活。根据我国环境保护部门发布的中国环境状况公报中声环境相关数据显示，2013 年对 316 个地级以上城市中进行昼间监测，道路交通噪声强度一级和二级的城市占总城市数的 97.8%，三级和四级的城市占到总城市数的 1.6%，五级的城市为 0.6%。与 2012 年相比，一级、二级以及三级城市比例下降了 1.6 个百分点，四级和五级的城市比例分别上升了 1.0 个百分点和 0.6 个百分点。而对 292 个城市进行夜间监测的结果显示，中度污染的城市比例达 6%，重度污染的城市比例占 5.8%[2]。

世界上许多国家都制定了相关的法律法规来限制汽车噪声，而且对

噪声限值的要求越来越严格。欧共体对 M1 类汽车加速行驶通过噪声的限值要求从 1970 年的 82 dB（A）提高到 1995 年的 74 dB（A），降低了 8 dB（A）；日本对 M1 类汽车加速行驶通过噪声的限值要求从 1982 年的 78 dB（A）提高到 1998 年的 76 dB（A），降低了 2 dB（A）[3]。而我国在 1990 年将车外噪声限值提升为强制性标准，并在 2002 年重新修订了 M1 类汽车加速行驶车外噪声限值，由 82 dB（A）提高为 77 dB（A），并于 2005 年继续将限值提高为 74 dB（A）[4]。外部越来越严格的法规要求迫使各大汽车整车制造厂商以及零部件企业努力开发降噪技术，使得生产的车辆满足上市的强制要求。另一方面，车内噪声的大小和品质会直接影响驾驶者对车辆品质的主观评价，乘用车厂商为了获得消费者对自己生产汽车的认可，将汽车噪声控制作为整车开发中重点发展的技术[5]。

汽车噪声是由多种噪声合成的结果，汽车噪声来源一般包括发动机、传动系统、进排气系统、轮胎以及车身系统等[5]。据有关研究显示，汽车排气噪声对车外噪声的贡献率占约 20%以上，在汽车噪声源中居重要位置[6, 7]。同时，排气噪声也对整车的噪声品质有直接的影响，如今降低排气噪声不再是排气消声器设计的唯一目标，让汽车排气噪声符合人的主观感受成为更高的设计目标[8-10]。因此，排气噪声控制成为整车噪声控制中的一个重要环节，汽车排气系统的开发设计也成为汽车领域的关键核心技术。

汽车排气消声器是用于控制发动机噪声的核心零部件，其功用主要有两个，即顺畅地排出废气以及控制发动机工作时排气所产生的噪声。排气系统的噪声由多种噪声源辐射的声音叠加而成，主要包括阶次噪声、气流冲击噪声、壳体辐射噪声和气流噪声[5]。气流冲击噪声是由管道内不稳定气流对管道产生冲击而产生的，可以通过加大管道的过渡圆弧和在突变截面处使用渐变结构等方法来减小冲击噪声。壳体辐射噪声主要来自两个方面：一方面，发动机和车体的振动会带动整个排气系统振动，并激起消声器外壳等薄板结构振动，从而对外辐射噪声；另一方面，排气系统内部气流的脉动以及紊流也会对薄板结构施加作用力，从而激起薄板振动并辐射噪声。壳体辐射噪声可以通过优化设计板结构的几何尺寸、结构形状和刚度来降低，如采用双层板壳结构、设计加强筋、沟槽、加阻尼处理等手段。阶次噪声和气流噪声主要通过排气系统尾管口向外

界环境辐射，是排气噪声的主要来源。阶次噪声是由发动机在旋转时排气冲程产生的压力波，并在排气管道中传播而形成的。阶次噪声在发动机中低速运转时，占据了排气尾管辐射噪声的绝大部分，是排气系统声学腔体结构设计主要针对的对象，也是最难处理的噪声。气流噪声是管道中气体流动速度较高时，流体与消声器内部各种结构相互作用形成湍流，继而发出的气流噪声。气流噪声与气流速度相关，随着速度的增高，气流再生噪声会成几何级数增加[11]。有学者进行了相关统计研究，在发动机中高转速运行时，排气系统内部产生的气流噪声占据了排气尾管辐射噪声较大部分[12]，如图 1.3 所示。因而，排气系统设计面临的两个最大问题是阶次噪声和气流噪声的控制。

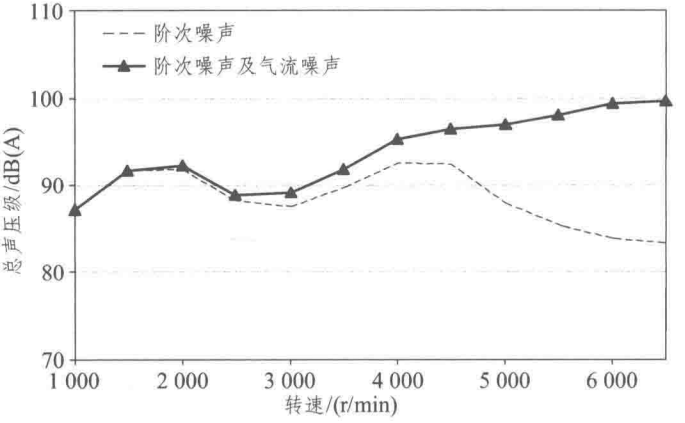


图 1.3 排气尾管辐射噪声统计曲线[12]

目前，阶次噪声和气流噪声的控制尚无系统完备的解决方案。国外大型汽车厂商的排气系统设计多是基于经验法和大量匹配试验，会耗费大量的人力、物力和财力。现在国外研究人员积极发展排气消声器数值仿真技术，用于预测排气噪声并对消声结构进行正向设计，以降低研发成本和周期。而国内厂商由于起步晚，以前对噪声控制的重视不够，缺乏相应的经验积累与试验手段，自主设计能力严重不足，尚处于仿制阶段。解决阶次噪声和气流噪声的控制主要面临以下几个问题：

（1）缺乏对阶次噪声提取方法的理论分析。

随着技术的发展，目前排气噪声的限值不再单一使用总声压级水平作为衡量标准，而是对各阶次噪声成分也设定了标准值。如图 1.4 所示，

为某企业对排气尾管噪声设定的限值标准。

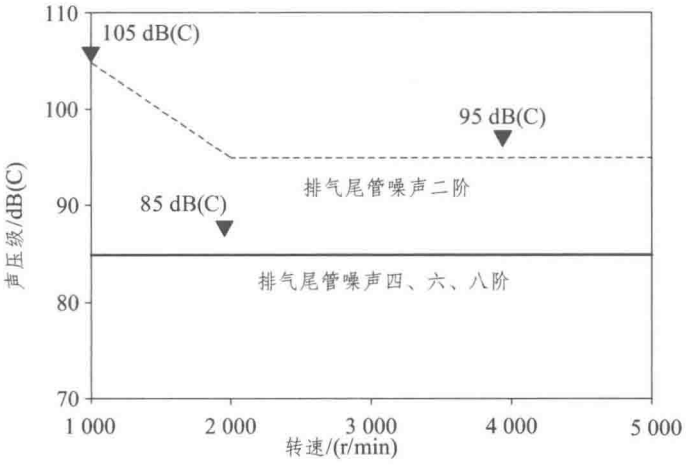


图 1.4 排气尾管辐射噪声各阶次限制标准

从图 1.4 中可知，目前业界已经对排气噪声中的各阶次成分分别设置了严格的限制标准，要检验设计的消声器阶次噪声是否合乎要求，首先需要对排气尾管辐射噪声中的各阶次成分进行准确提取。由于国内噪声控制技术起步较晚，对噪声分析控制技术重视不够，国内在噪声信号采集分析等技术方面都落后于西方发达国家。目前，国内汽车厂商以及研究单位大多直接购买国外的采集设备和噪声分析处理软件来对阶次噪声进行计算分析，但由于对阶次噪声信号提取背后的原理并不清楚，造成排气阶次噪声提取结果的差异。另外，不同噪声后处理分析软件对于阶次噪声的处理方法也不同，也造成不同软件处理结果偏差较大。这些问题使得不同机构测试出来的阶次噪声结果无法进行比对，不利于国内排气系统设计技术的发展。

（2）发动机声源特性识别误差较大。

排气系统的性能与发动机的特性密切相关，排气系统与发动机不仅存在着流动耦合，也存在着声耦合关系。排气系统的正向匹配设计中需要考虑发动机源特性参数的影响，因而国内外学者都投入了大量精力研究发动机声源特性识别技术。发动机声源特性的间接识别模型由于稳定性较差，识别结果会产生较大的误差；而为了减小误差而发展的多负载法识别技术，则会增加测试工作量以及识别难度。发动机声源特性的识

别误差来自多个方面，目前对其还缺乏系统研究，也难以提出相应的控制方法。另外，发动机声源特性识别试验较为复杂，试验环境恶劣，发展准确选取负载测管参数的方法，对于减小识别工作量也尤为重要。

（3）缺乏高效阶次消声结构及其设计方法。

阶次噪声属于低频噪声，频率会随着发动机转速的变化而变化。一般排气消声器都采用抗性结构，如膨胀结构、共振器结构、内插管等，来对阶次噪声进行控制。膨胀结构具有较宽的消声频带，但是消声量有限，要提高消声量需要增加体积以提高扩张比。然而由于汽车底盘空间有限，增加消声器体积较难实现，同时增加体积也会增加质量和成本。共振器结构与内插管具有较高的消声量，但其消声频带太窄，难以有效地对频率随发动机转速变化的阶次噪声进行控制。目前，还缺乏针对阶次噪声控制的高效消声结构，相应的匹配设计方法也亟须深入研究。

（4）缺乏对气流噪声产生过程及抑制方法的研究。

气流噪声的产生机理极其复杂，国内外学者对于气流噪声的研究大多采用试验方法，对不同结构施加不同流速的气流，分析气动噪声的大小。然后根据试验结果统计出经验分析模型，并对抑制气流噪声的结构设计给予一定程度的指导。但这种方法难以直观展示气流噪声的产生过程，仅能根据经验去尝试新的结构形式，具有相当大的盲目性。对于气流噪声的抑制，需要弄清腔体内部气流噪声的产生机理，然后有针对性地发展相应方法对气流噪声进行抑制。

（5）各种声学性能计算方法的综合应用。

为了推动消声器的设计技术，国内外学者发展了多种消声器声学性能计算方法，主要包括集总参数方法、传递矩阵方法、多维解析方法、有限元法、边界元法和时域数值方法等。各种数值方法都有其优缺点和不同的适用范围，单一选用一种方法，难以有效解决实际工作中排气消声器面临的问题，合理地综合应用这些方法是排气系统正向设计开发的关键。

综上所述，通过对排气噪声来源的分析，发动机气缸运动产生的阶次噪声以及消声器内部的气流噪声是排气系统设计面临的主要问题。要解决排气阶次噪声，需要解决阶次噪声信号定量提取、发动机声源特性准确获取以及阶次消声结构开发 3 个子问题。对于排气气流噪声，需要

对腔内气流噪声产生过程和原理进行研究，并在此基础上设计气流噪声抑制结构。而以上问题，除了试验手段以外，还需要综合使用各类声学计算方法，从而有效地指导问题的解决。

1.2 国内外研究现状

针对以上排气消声器所面临的问题，国内外学者做了大量的研究工作。下面针对阶次噪声定量分析、发动机声源特性识别、阶次消声结构及其设计、气流噪声的分析与控制以及声学特性计算方法等几个方面，介绍国内外相关技术的研究现状。

1.2.1 阶次噪声分析

阶次分析技术主要是用来解决实际工程中的非线性时变信号的分析处理问题，国内外众多学者对其进行了深入的研究。阶次跟踪分析技术最先主要应用于旋转机械的振动信号分析和故障诊断，分析方法主要分为硬件阶次跟踪法和计算阶次跟踪法（Computed Order Tracking，COT）[13, 14]。硬件阶次跟踪法对试验硬件依赖性强，成本较高，尤其对于现场测试，硬件设备不易安装，增加工作量，也增加了对测试人员的从业素质要求[15]。为了避免传统硬件阶次跟踪分析的缺陷，计算阶次跟踪法随着计算机运算速度的提高而逐渐成为主流[16, 17]。计算阶次跟踪法都采用时域等间距的原始信号，经过多年发展已形成了多种处理方法，主要分为以下 4 种：

（1）基于短时傅里叶变换的阶次分析。

Gabor 提出了短时傅里叶变换，通过对信号进行加窗处理，得到局部区域的频谱，从而能用于非稳态信号的分析。再结合转速历程信号，可以对非稳态信号进行时（转速）-频表示，但是不能重构阶次分量的时域波形。

（2）基于等角度重采样的阶次分析。

Potter[18]最早提出了等角度重采样的阶次跟踪分析方法，独立同步采集转速和被测对象的信号，通过数字信号处理来实现阶次跟踪分析。但

这种方法对键相脉冲的正时精度非常敏感，转速曲线对于频谱精度也有影响[16]。为了提高键相脉冲的正时精度，吕琛[19]和 Blough[20]分别提出了采用高速 DSP 电路来进行阶次跟踪分析。而对于转速曲线的精确计算，吴剑[21]、杨炯明[22]、汤宝平[23]等都提出了各种不同的方法对转速曲线以及相关的重采样时刻进行处理，并取得了较好的效果。基于等角度重采样的阶次跟踪分析虽然能够进行时间（转速）-阶次表示，但是也不能重构阶次分量的时域波形。

（3）基于 Vold-Kalman 滤波器（VKF）的阶次跟踪分析。

Vold[24]首次在 Kalman 滤波器的基础上提出了基于角速度的 Vold-Kalman 阶次跟踪算法。该方法构造了以转速为基础的正弦比对信号，采用梯度迭代实现阶次分量的提取。Vold[25, 26]继续对 VKF 进行理论改进，提出了基于角位移的 Vold-Kalman 阶次分量提取方法，使之具备了多分量同时提取、无转速变化率限制以及较好的解耦能力等多个优点。VKF 阶次跟踪分析方法能够对转速变化进行自适应调整，避免了由于时频变换和重采样导致的相位偏移，可以实现阶次分量的时域波形重构，但是不能对信号进行时-频表示，同时需要进行大规模的解耦计算，较难实现在线处理[15]。

（4）基于 Gabor 时频变换的阶次跟踪分析。

基于 Gabor 时频变换的阶次跟踪分析由 Albright 和 Qian[27]提出，该方法来源于 Gabor 提出的任何信号均可进行 Gabor 展开的思想[28]。该方法先对原始信号进行时频分析，在时频图上对阶次成分进行提取和分离，然后根据提取的系数进行波形重构即可得到时域阶次分量的波形，但是这种方法不能分离交叉阶次。为了解决交叉阶次分离的问题，Pan[29]提出了改进的 Gabor 阶次跟踪分析技术，通过对比发现，改进的算法结构可以很好地解决交叉阶次分离问题。基于 Gabor 时频变换的阶次跟踪分析技术，既可以对信号进行时-域表示，也可以进行阶次分量的波形重构，可以更加全面地分析阶次噪声。但是，这种方法经过时频变换后，阶次分量在相位上有偏移；另外，该方法的时间窗的宽度与频率无关，是一种恒分辨率分析，在某些情况下阶次分析会出现较大误差，限制了该方法的应用。

以上分析的 4 种计算阶次分析技术，都是以傅里叶变换为基础的。

傅里叶变换为线性变换，是一种恒分辨率分析，用来分析非线性的时变信号时，会出现频率泄漏、阶次混叠等问题，从而使得分析结果出现较大误差。行驶过程中的汽车排气噪声是非线性的时变信号，对其进行阶次噪声分析，需要一种可变分辨率的分析方法进行精确地追踪提取。

相对傅里叶分析，小波变换提供了一种自适应的时域和频域同时局部细化的变换分析方法，通过伸缩和平移运算能对信号进行多分辨率细化分析，克服了傅里叶分析的缺陷[30, 31]。如果能够构造标准的小波函数用以排气阶次噪声分析，则阶次提取过程必然会大大简化，并形成统一的定量分析标准，从而为针对阶次噪声的排气消声结构开发提供可靠的分析基础。

1.2.2 发动机声源特性参数识别

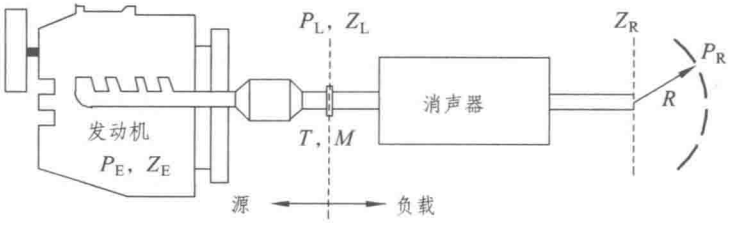
发动机与排气系统是相互耦合的系统，共同决定了尾管辐射噪声中的阶次噪声大小。要对排气消声器和发动机进行匹配仿真分析，需要获取准确的发动机源特性参数，以便作为排气系统仿真模型的入口激励。

国内外学者在发动机声源特性识别模型上做了大量的研究工作。有些学者将发动机定义为时变模型，在时域内计算发动机的声源特性参数[32, 33]。时变模型能够考虑发动机排气产生的高声压级脉动的非线性效应，能够更好地描述发动机气缸和排气系统之间复杂的相互作用。另外，这种时域方法还能考虑发动机与涡轮增压器的相互作用，已经成为实际工业界中发动机性能匹配计算的一个标准工具[34]。如GT-Power是由美国Gamma Technologies公司开发的针对汽车内燃机及零部件的模拟软件，采用的一维时域计算方法，可以直接对发动机建模，并与排气系统进行声学和流体的匹配计算[35-39]。但是这种时域计算模型需要获取发动机气缸及相关附件的准确几何参数，以及相关的发动机性能参数，如缸内压力、气门升程、点火提前角等。然而实际排气系统匹配过程中，这些关键的性能参数获取较为困难，从而难以建立较准确的发动机模型[34]。

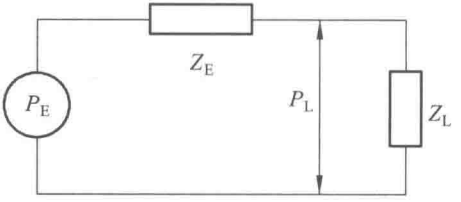
发动机声源特性的线性频域识别模型仍然在排气系统的匹配设计中发挥重要作用。线性频域求解模型将发动机简化成一个黑箱，直接用参数来代替发动机的声学源特性，大大简化了发动机的建模过程。识别得到的源特性参数可以作为入口的激励和边界条件施加到排气系统的三维

有限元模型上，从而实现更加精准的匹配设计。

将发动机简化成线性时不变系统，通过声电类比模型，可以将发动机的声源特性用声源声压和声源阻抗两个参数来描述[40]，如图 1.5 所示。



（a）发动机排气系统



（b）声电类比系统（恒压源）

图 1.5 典型发动机排气系统及其声电类比示意[47]

图 1.5 中，P_E 是发动机声源声压，Z_E 是发动机声源阻抗，P_L 是源与负载接口处的声压，Z_L 是负载阻抗，P_R 是距尾管口 R 处响应点的辐射声压，Z_R 是尾管口处的辐射阻抗，M 表示排气系统入口处的气流马赫数，T 表示排气系统入口处的温度。在频域识别模型中，源与负载之间的相互耦合作用可用式（1.1）[40]表示。

$$P_L = P_E Z_L / (Z_E + Z_L) \tag{1.1}$$

国内外学者提出了许多方法来确定源特性参数，这些方法可以分为直接法和间接法两种。直接法[40-42]主要基于驻波比法和随机激励法。直接法测试时需要外部声源激励来获取源特性参数，但对于发动机的声源特性测试，管道内会产生高温、带有腐蚀性以及高声压级的气流，难以找到能够耐受如此恶劣环境的外部声源，因而直接法不适用。间接法不需要外部声源，只需要更换源特性负载测管，再测取尾管口辐射噪声即可，因而间接法在发动机声源特性识别中得到广泛应用。经过多年发展，

间接法发展出了多种方法，如双负载法[43]、三负载法[44]、四负载法[45]以及多负载法[46, 47]，这些方法都有各自的优缺点。双负载法需要一个与噪声产生过程相关的参考信号来计算复声压，但是这种参考信号不太容易选取。对于间接法中的其他方法，测试时需要的负载数都在两个以上。在不同的负载情况下，将式（1.1）表示各个负载的等式进行比值处理，消去声源声压$|P_{\mathrm{E}}|$，得到式（1.2）[45]。

$$\begin{aligned}\alpha_m &= \left(|P_{\mathrm{L},m}|/|P_{\mathrm{L},m+1}|\right)|Z_{\mathrm{L},m+1}|/|Z_{\mathrm{L},m}| \\ &= |Z_{\mathrm{E}}+Z_{\mathrm{L},m+1}|/|Z_{\mathrm{E}}+Z_{\mathrm{L},m}|,\quad (m=1,2,\cdots,N-1)\end{aligned} \tag{1.2}$$

式中 N——负载数。

将源与负载接口处管内声压的比值换算到尾管外响应点辐射噪声声压的比值，再代入式（1.2）中，即可获取α_m的值，见式（1.3）[45]。

$$\alpha_m = \frac{|P_{\mathrm{R},m}|}{|P_{\mathrm{R},m+1}|}\cdot\frac{|C_{\mathrm{L},m}Z_{\mathrm{R}}+D_{\mathrm{L},m}|}{|C_{\mathrm{L},m}Z_{\mathrm{R}}+D_{\mathrm{L},m+1}|},\quad (m=1,2,\cdots,N-1) \tag{1.3}$$

式中 C_{L}和D_{L}——负载的四端极子参数。

联立式（1.2）和式（1.3），根据 Prasad 的公式推导，可以得到用于声源阻抗求解的二元二次非线性方程组，见式（1.4）[45]。

$$(R_{\mathrm{E}}^2+X_{\mathrm{E}}^2)+a_mR_{\mathrm{E}}+b_mX_{\mathrm{E}}+c_m=0,\quad (m=1,2,\cdots,N-1) \tag{1.4}$$

式中 $Z_{\mathrm{E}}=R_{\mathrm{E}}+\mathrm{j}X_{\mathrm{E}}$；

$a_m=2[\mathrm{Re}(Z_{\mathrm{L},m+1})-\alpha_m^2\,\mathrm{Re}(Z_{\mathrm{L},m})]/(1-\alpha_m^2)$；

$b_m=2[\mathrm{Im}(Z_{\mathrm{L},m+1})-\alpha_m^2\,\mathrm{Im}(Z_{\mathrm{L},m})]/(1-\alpha_m^2)$；

$c_m=\left(|Z_{\mathrm{L},m+1}|^2-\alpha_m^2|Z_{\mathrm{L},m}|^2\right)/(1-\alpha_m^2)$。

三负载法需要求解含有两个二元二次方程的方程组，由于测试误差以及模型简化的影响，可能在某些频率点下方程组的解不存在，从而限制了这种方法的应用[48]。四负载法成功地避免了三负载法无解的情况，也是国内外学者研究最多的一种方法。四负载法可以得到含有三个二元