

汽车先进技术论坛丛书
国家自然科学基金资助项目

车用涡轮增压器噪声 与振动机理和控制

李惠彬 周江伟 孙振莲 著



汽车先进技术论坛丛书

国家自然科学基金资助项目

车用涡轮增压器噪声 与振动机理和控制

李惠彬 周江伟 孙振莲 著



机械工业出版社

本书是在国家自然科学基金面上资助项目(代号:50875022)《车用涡轮增压器噪声机理及控制研究》和北京理工大学基础研究基金项目(20070342012)研究工作的基础上拓展而成的,是当今国内外涡轮增压器噪声与振动领域最新的学术著作。本书内容包括:涡轮增压器噪声、振动机理与控制研究的目的、内容、理论及方法、涡轮增压器压气机流场计算、涡轮增压器压气机气动噪声计算、涡轮增压器转子系统动力学分析、涡轮增压器振动与声学问题的耦合、涡轮增压器气固耦合的振动问题,涡轮增压器气固耦合的声学问题,涡轮增压器噪声与振动实验及涡轮增压器故障噪声与振动诊断、控制技术。本书适用于从事汽车与内燃机设计、制造的专业人员参考阅读,可作为大专院校内燃机工程、车辆工程专业课程教材或参考书,也可作为航天航空工程、机械工程等专业工程设计的参考资料。

图书在版编目(CIP)数据

车用涡轮增压器噪声与振动机理和控制/李惠彬,周江伟,孙振莲著. —北京:机械工业出版社,2012.1

(汽车先进技术论坛丛书)

ISBN 978-7-111-36759-8

I. ①车… II. ①李…②周…③孙… III. ①汽车—涡轮增压器—噪声控制②汽车—涡轮增压器—振动控制 IV. ①U464.135

中国版本图书馆CIP数据核字(2011)第258720号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

策划编辑:徐巍 责任编辑:丁峰 责任校对:肖琳

封面设计:路恩中 责任印制:乔宇

北京铭成印刷有限公司印刷

2012年2月第1版第1次印刷

169mm×239mm · 20印张·6插页·296千字

标准书号:ISBN 978-7-111-36759-8

定价:65.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社服务中心:(010)88361066

门户网:<http://www.cmpbook.com>

销售一部:(010)68326294

销售二部:(010)88379649

教材网:<http://www.cmpedu.com>

读者购书热线:(010)88379203

封面无防伪标均为盗版

前 言

增压技术使内燃机的动力性、经济性和排放特性都上了一个台阶。近年及未来一段时间内,由于世界石油资源的不足和环境污染的日趋严重,更加要求内燃机进一步改善其经济性,净化排气,因而涡轮增压器已成为内燃机的重要组成部分。但涡轮增压器引起的噪声贡献及产生的啸叫声是不容忽视的一个重要因素。本书是在国家自然科学基金面上资助项目(代号:50875022)《车用涡轮增压器噪声机理及控制研究》、北京理工大学基础研究基金项目(20070342012)和有关涡轮增压器校企科研合作项目研究工作的基础上拓展而成的,是当今国内外涡轮增压器噪声、振动研究领域最新的学术著作。

本书共分9章。

第1章介绍了涡轮增压器噪声、振动机理与控制研究的目的和基本内容与方法。

第2章介绍了涡轮增压器压气机流场计算,内容包括数值仿真软件介绍、流场分析模型的建立、定常流场计算与分析和非定常流场计算与分析。

第3章介绍了涡轮增压器压气机气动噪声计算,内容包括气动声学计算原理及方法、FLUENT中的噪声模型、压气机内部定常流动下近场噪声计算分析、压气机内部非定常流动下近场噪声计算分析和压气机远场声学计算。

第4章介绍了涡轮增压器转子系统动力学分析,内容包括转子系统力学模型、轴承-转子系统的临界转速及稳定性分析、转子系统有限元模型的建立、转子系统模态参数计算。

第5章介绍了涡轮增压器转子振动与声学问题的耦合,内容包括概述、转子轴心轨迹、转子轴心轨迹变化对噪声的影响的数值仿真计算。

第6章介绍了涡轮增压器气固耦合的振动问题,内容包括概述、叶轮气固耦合有限元模型的建立及网格划分、叶轮气固耦合及振动分析和基于发动机振动激励的蜗壳壳体气固耦合振动响应计算与分析。

第7章介绍了涡轮增压器气固耦合的声学问题,内容包括概述、蜗壳气固耦合计算模型的建立、蜗壳振动特性分析和基于压气机蜗壳气固耦合的压气机远近场声学计算。

第8章介绍了涡轮增压器噪声与振动实验,内容包括涡轮增压器的声源识别、涡轮增压器试验模态技术、涡轮增压器湍振实验、涡轮增压器振动与噪声在线监测系统。

第9章介绍了涡轮增压器故障振动与噪声诊断、控制技术,内容包括概述、涡轮增压器典型故障、涡轮增压器噪声超标原因分析、故障诊断方法与技术 and 基于人工神经网络的涡轮增压器智能诊断方法,以及国内外涡轮增压器振动噪声控制的进展。

周江伟完成了书中远场噪声计算,孙振莲完成了书中部分流场计算和近场声学计算,周骊麟和马玉星完成了书中转子动力学建模与分析的部分工作。

在《车用涡轮增压器噪声机理及控制研究》项目完成过程中,我的许多研究生先后参与了项目研究工作,他们是张风格、马超、马玉星、周骊麟、刘海光、彭信、侯蕾、孙振莲、金婷、周江伟、翟辉辉、王一棣、蔡军等,书中部分内容引用了他们的研究成果,在此对他们的辛勤劳动致以衷心的感谢。

本书的实验研究工作得到了湖南天雁机械有限公司和北京理工大学涡轮增压实验室的大力支持,在此向他们致以衷心的感谢。

在本书编写过程中,参阅了国内外同行专家许多宝贵的研究成果与资料,在此谨向他们致以衷心的感谢。

本书的出版得到了国家自然科学基金的资助,并得到机械工业出版社的热忱支持。作者对他们表示诚挚的敬意和衷心的感谢。

本书的出版也得到了北京理工大学基础研究基金的部分资助,在此作者也表示衷心的感谢。

本书适用于从事汽车与内燃机设计、制造的专业人员参考阅读,



可作为大专院校内燃机工程、车辆工程专业课程教材或参考书，也可作为航天航空工程、机械工程等专业工程设计的参考资料。

由于作者水平所限，书中的错误和不妥之处在所难免，敬请广大读者提出宝贵意见。

作 者

2011 年 11 月于北京理工大学



目 录

前言

第 1 章 概述	1
1.1 涡轮增压器噪声、振动机理与控制研究的目的和意义	1
1.2 涡轮增压器噪声、振动机理与控制研究的基本 内容和方法	2
参考文献	15
第 2 章 涡轮增压器压气机流场计算	19
2.1 概述	19
2.2 数值仿真软件介绍	20
2.3 流体基本方程及模型介绍	21
2.4 流场分析模型的建立	28
2.5 定常流场计算与分析	35
2.6 基于 FLUENT 软件非定常流场计算与分析	40
2.7 基于 ANSYS CFX 软件的流场分析模块的非定常流场计算 及分析	51
本章小结	55
参考文献	56
第 3 章 涡轮增压器压气机气动噪声计算	57
3.1 气动声学计算原理及方法	57
3.2 FLUENT 中的噪声模型	60
3.3 压气机内部定常流动下近场噪声计算分析	62
3.4 压气机内部非定常流动下远场噪声计算分析	92
3.5 基于 LMS Acoustic 软件的压气机远场声学计算	107
本章小结	113
参考文献	113



第 4 章 涡轮增压器转子系统动力学分析	115
4.1 转子系统力学模型	115
4.2 轴承-转子系统的临界转速及稳定性分析	133
4.3 转子系统有限元模型的建立	146
4.4 转子系统模态参数计算	151
本章小结	156
参考文献	156
第 5 章 涡轮增压器转子振动与声学问题的耦合	159
5.1 概述	159
5.2 转子轴心轨迹	159
5.3 转子轴心轨迹变化对噪声影响的数值仿真计算	163
5.4 转子轴心轨迹变化对声场影响分析	180
本章小结	182
参考文献	182
第 6 章 涡轮增压器气固耦合的振动问题	183
6.1 概述	183
6.2 叶轮气固耦合有限元模型的建立及网格划分	190
6.3 叶轮气固耦合振动计算与分析	192
6.4 考虑发动机振动激励的蜗壳壳体气固耦合振动响应 计算与分析	199
本章小结	208
参考文献	209
第 7 章 涡轮增压器气固耦合的声学问题	210
7.1 概述	210
7.2 蜗壳气固耦合计算有限元模型的建立	211
7.3 蜗壳振动激励加载	212
7.4 基于压气机蜗壳气固耦合的压气机近场声学计算	216
本章小结	244
参考文献	245
第 8 章 涡轮增压器噪声与振动实验	246

8.1 涡轮增压器的声源识别	246
8.2 涡轮增压器实验模态技术	265
8.3 涡轮增压器湍振实验	283
8.4 涡轮增压器振动与噪声在线监测系统	288
本章小结	298
参考文献	298
第9章 涡轮增压器故障振动和噪声诊断、控制技术	300
9.1 概述	300
9.2 涡轮增压器典型故障	301
9.3 涡轮增压器噪声超标原因分析	302
9.4 故障诊断方法与技术	303
9.5 基于人工神经网络的增压器故障智能诊断方法	308
9.6 涡轮增压器噪声与振动控制	311
本章小结	312
参考文献	313

第 1 章 概 述

1.1 涡轮增压器噪声、振动机理与控制研究的目的和意义

汽车改变了世界，也推动了社会前进的步伐，可以毫不夸张地说，汽车已经成为我们日常生活中不可或缺的重要组成部分。到 2011 年 8 月底，全球处于使用状态的各种汽车，包括轿车、货车以及公共汽车等的总保有量已突破 10 亿辆，且中国汽车保有量也首次突破了 1 亿辆。按全球人均计算，每 6 人中就有一人有汽车，在中国这个数字为 1:13。尽管汽车工业已经是一个国家乃至全球经济的支柱，但从 20 世纪 70 年代起汽车工业受到越来越严重的挑战。随着人们对环境保护的关注，使汽车有害气体排放和噪声污染问题成为“众矢之的”。20 世纪 70 年代末，国际上开始制订车辆噪声法规，以降低噪声对环境的污染。近年来，一方面人们对内燃机噪声控制的要求越来越高，把是否具有良好的 NVH (Noise、Vibration 和 Harshness) 性能作为内燃机能否被市场接受的重要条件；另一方面，增压技术使内燃机的动力性、经济性和排放特性都上了一个台阶，增压已成为内燃机发展的重要标志。目前，大中型柴油机已大部分实现涡轮增压，而且已经有越来越多的汽油机实现了涡轮增压。但增压型内燃机给汽车的噪声与振动以及道路交通噪声带来了新问题。

汽车的噪声包括发动机噪声、轮胎噪声和传动机构噪声等^[1]，其中发动机是车辆行驶噪声最主要的一个噪声源，车辆行驶噪声限值标准的降低必然要求更安静的发动机。根据作者大量的工程实验和国内外学者的研究成果表明^[2-4]，装有增压型发动机的汽车（特别是重型载

货汽车)在进行车外加速噪声测试时,噪声往往超过国家标准好几个分贝。通过对汽车噪声源的识别分析,发现发动机往往是汽车噪声超标的主要噪声源。而在增压型发动机的主要噪声源中,除了发动机的机械噪声、燃烧噪声外,涡轮增压器引起的噪声贡献及产生的啸叫声是不容忽视的一个重要因素。尽管进气消声器和排气消声器能降低发动机整机的进气和排气噪声,但不能根本上解决涡轮增压器本身产生的噪声。另外,在现阶段国内汽车业界对整车车外加速噪声的控制普遍采用从传声途径降噪的方法,其原理主要是通过声能的吸收和隔绝,将已经产生的噪声降低到能够被接受的限制之内。但是受热平衡、经济成本、能量损失和降噪空间等诸多因素的制约,这类被动的方法尚不能从根本上解决汽车整车车外加速高噪声问题,也不能解决经济性乘用车车内噪声问题。因此,为了降低增压型发动机汽车的车外加速噪声、减少环境污染、改善乘员的乘坐舒适性,并使涡轮增压器能应用和配套到新一代发动机产品上,除对其性能进行研究外,对涡轮增压器噪声振动机理和控制方法与理论进行研究是十分必需的,且具有极为重要的工程指导价值^[5,6]。

1.2 涡轮增压器噪声、振动机理与控制研究的基本内容和方法

涡轮增压器工作过程中产生的主要问题是空气动力噪声和壳体因结构振动而向外辐射的噪声,浮环轴承的油膜振荡、转子系统结构与增压空气的耦合振动与噪声问题。其中空气动力噪声包括涡流噪声和旋转噪声^[7]。由于涡轮增压器内部气体流动的复杂性和非定常性,所以很难获得流场的具体信息,使得对涡轮增压器在空气动力学、流固耦合的转子动力学和气动声学方面的研究都比较缓慢,因而国内外学术界对涡轮增压器的振动噪声控制研究也进展缓慢。前人的研究内容和方法大多集中于旋转噪声机理,而对涡流噪声机理的研究较少,仅仅在实验上进行少量的研究工作。对于涡轮增压器工作时产生的啸叫



噪声机理,到目前为止还没有公开发表的文献能把此问题解释清楚。北京理工大学与湖南天雁机械有限公司合作,通过对 1000 台各种型号涡轮增压器噪声台架的试验研究表明,引起涡轮增压器啸叫声的原因非常复杂,啸叫噪声除与涡轮增压器的转子转速有很大的关系外,还与包括蜗壳结构、叶轮与涡轮偏心质量、叶轮端叶前间隙、叶轮端轮背间隙、叶轮叶片的结构、涡轮端叶前间隙、涡轮端径向间隙、涡轮端轮背间隙及油膜振荡、叶片振动等诸多因素相关^[2]。故单从旋转噪声机理的角度来分析和控制涡轮增压器噪声是不够的,需要进行深入的空气动力噪声及基于流固耦合的结构动力学、转子动力学的研究和分析,才能为控制噪声提供理论和方法依据。在涡轮增压器减振降噪方面的研究,国内外学者主要用有限元方法和试验方法进行了叶片的振动分析、蜗壳的模态分析和转子的振动特性分析,这些研究工作为涡轮增压器的减振降噪提供了一定的理论基础。

涡轮增压器的压气机有离心式和轴流式两种。离心压气机由于其内部流动的复杂性和非定常性,很难获得流场的具体信息,使得对离心压气机的流场研究主要集中在实验研究上。随着计算工具的迅猛发展,CFD 技术得到了越来越广泛的应用。目前对于离心压气机的流场和气动声学数值仿真主要集中在流场、声场统一求解和 Lighthill “声类比”两种方法^[8]。在声场与流场统一求解的方法中,由于声波仅取决于压力的微小脉动,所以对计算精度提出了很高的要求,使其在实际求解中尚未得到比较满意的结果。而 Lighthill “声类比”方法则已经能够在流场计算的基础上较好地模拟自由空间和规则封闭空间中的声场分布,但对任意形状边界的封闭空间,由于难以直接求解 Green 函数的解析表达式,从而使该方法的应用受到很大局限。近年来,D. J. Lee 等采用 Lowson 声学方程和离散涡方法来数值预测离心叶轮机械的气动噪声^[9-11]。这种方法虽然简单,但是在流场计算时将流场简化为二维无粘流场,而且划分的网格比较粗糙,不能准确获得声源的具体信息。因此,目前对于离心压气机内部噪声的研究,大多是基于对其内部进行非定常流场计算,然后结合时域和频域方法对流场内部静压脉动的强度和频率进行分析,最后根据声学基本理论,结合 FLU-

ENT 等计算软件, 判定出主要气动噪声源的位置和噪声类型, 并采用相应的噪声控制方法和技术。

到目前为止, 在转子动力学计算分析、叶轮与涡轮两轮流固耦合振动、气动声学等涡轮增压器噪声、振动机理等关键问题方面, 北京理工大学、上海交通大学、大连理工大学等基于振动理论、流体动力学、声学理论、实验模态理论进行了系统的理论和实验研究^[12-14], 初步掌握了涡轮增压器噪声振动机理。下面逐一介绍涡轮增压器噪声、振动机理与控制研究的基本内容和方法。

1.2.1 噪声源识别内容与方法

目前, 国内外主要采用基于声强测试、基于声全息测试分析和基于声阵列测试这三种方法对汽车和发动机进行噪声源识别研究。但是基于声强的噪声测试由于测试时间比较长, 所以只限于稳定工况。基于声全息的声源识别目前也主要用于稳定工况和限于理论算法的研究。声阵列测量法是目前最有效的声源识别方法, 可用于稳态声源、非稳态声源和移动声源识别。基于传声器阵列理论方法可以较好地实现在普通实验室环境条件下对涡轮增压器噪声进行测试与噪声源识别。

Billingsley 首次使用传声器阵列测量方法技术进行气动噪声源研究^[15]。他们将一个直线排列的传声器阵列应用在剑桥大学的飞机发动机实验台上, 对发动机的排气噪声声源的分布进行了测量分析。之后, 他们应用这种阵列对 Rolls-Royce / SNECMA Olympus 发动机的噪声源分布进行了研究。Soderman 和 Noble 则第一次把线性传声器阵列测量技术应用在风洞内的声学研究之中, 应用传声器阵列技术的目的是要抑制由于风洞壁面等引起的不需要的噪声反射信号, 为此他们应用了时间延迟技术, 较好地实现了对低频噪声信号的抑制^[16]。Fischer 等则应用了一个圆弧形排列的传声器阵列对发动机噪声源进行了试验, 他们让传声器阵列圆弧的中心位于发动机喷管的出口位置。这种形式的传声器阵列目前仍然在 Rolls-Royce 公司全尺寸发动机实验台架上使用。法国 ONERA 的 Blacodon、Caplot 和 Elias 等人成功地将线性

传声器阵列应用在消声的开式喷流风洞中,研究了直升机叶片-旋涡干涉噪声源的位置,他们应用了两种不同的时间域信号处理技术,一种是时域信号的延迟和求和处理方法,一种是时域信号的延迟和乘积处理方法,研究结果表明声源是在叶片-旋涡干涉面的某一确定的位置。

作者在普通的涡轮增压器实验室采用声阵列测量方法技术较好地 把涡轮增压器主要声源部位识别出来^[17]。

1.2.2 流场计算分析及方法

国外对蜗壳内流场的研究比较早,研究方法主要是用计算机对涡轮进行流场分析^[18-20]。一些发达国家在20世纪60年代中后期就已经开始用计算机进行径流式涡轮的空气动力学与三维流场分析,并且用先进的激光测试技术来进行三维粘性流场的验证分析。而蜗壳内流场的数值计算则兴起于20世纪70年代,目前多采用有限元法和有限差分法求解。为了研究的简便,数学模型的建立多基于二维或者准三维的假设,假定气体是理想气体,且在计算中多不考虑流体的粘性。A. Hamed 等用蜗壳截面上的源/汇连续分布模拟流通速度的影响,采用有限差分法求解导出的带纽曼边界条件的泊松差分方程,研究了蜗壳形状以及流通速度分布对蜗壳内流动的影响,并用有限元法计算了蜗壳一有叶喷嘴组件中二维不可压缩非粘性流动。在此基础上,E. A. Baskharone 等又进行了三维可压缩非粘性流动计算。Chen Shou-rue 等提出了一个蜗壳内流体流动的三维数学模型,对三种蜗壳计算结果的分析表明了蜗壳形状对其出口流动状态的影响。不过,受计算条件所限,蜗壳内的流动多是基于稳态流动的假设,这样计算结果不甚准确。近几年,随着计算机技术的迅速发展以及大型 CFD 模拟软件的大量涌现,已经可以对蜗壳内流场进行三维瞬态模拟计算^[21-25]。

叶轮机械内部流场是非常复杂的,其内部流动是粘性、非定常的三维运动。根据雷诺数的大小,其内部流动可以分为三维层流流动、转捩流动和三维湍流流动;经常遇见的现象有分离流动,旋转失速、激波与附面层之间的相互干扰、激波与激波之间的相互干扰、激波与涡系间的相互干扰、喘振、颤振、抖振、叶片尾迹区内的复杂流动、

动叶顶隙泄漏流动、叶片排间的相互干扰等^[26-28]。根据流动速度的快慢又可分成亚声速流动、跨声速流动和超声速流动。内部流动工质也可能处于单相或两相状态,并且其内部不可避免地出现二次流动,这些二次流动以各种涡系形式存在。目前已经确定的涡运动形式有:通道涡、尾涡、泄漏涡、角涡和刮壁涡等。上述这些流动现象对涡流噪声的影响程度还有待研究。

1.2.3 气动噪声机理

1. 普通离心压气机内部气动噪声

在离心叶轮机械内部,由于动静叶片排之间的相对运动,流场不仅在空间上极不均匀,而且在时间上表现为强非定常流动。这种流动的非定常性不仅影响机器的效率、工况范围和运行稳定性等气动性能,同时也是离心叶轮机械气动噪声产生的主要根源。

毛义军等采用有限容积法对某离心风机内的气动噪声进行了分析^[29,30],通过对比监测点处的压力脉动幅值,判定幅值最高处——蜗舌顶部的静压脉动最强,是主要噪声源。通过对比不同点的基频幅值,判定噪声类型主要表现为旋转噪声。

刘秋洪等采用 SIMPLEC 算法对 Ghost 叶轮的三维非定常流场进行了数值模拟。利用计算所得流场结果并结合 Lighthill 和 Lawson 声学方程计算了由叶片表面非定场脉动力产生的气动噪声。计算结果表明:气动噪声的峰值主要集中在基频及其谐波附近;与静止的点声源相比,运动的点声源不仅使声场存在明显的多普勒效应,还会使声场的强度产生较大的变化;但对转速恒定的旋转点声源,加速度的变化对声场的影响可以忽略;从声场的分布来看,整个旋转叶轮可以看成是一个按简谐变化的偶极子源。

2. 涡轮增压器气动噪声机理

对于涡轮增压器离心压气机内部其固有的气动噪声,包括压气机以及涡轮部件中的转静子干涉造成的非定常脉动引发的气动噪声、由于不稳定的间隙流和涡旋射流引发的气动噪声等^[21],这些气动噪声源具有不同的频率与声强,可与车内其他具有不同固有频率的部件发生

共鸣并传递至驾驶室,引起驾驶及乘坐不适的现象。要控制涡轮增压器的气动噪声需要把理论分析与实验研究结合起来。

根据涡轮增压器气动噪声频率范围区分,噪声大致可分为四种类型^[27]:啸叫、颤噪、气鸣声以及嘘鸣声。其中啸叫及颤噪类型与转子结构动力学相关,而气鸣及嘘鸣声则属气动噪声。气鸣声频率范围一般在5~20kHz区间,属超同步噪声,主要与转子的通过频率相关,由增压器压气机内来自上游或下游的空气传播。嘘鸣声一般由增压器转子、静子内不稳定流动引起。造成流动不稳定的因素有很多,其中最主要的因素是由于压气机叶轮、压壳、涡轮叶轮、蜗壳以及无叶扩压器内的流动分离造成的,如顶隙泄漏涡团、攻角造成的通道内流动分离涡团等。这些分离涡团具有不同的尺度、不同的涡旋频率和迁移速度,因此在流通区域内产生的对工作介质的脉动干扰波的作用效果也有较大区别,这使得嘘鸣声具有较大的频率带宽。

从噪声产生的机理来看,涡轮增压器离心压气机内部的气动噪声主要由两种成分组成,即旋转噪声和涡流噪声^[29]。

旋转噪声是由于工作轮旋转时,轮上的叶片挤压周围的气体介质,引起周围气体的压力脉动而形成的。对于给定的空间某质点来说,每当叶片通过时,挤压这一质点气体的压力便迅速地起伏一次,旋转叶片连续地逐个掠过,就不断地产生压力脉动,造成气流很大的不均匀性,从而向周围辐射噪声。

旋转噪声的频率可由下式确定:

$$f_{ri} = \frac{nZ}{60} \cdot i \quad (1-1)$$

式中 n ——离心压气机工作轮的转数,单位为 r/min;

Z ——叶片数;

i ——取 1, 2, 3, …谐波数。

其中 $i=1$ 为基频。从旋转噪声的强度来看,基频最强,其次是二次谐波,三次谐波。可以看出,旋转噪声是离散的,且它们的噪声强度是逐渐减弱的。

对于涡轮增压器的离心压气机,如果在工作轮(动叶)前有导流器(静叶),当工作轮旋转时,动叶片周期性地承受通过前面静叶片排流

出不均匀气体,则气流作用在动叶片上的力也是周期脉动的。那么离心压气机同时存在两种旋转噪声:其一是由于叶片及叶片上的压力场随工作轮旋转对周围介质产生扰动而造成的噪声;其二是由于动静相互作用的空气动力,对叶片所造成的压力脉动所产生的噪声。

涡流噪声又称为紊流噪声,它主要是气流流经叶片界面产生分裂时,形成附面层及漩涡分裂脱离,引起叶片上压力的脉动,从而辐射出一种非稳定的流动噪声。

涡流噪声的频率大致可由下式计算:

$$f_{ci} = K \frac{v}{b} i \quad (1-2)$$

式中 K ——斯特劳哈尔数,在 0.14 ~ 0.20 之间;

v ——气体与叶片的相对速度,单位为 m/s;

b ——物体正表面宽度在垂直于速度平面上的投影,单位为 m。

涡流噪声的频率主要取决于叶片与气流的相对速度,而相对速度又与工作轮的圆周速度有关。圆周速度是随着工作轮各点到转轴轴心距离而连续变化的。因此,涡流噪声是一种宽频带的连续谱。

1.2.4 喘振机理

涡轮增压器压气机在工作中由于各种原因使进入压气机的空气流量减少,导致气流在扩压器中发生旋涡分离,甚至出现回流或倒流,产生压力波动,因而引起涡轮增压器的结构振动,并发出巨大的喘息声。喘振是一种不正常的工作状态,它属于几十赫兹的低频振动。喘振不仅影响到离心压气机的流量范围和工作效率,还直接影响发动机系统的安全性、可靠性。所以深入研究离心压气机喘振的机理及其发生发展过程,并对喘振进行控制具有重要意义和价值。

图 1-1 是内燃机和涡轮增压器压气机运行特性示意图,其中喘振线左边为喘振区,喘振线右边为工作稳定区。由该图可见,只要涡轮增压器压气机的空气流量及效率不稳定,就有可能发生喘振。目前国内一般采用试验与数值计算、理论分析相结合的方法进行喘振机理和控制的研究^[31,32]。

马朝臣、朱智富采用试验测量和计算模拟相结合的方法进行喘振