



Acoustics Theories and  
Applications of Resonators  
for Vehicle Turbocharged  
Air Intake System

郭荣 著

# 车用涡轮增压进气系统 消声器声学理论及应用

同济大学学术专著(自然科学类)出版基金 项目  
上海汽车工业教育基金会

# 车用涡轮增压进气系统消声器声学 理论及应用

Acoustics Theories and Applications of Resonators for  
Vehicle Turbocharged Air Intake System

郭 荣 著



同济大学出版社  
TONGJI UNIVERSITY PRESS

## 内 容 提 要

本书系统阐述了车用涡轮增压进气系统消声器的声学理论和设计流程。共 10 章,内容比较新颖,主要包括:涡轮增压器噪声产生的机理,管道声学理论基础,消音元件声学分析,多腔消声器声学特性测试实验方法,多腔消声器声学特性计算的一维理论和二维理论,多腔消声器声学特性的有限元仿真,多腔消声器结构参数优化方法,以及增压发动机进气多腔消声器设计应用等,另外还提供了丰富详实的理论模型和工程应用实例。

本书可作为汽车工程师进行车用涡轮增压进气系统噪声控制的参考用书,也可作为高等院校车辆和内燃机专业振动与噪声控制课程的教学用书。

## 图书在版编目(CIP)数据

车用涡轮增压进气系统消声器声学理论及应用 /  
郭荣著. —上海:同济大学出版社,2017.4  
ISBN 978-7-5608-6923-0

I. ①车… II. ①郭… III. ①涡轮增压器—进气系  
统—消声器—声学—研究 IV. ①TK413.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2017)第 086220 号

同济大学学术专著(自然科学类)出版基金 项目  
上海汽车工业教育基金会

---

## 车用涡轮增压进气系统消声器声学理论及应用

郭 荣 著

责任编辑 马继兰 责任校对 徐春莲 封面设计 陈益平

出版发行 同济大学出版社 [www.tongjipress.com.cn](http://www.tongjipress.com.cn)  
(上海市四平路 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  
开 本 787 mm×1 092 mm 1/16  
印 张 11.5  
字 数 287 000  
版 次 2017 年 5 月第 1 版 2017 年 5 月第 1 次印刷  
书 号 ISBN 978-7-5608-6923-0



定 价 55.00 元

---

本书若有印装质量问题,请向本社发行部调换 版权所有 侵权必究

# 前 言

小排量涡轮增压发动机是未来节能汽车的重点发展方向之一。增压发动机能提高汽车的动力性和燃油经济性,但也会给进气系统带来新的噪声问题,其频率分布很广,且以高频成分为主,会严重影响人们的乘坐舒适性,给涡轮增压进气系统安装消声器是控制进气噪声最经济且有效的措施之一。传统消声元件消声频率范围窄,未能有效抑制此种噪声。多腔宽频消声器是一种能兼顾消声和安装空间要求的优良消声元件,近些年正逐步在涡轮增压进气系统中得到广泛应用。目前,国内针对该类消声器的声学理论、结构设计、优化及应用的文献不多,且往往只针对某一方面进行研究,缺乏系统和深入的分析总结。

本书着重介绍了涡轮增压进气系统消声器的声学理论和设计流程,其中以较大篇幅、详细介绍了各种多腔消声器的声学特性预测和优化方法。本书第1章系统总结了涡轮增压器噪声分类及其产生机理。第2章阐述了管道声学理论的基本知识。第3章研究了消音元件的设计要求和性能评价指标,分析常见消音元件和宽频消音元件的声学特性。第4章阐述了基于两载荷法的多腔消声器声学特性测量实验方法。第5章和第6章分别阐述了用于多腔消声器声学特性计算的一维理论和二维理论。第7章研究采用有限元法进行多腔消声器声学特性预测。第8章结合实验对比分析了用于多腔消声器声学特性预测的一维理论、二维理论和有限元法的特点。第9章探讨了基于一维和二维预测理论的多腔消声器结构参数优化方法。第10章研究了多腔消声器在车用涡轮增压进气系统中的设计应用。

特别感谢研究生唐文博和朱伟伟在本书的撰写、编排和校核方面做了大量的工作。由于时间仓促,作者水平有限,书中难免出现错误和疏漏,恳请读者批评和指教。

本书的出版得到上海汽车工业教育基金会和同济大学学术专著(自然科学类)出版基金对本书的资助,在此表示感谢。

郭 荣 著者

2017年4月于同济大学

# 目 录

## 前言

<b>1 涡轮增压器噪声产生机理</b> .....	1
1.1 涡轮增压器工作原理及结构 .....	1
1.2 涡轮增压器噪声分类及产生机理 .....	2
1.2.1 转子动力噪声 .....	3
1.2.2 空气动力噪声 .....	6
1.3 目前主要解决方案 .....	13
1.3.1 多腔消声器 .....	13
1.3.2 组合消声器 .....	14
1.3.3 无纺布多孔消音管 .....	14
<b>2 管道声学理论基础</b> .....	16
2.1 声学基本概念 .....	16
2.2 声波方程 .....	19
2.3 管道中的平面波 .....	20
2.4 管道中的二维波 .....	21
<b>3 消音元件声学分析</b> .....	24
3.1 消音元件分类 .....	24
3.2 消音元件设计要求 .....	24
3.3 消音元件声学性能评价指标 .....	25
3.3.1 插入损失 .....	25
3.3.2 传递损失 .....	26
3.3.3 减噪量 .....	28
3.4 常见消音元件声学分析 .....	29
3.4.1 扩张消声器 .....	29
3.4.2 赫姆霍兹消声器 .....	32
3.4.3 四分之一波长管 .....	37
3.4.4 二分之一波长管 .....	38
3.4.4 穿孔管 .....	40

3.5	宽频消音元件声学分析 .....	41
3.5.1	多腔扩张消声器 .....	41
3.5.2	多腔穿孔消声器 .....	41
<b>4</b>	<b>多腔消声器声学特性测量实验方法 .....</b>	<b>44</b>
4.1	两载荷法实验原理 .....	44
4.2	两载荷法实验台架的搭建 .....	46
4.3	两载荷法实验传递损失测量 .....	48
<b>5</b>	<b>多腔消声器声学特性计算的一维理论 .....</b>	<b>51</b>
5.1	传递矩阵法 .....	51
5.2	管道单元一维传递矩阵推导 .....	53
5.2.1	直管单元 .....	53
5.2.2	截面突变管单元 .....	54
5.2.3	旁支管单元 .....	55
5.2.4	穿孔管单元 .....	56
5.2.5	双层穿孔管单元 .....	58
5.3	多腔消声器声学特性一维计算 .....	61
5.3.1	直通多腔穿孔消声器 .....	61
5.3.2	直通多腔双层穿孔消声器 .....	63
5.3.3	含穿孔插入管多腔消声器 .....	64
<b>6</b>	<b>多腔消声器声学特性计算的二维理论 .....</b>	<b>70</b>
6.1	管道单元声学参数二维推导 .....	70
6.1.1	直管单元 .....	70
6.1.2	环形管单元 .....	71
6.1.3	穿孔管单元 .....	72
6.1.4	双层穿孔管单元 .....	74
6.2	传递损失计算 .....	76
6.2.1	声学单元划分 .....	77
6.2.2	直接积分法 .....	79
6.2.3	模态匹配法 .....	80
6.2.4	二维传递矩阵法 .....	81
6.3	多腔消声器声学特性二维计算 .....	82
6.3.1	直通多腔穿孔消声器 .....	82
6.3.2	直通多腔双层穿孔消声器 .....	86
6.3.3	含穿孔插入管多腔消声器 .....	90
6.4	基于二维理论的进气消声器声学特性分析 .....	100
6.4.1	扩张消声器 .....	100
6.4.2	直通穿孔消声器 .....	101

6.4.3	直通双层穿孔消声器 .....	104
6.4.4	插入管消声器 .....	106
6.4.5	穿孔插入管消声器 .....	108
<b>7</b>	<b>多腔消声器声学特性的有限元仿真 .....</b>	<b>116</b>
7.1	LMS Virtual · Lab 声学有限元仿真简介 .....	116
7.1.1	仿真计算 .....	116
7.1.2	后处理 .....	116
7.2	多腔穿孔消声器声学有限元仿真与分析 .....	117
<b>8</b>	<b>进气消声器声学特性计算方法对比 .....</b>	<b>119</b>
8.1	扩张消声器 .....	119
8.2	插入管消声器 .....	120
8.3	直通穿孔消声器 .....	122
8.4	直通双层穿孔消声器 .....	128
8.5	穿孔插入管消声器 .....	129
<b>9</b>	<b>多腔消声器结构参数优化方法 .....</b>	<b>131</b>
9.1	消声器声学特性设计目标 .....	131
9.2	基于非线性最小二乘法的消声器结构参数优化 .....	132
9.3	基于遗传算法的消声器结构参数优化 .....	133
9.3.1	遗传算法基本原理 .....	133
9.3.2	Matlab 遗传算法工具箱 .....	133
9.4	基于 Kriging 代理模型的消声器结构参数优化 .....	135
9.4.1	Kriging 代理模型理论 .....	135
9.4.2	抽样方法 .....	139
9.4.3	参数优化方法 .....	141
9.4.4	迭代加点准则 .....	142
9.5	多腔消声器优化实例与分析 .....	144
9.5.1	非线性最小二乘法优化实例 .....	144
9.5.2	遗传算法优化实例 .....	146
9.5.3	基于 Kriging 代理模型优化实例 .....	148
<b>10</b>	<b>增压发动机进气多腔消声器设计应用 .....</b>	<b>151</b>
10.1	基于整车半消声室的进气噪声测试 .....	151
10.2	进气系统噪声特性分析 .....	152
10.3	进气多腔消声器结构优化设计 .....	154
10.3.1	宽频噪声处理方案 .....	154
10.3.2	单频噪声处理方案 .....	154
10.3.3	多腔穿孔消声器结构参数确定 .....	156

10.4	含进气多腔消声器的进气系统压力损失计算 .....	158
10.4.1	增压发动机进气系统流场分析前处理 .....	159
10.4.2	增压发动机进气系统流场模型设置 .....	160
10.4.3	增压发动机进气系统流场计算结果分析 .....	163
10.5	进气多腔消声器台架实验及整车验证 .....	166
10.5.1	多腔穿孔消声器台架实验验证 .....	166
10.5.2	多腔穿孔消声器实车验证 .....	167
参考文献 .....		171



# 1 涡轮增压器噪声产生机理

近几年,由于我国汽车市场的迅猛增长,科技进步成果的融合将引领汽车行业新的大发展,在能源危机和环境保护的双重压力下,当代汽车发动机电子技术、涡轮增压技术的迅猛发展与涡轮增压器制造技术的发展互相作用,促进了涡轮增压器行业的迅速发展。同时,随着涡轮增压器效率的提高和匹配技术的发展,涡轮增压器技术在汽车行业得到了广泛的应用。自1989年以来,我国增压器的需求以每年30%的速度递增。涡轮增压器作为一种高效、节能、科技含量高的环保型产品,由于其具有改善汽车发动机尾气排放污染、提高发动机的功率和重量比、提高发动机的扭矩特性、降低燃油消耗和发动机噪声等优点,所以,增压发动机已经成为现代汽车和工程机械的标准配置。

涡轮增压器技术通过涡轮增压器提高进气密度,可以全面改善发动机的动力性、经济性以及排放指标等综合性能,给发动机注入强劲动力,被誉为内燃机发展史上的第二个里程碑。

然而,涡轮增压器高速旋转产生的噪声和高频振动对汽车舒适性会产生很大影响。同时涡轮增压器朝着小型化、高速化发展,涡轮增压器在进排气系统中占有的比例会提高,因此必须系统了解涡轮增压器噪声的特点和产生机理,以便通过不同的方法来降低噪声。

## 1.1 涡轮增压器工作原理及结构

如图1-1所示,涡轮增压器实际上是一种空气压缩机,通过压缩空气来增加进气量。涡轮增压由废气推动的涡轮机、压缩进入汽缸空气的压缩机以及中间部分组成。它是利用发动机排出的废气惯性冲力来推动涡轮室内的涡轮,涡轮又带动同轴的叶轮,叶轮压送由空气滤清器管道送来的空气,使之增压进入气缸。当发动机转速增快,废气排出速度与涡轮转速也同步增快,叶轮就压缩更多的空气进入气缸,空气的压力和密度增大可以燃烧更多的燃料,相应增加燃料量和调整发动机的转速,就可以增加发动机的输出功率。

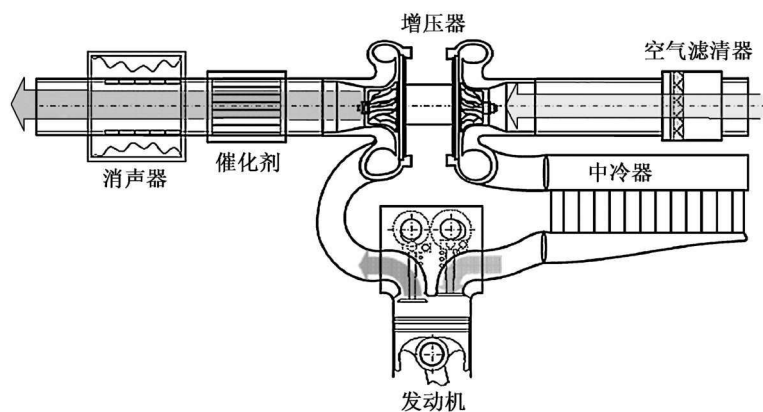


图 1-1 涡轮增压发动机工作原理

目前,车用增压器普遍采用后掠式径向压气轮(图1-2,压气轮旋转方向与出口处叶片的

指向相反),用以改善压气机性能曲线的宽度。径向压气轮叶片由主叶片和分离叶片组成,分离叶片将主叶片形式的压气腔分为相等的两个腔。采用分离叶片可以避免在叶片入口处高速气流的阻塞,降低出口处的横向压力梯度,削弱叶片吸力面的边界层分离,而不足之处在于会增加与压气腔内的气流摩擦阻力,并且有可能降低空气流量。

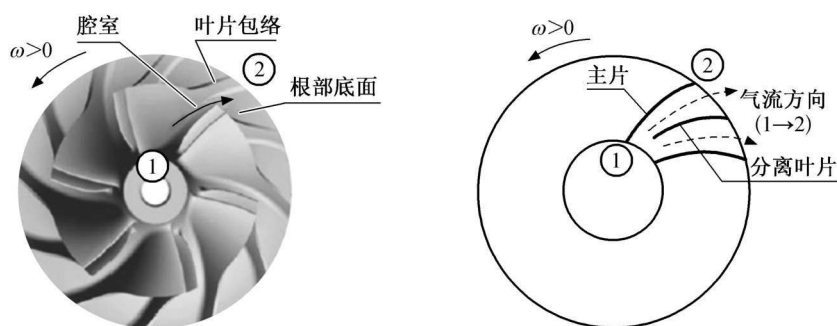


图 1-2 压气轮叶片结构形式

典型涡轮增压器压气机侧的组成结构如图 1-3 所示,其组成包括带背板的压气轮、扩张器、蜗管和压气机壳体。空气从叶片入口①处进入后,由于压气轮的高速旋转使得空气沿叶片增速压缩,而后从叶片出口②处流出,并且在扩压器中将空气的动能转化为压力能,提高空气的压力。

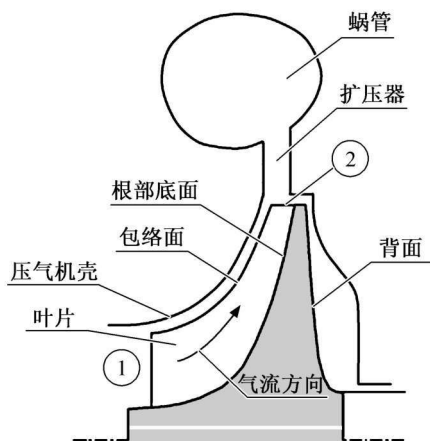


图 1-3 增压器压气机侧的轴向剖视简图

## 1.2 涡轮增压器噪声分类及产生机理

随着发动机朝着小型化、高速化方向发展,涡轮增压器高速旋转产生的噪声和低频振动会对汽车乘坐舒适性产生很大影响。为有效控制涡轮增压器的噪声,因此必须系统了解涡轮增压器噪声的特点及其产生的机理。

涡轮增压器声学特性可分为被动声学特性和主动声学特性。涡轮增压器被动声学特性是指其压气机轮和涡轮对发动机进排气管低频脉动噪声的影响,而涡轮增压器主动声学特性是指其自身产生的噪声,其声功率随转速的升高而增大,可分为与转子动力相关的噪声和与

空气动力相关的噪声两类。转子动力噪声源包括转子不平衡啸叫(Unbalanced whistle)、油膜涡旋振荡产生的亚同步噪声(Constant tone/Howling noise)、高阶谐波噪声(High-order harmonic noise)、轴承磨损噪声(Wear noise)、废气旁通阀金属敲击噪声(Cracking noise)等。空气动力噪声可大致分为脉动啸叫(Pulsation whistle)、BPF噪声(Rotational noise)、Whoosh噪声(Growling noise)、Whining噪声和 Buzz-Saw噪声<sup>[1]</sup>(图1-4)。

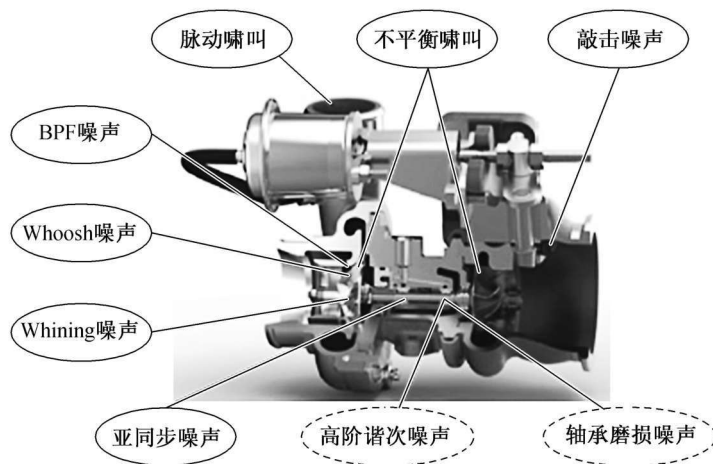


图 1-4 涡轮增压器主动噪声源

### 1.2.1 转子动力噪声

#### 1. 转子不平衡啸叫

转子不平衡啸叫主要与涡轮增压器中间体的振动量和转子的动平衡相关。主要是由于压气轮、涡轮、转子、轴承在加工时存在误差、装配时清洗不干净或配合不好，导致在高转速下因自身的不平衡产生扰动，引起转子的自激励振动并伴随着噪声<sup>[2]</sup>。图1-5是在压气机侧轴端测得的垂直方向上的振动量，图中Syn及 $2 \times \text{Syn}$ 明亮射线即与同步噪声有关。此噪声类似于一种啸叫噪声，与涡轮增压器的转速同步或其谐波，这是一种窄带噪声，携带的能量少且与转速相关，然而却能在背景噪声中轻易地被分辨出来<sup>[3]</sup>。此噪声可通过同步监测涡轮增压器转速、中间体振动及噪声来进行识别，通过相关的转子不平衡指标加以控制<sup>[4]</sup>。

#### 2. 油膜涡旋振荡亚同步噪声

油膜涡旋振荡亚同步噪声是由高速旋转的转子所引起的轴承油膜振荡产生的，其频率变化近似为准静态，同时低于涡轮增压器一阶转速频率<sup>[6]</sup>(图1-5—图1-7)。图1-5中的Sub1, Sub2红色高亮线就与亚同步噪声有关。由此可知此噪声的频率一般在1000 Hz以下并且与转子、轴承及轴承座间的油膜运动状态有关。此噪声常发生在汽车挂二至五挡任意挡位时、发动机中高负荷、转速1500~3500 r/min的工况下。可通过优化轴承内外层间隙，调整供油压力和温度及轴承的轴向宽度等措施减少此类噪声。

#### 3. 高阶谐波噪声

高阶谐波噪声通常发生在使用滚动轴承(滚珠轴承或滚针轴承)的涡轮增压器中。由于滚动体与滚道间的间隙过小，使滚动轴承本身没有阻尼，需要外界的阻尼来抑制在共振频率处转子的响应幅值，同时降低滚动轴承引发的空气噪声。这时，此类涡轮增压器就需要在滚

道外圈中的挤压油膜, 以提供外部阻尼作用。对滚动轴承增压器而言, 除了转子不平衡啸叫外, 还存在多谐波频率滚动体的振动, 比如  $2\times$ ,  $3\times$ ,  $4\times$  等和调制旁带频率(modulation side band frequency) 噪声(图 1-8)。

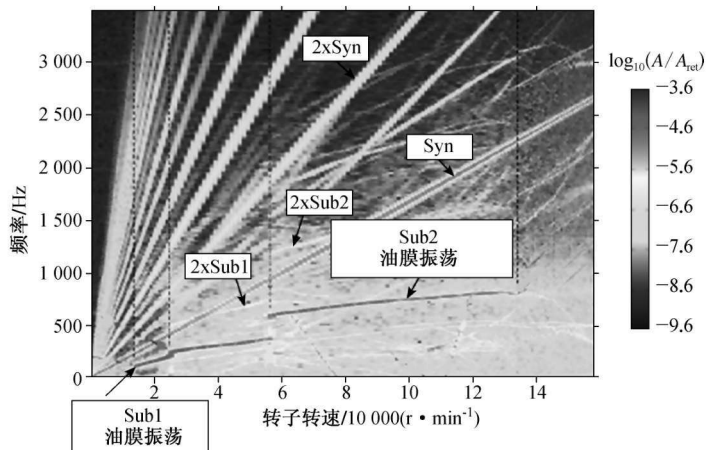


图 1-5 实验测得的在压气机轴端垂直方向上的振动量

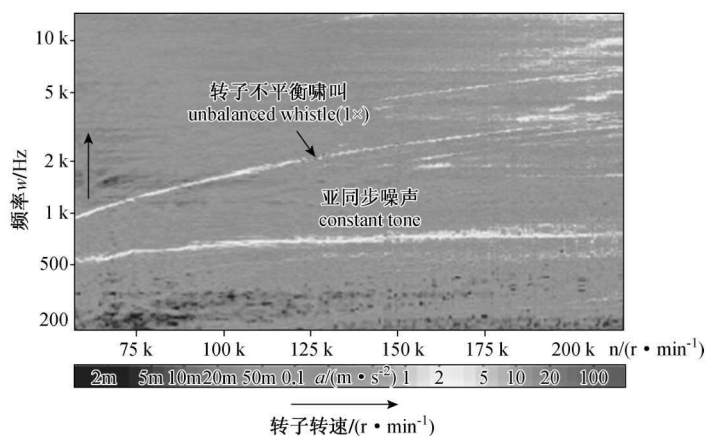


图 1-6 在轴承中间体处测得的加速度频谱

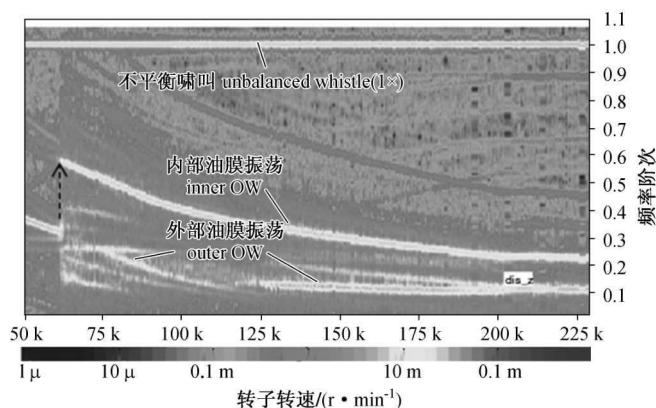


图 1-7 油膜振荡亚同步噪声的阶次量

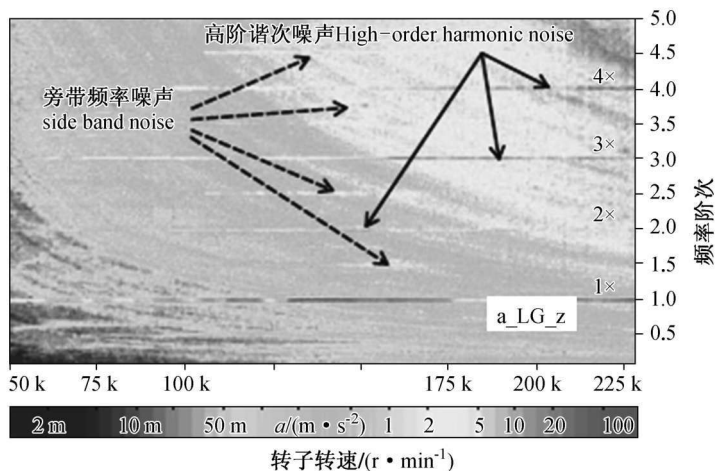


图 1-8 滚珠轴承噪声频谱

在增压器轴承中间体内,由于不正确的轴承衬套安装形式,从而导致了高阶谐波噪声和旁带噪声,同时由于轴承衬套与轴承座间存在不适当的油膜阻尼,从而使高阶谐波噪声表现出多谐波频率特性。当油膜厚度较小时,诱导噪声并不能有效抑制,从而传递至轴承中间体内,然而当油膜厚度过大时,又会产生高阶谐波噪声。因此,必须系统研究油膜阻尼的建立机制,从而有效地改善滚动轴承增压器的噪声特性。

#### 4. 轴承磨损噪声

滚动轴承因磨损,比如内外滚道、保持架和滚动体的磨损导致的微小缺陷均会产生异步高频率阶次噪声和旁带噪声<sup>[1]</sup>。图 1-9 为角接触式球轴承的各部分结构名称及尺寸图,其轴承磨损噪声的频率可根据轴承结构参数、滚子数目和转子的转速等参数计算而得<sup>[5-6]</sup>,如式(1-1)一式(1-4)所示。此外,相关轴承磨损噪声已画在图 1-10 中。

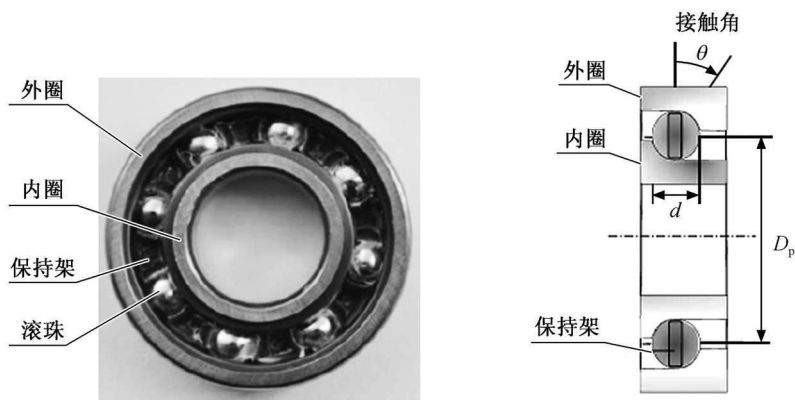


图 1-9 角接触式滚珠轴承

基本频率(fundamental train frequency,  $ftf$ )由保持架的磨损缺陷导致,并与转子转速( $RPS$ )有关:

$$ftf = \frac{N}{2} \left( 1 - \frac{d}{D_p} \cos \theta \right) \quad (1-1)$$

当滚子通过缺陷内滚道时,会激发相应的频率(ballpassing frequency over defective innerrace, bpfi),记为  $bpfi$  频率:

$$bpfi = Z \frac{N}{2} \left( 1 + \frac{d}{D_p} \cos \theta \right) \quad (1-2)$$

当滚子通过缺陷外滚道时,会激发相应的频率(ball passing frequency over defective outrace, bpfo),记为  $bpfo$  频率:

$$bpfo = Z \frac{N}{2} \left( 1 - \frac{d}{D_p} \cos \theta \right) \quad (1-3)$$

当滚动轴承的滚子存在缺陷时,会引发二次球旋转频率噪声(two-times ballpin frequency,  $2bsf$ ),其频率为

$$2bsf = N \frac{D_p}{d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D_p} \right)^2 \cos^2 \theta \right] \quad (1-4)$$

式中  $d$ ——滚子的直径;  
 $D_p$ ——轴承节圆直径;  
 $\theta$ ——滚子的接触角;  
 $Z$ ——滚子数目;  
 $N$ ——增压器转子的转速,以  $RPS$  表示。

图 1-10 中除  $ftf$  频率是亚同步频率的外,其余  $bpfo$ ,  $2bsf$ ,  $bpfi$  频率都是大于一阶转速频率的,即具有超同步频率特性,并且彼此之间不存在倍数关系。

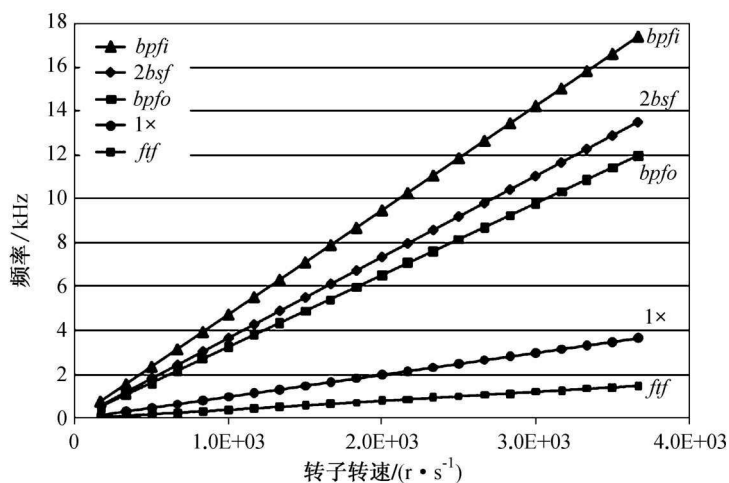


图 1-10 轴承磨损缺陷相关的频率

## 1.2.2 空气动力噪声

### 1. 脉动啸叫

脉动啸叫<sup>[1]</sup>主要是由于铸造、研磨等制造工艺导致的压气轮叶片间各腔室容积的微小差别引起的。具体而言,由于腔室容积的差异,引起在压气机叶轮叶片出口处压强的变化,在增

压器每一循环周期内,增压端的高压空气补偿变化的进气压力,这必然导致增压端空气压力波动,从而导致可经压气机室、中冷器 and 高压进气管传播的脉动啸叫(图 1-11)。此脉动啸叫通过激励进气系统部件使进气系统辐射噪声。此噪声频率在 1 200~4 500 Hz 之间,通常发生在二挡高负荷工况、1 500~3 500 r/min 发动机转速区间内。另外,此噪声也与压气轮不相同容积腔室的数目有关。为了降低此脉动噪声,基于赫姆霍兹共振消声器的脉动阻尼器可安装在压气机增压出口端以降低此脉动啸叫的幅值。

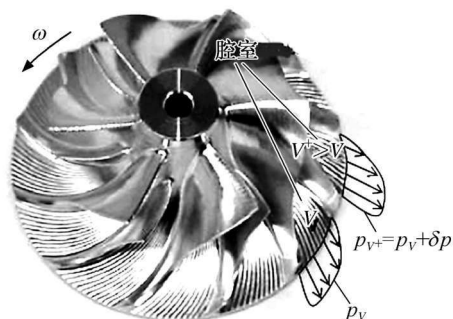


图 1-11 压气轮出口处的压力分布

## 2. BPF 噪声

BPF 噪声又称为 Rotational noise,是由压气轮和涡轮的旋转的叶片导致的。对于车用径向压气轮而言,旋转的叶片对叶片入口、叶片出口及压气机舌尖附近的空气压力场产生扰动,这导致在旋转叶片后端及压气机舌尖附近产生空气尾流和涡旋,局部压力的波动导致 BPF 噪声<sup>[1]</sup>。特别地,在气体经过舌尖部分时产生较大的压力变化(图 1-12),从而对叶轮产生较大的激振作用,引起叶片周期性振动<sup>[6]</sup>。如激振频率与压气机叶片的固有频率重合,还可引发叶片的共振,从而辐射出啸叫声。BPF 噪声发生在接近设计转速(大于 40 000 r/min), $BPF = Nf_0$ ;式中  $N$  为压气机叶片数目,  $f_0$  为转子转速。转速越高,BPF 及其谐次越明显<sup>[7]</sup>,其频率与增压器转速和叶轮的叶片数量成比例,随发动机转速的增加而增加。需要指出的是,由于压气轮分离叶片的存在,在压气轮入口处与出口处的叶片数目并不相等。压气机壳体附近测得的噪声瀑布图如图 1-13 所示,在压气机入口附近 BPF 噪声为 6 阶噪声,而在压气机出口附近 BPF 噪声为 12 阶噪声<sup>[1]</sup>。

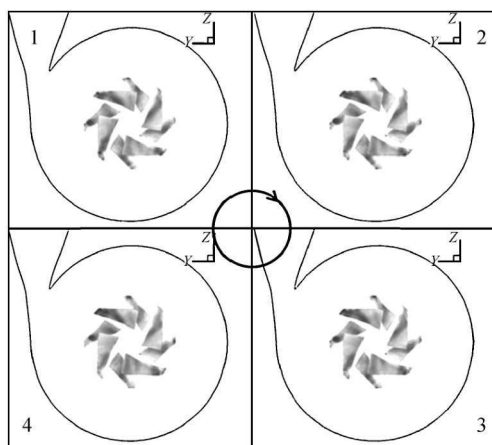


图 1-12 增压器转速为 70 800 r/min 时压气机叶轮上的压力变化率

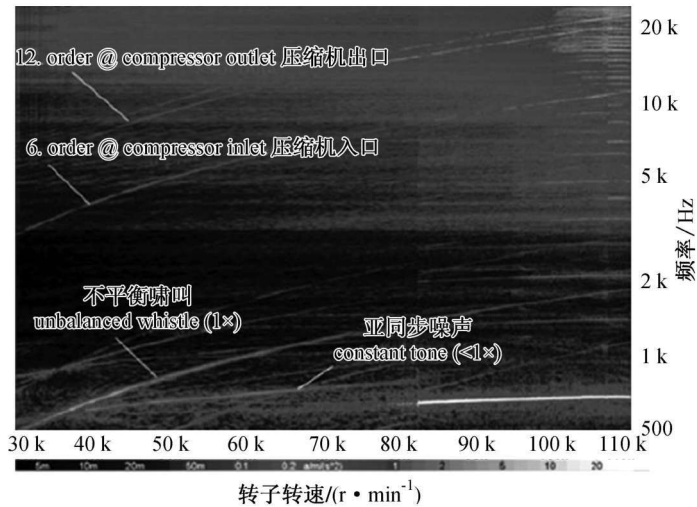


图 1-13 增压器壳体附近的噪声频谱

通常降低 BPF 噪声的手段可分为：通过调整压气壳舌片的几何形状以降低高压端压力波动和增加叶片数量使此噪声频率高于人耳听力阈值上限，同时也可使气流在每个旋转周期内更加地平缓<sup>[1]</sup>。

### 3. Whoosh 噪声

Whoosh 噪声也称压气机失速噪声、growling noise、midsurge noise，是由于气流在吸力侧叶片出口附近、扩压器中或叶片进口端附近在发生部分分离时，进气流量减少但未发生全局倒流，将发生压气机旋转失速，引发压气机失速噪声<sup>[1]</sup>。

由于目前广泛使用后掠式径向压气轮，空气在旋转的压气轮叶片的前端受到压缩，此叶片前端为压力侧。而在叶片出口附近，气流在叶片的后端发生分离，因而叶片后端为吸力侧。在叶片压力侧，空气因受压而与叶片贴合，而在吸力侧，空气从入口到出口的过程中，其压力不断减小，当出口吸力侧的壁面处空气的相对速度梯度为零时，空气尾流(wake)开始在吸力侧的叶片顶端发生分离。在分离局部区域内，当空气相对速度梯度为负时，气流开始部分发生倒流循环(图 1-14)，然而，压气轮的总体积流量仍然为正，即未发生全局的倒流。图 1-15(a)中表示了叶片的压力侧与吸力侧的位置；图 1-15(b)中表示了在压力侧与吸力侧处不同的气流相对速度；图 1-15(c)表示了气流出口处叶轮不同高度处的气流形态。

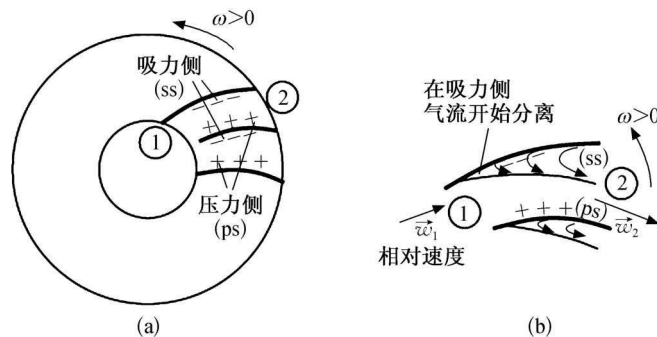


图 1-14 径向压气轮叶片吸力侧的气流分离



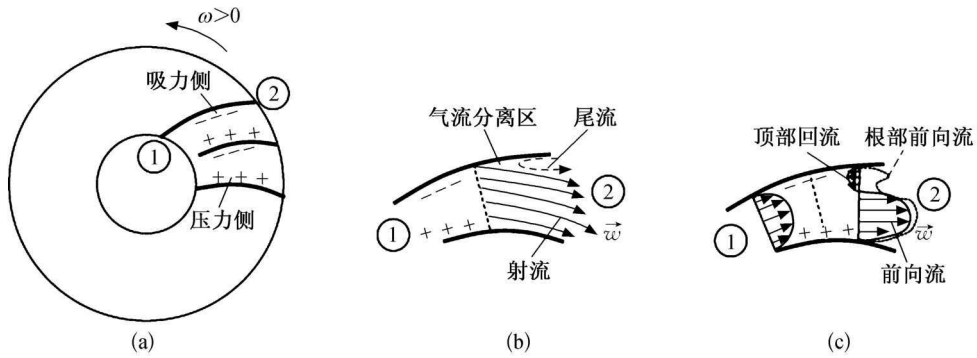


图 1-15 径向压气轮叶片间的气流形态

通常,Whoosh 噪声是许多 HSDI/TSI/TDI 发动机在全负荷加速时出现的宽带气流型噪声,可理解为压气机因增压压力过快而引发气体湍流,从而产生噪声。在稳态工况下,Whoosh 噪声与压气机工作曲线离边际喘振区曲线的远近程度有关。当压气机工作曲线离边际喘振区越靠近时,Whoosh 噪声越突出(图 1-16)。

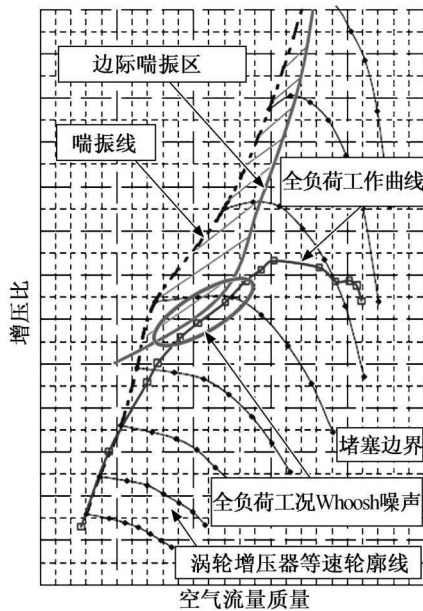


图 1-16 呈现高 Whoosh 噪声的边际喘振区

在考虑增压比及流量的动态特性时,由于发动机在特定的时间吸气,其吸气就有明显的脉动特性,这必然产生压力比和流量的动态特性,此时虽然涡轮增压器的工作曲线离边际喘振区曲线较远,但是气流增压比的动态特性区域很大,很有可能产生湍流现象(图 1-17)。一般在发动机低转速时,Whoosh 噪声导致的声压级对动力总成的声品质会产生重要的影响(图 1-18)<sup>[5]</sup>。

通过测量在压气机高压管路中的动态压力,可知 Whoosh 噪声的激励呈宽频特性(图 1-19)。在动力总成声品质级中,Whoosh 噪声通常是频带在 750~10 000 Hz 之间的宽频噪声,其中大部分能量集中在 1 500~3 000 Hz 之间(图 1-20)。当车辆在二挡或三挡下加速或驾驶员瞬时踩下油门并且发动机转速在 1 400~2 700 r/min 时,比较容易被车内乘员感知到<sup>[1]</sup>。此外,在车辆高档爬坡时,由于发动机长时间转速较低,Whoosh 噪声存在时间较长,极易被人察觉到。Whoosh 噪声不仅仅限定在全负荷工况,在部分工况下,Whoosh 噪声也能达到令人烦躁的程度<sup>[5]</sup>。