

# 博 士 学 位 论 文

## 航空涡扇发动机喘振主动控制

**Format Criterion of Doctoral Dissertation of DUT**

作者姓名:

学 号:

指导教师:

学科、专业:

答辩日期:

---

**大连理工大学**

Dalian University of Technology





## 学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经指明引用的内容外，学位论文不含任何其他个人、法人或者非法人组织已经发表或尚未发表的作品，且学位论文中已经指明作者姓名或者名称、作品名称的内容，不影响该作品的正常使用，也不存在不合理地损害相关权利人的合法权益的任何情形。对学位论文研究做出重要贡献的个人和法人或者非法人组织，均已在论文中以明确方式标明，且不存在任何著作权纠纷。

若因声明不实，本人愿意为此承担相应的法律责任。

学位论文题目：

作者签名：\_\_\_\_\_ 日期：\_\_\_\_年\_\_月\_\_日

## 大连理工大学学位论文版权使用授权书

本人完全了解大连理工大学有关学位论文知识产权的规定，在校攻读学位期间论文工作的知识产权属于大连理工大学，允许论文被查阅和借阅。学校有权保留论文并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印、或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

学位论文题目：

作者签名：\_\_\_\_\_ 日期：\_\_\_\_年\_\_月\_\_日

导师签名：\_\_\_\_\_ 日期：\_\_\_\_年\_\_月\_\_日



## 摘 要

新一代航空发动机必须具备高安全性、大推重比、良好的加速性能以及低燃油消耗率等特点，并要求在安全可靠工作的前提下充分挖掘其性能，在保证稳定性的前提下，高质量地完成各类任务。因此，航空发动机气动稳定性问题是新一代高性能航空发动机亟待解决的关键问题。特别是由于航空发动机气动失稳导致的喘振，一旦发生便会造成巨大的安全问题。喘振主动控制的目的就是通过对喘振失速的预测和主动控制来预防喘振的发生。在保证其安全可靠工作的同时，尽可能地提高航空发动机的性能。针对航空发动机压气机的喘振/失速预测和喘振主动控制，对于提高航空发动机的稳定性和安全性起到了非常关键的作用。本文针对喘振主动控制的技术需求和研究难点，开展了如下研究：

（1）基于深度学习的压气机失稳预测技术研究。压气机失稳预测技术是喘振主动控制的基础，本文针对多级轴流压气机在喘振前极容易出现极微小特征先兆、喘振失速预警信息少、预测方法单一、预测精度差等问题，传统方法上本文采用基于扩张因果卷积深度学习模型的喘振失稳预测技术，利用大量压气机失稳数据中的微小特征进行学习，训练后的深度学习能够有效识别失稳信号中的微小先兆特征，从而进一步实现对多级轴流压气机的失稳预测。同时，由于压气机失稳先兆特征微小，容易受噪声和传感器误差等因素的影响，进而形成先兆特征不明显的不完美数据。相比其他方法，深度学习模型具有处理不完美数据的优势，即传感器无法完全捕捉到失稳先兆，其对微小特征和不完美数据的计算结果。同时，该方法可以识别数据变化趋势、周期性和一些难以直接观察到的高级特征，计算并输出失速概率。本文基于多级轴流压气机试验数据和多级轴流压气机综合试验平台，对基于深度学习的压气机失稳预测模型进行了离线和在线的验证。验证结果表明，本文提出的方法在微小特征识别、不完美数据等方面具有一定的优势。

（2）基于压气机 Moore-Greitzer 动力学模型的喘振主动控制研究。喘振主动控制，确保闭环控制系统在模型不确定性影响下的固定时间稳定性仍然是一个重大挑战。航空发动机喘振主动控制技术通常面临模型不确定性和扰动的问题，并且需要在短时间

内实现快速扩稳控制。为解决这些问题,本文提出一种固定时间主动喘振控制方法,以增强控制器对模型变化的适应能力。首先,考虑模型不确定性对控制性能的影响,建立了一个径向基函数神经网络,用于拟合非线性复杂系统动态。其次,提出自适应律对神经网络的权重向量进行优化。然后,设计固定时间控制器,通过调节进气流量确保控制响应速度并稳定压气机动态,其中固定时间稳定特性保证了在喘振故障下的操作时间更短。最后,通过硬件在回路实验验证了所提出方法的优越性。在此基础上,通过

(3) 微观-介观-宏观多尺度动力学系统的介观膜稳定性理论设想研究。针对湍流、燃烧、轴流压气机等自然现象和特征,以及李雅普诺夫稳定性理论在轴流压气机气动稳定性分析中的局限性,由此推广到湍流、燃烧和振动等混沌分形现象,首次提出了多时空尺度动空间动力系统的概念,分析了李雅普诺夫稳定性在微观-介观-宏观多尺度动力学系统中应用的局限性,并提出了该类系统发生混沌分形等失稳现象的假设。并在此基础上,提出了介观膜流形的概念,并由此提出了介观膜流形稳定性理论的概念。本文认为微观-介观-宏观多尺度动力系统的失稳,是由于微观无序度传递到宏观,其中介观力场和介观能是导致微观无序度传递到宏观的决定性因素。在此基础上,本文提出了一种基于介观力场和混沌分形理论的一类微观-介观-宏观多尺度动力系统的混沌分形稳定性分析理论,该理论可以弥补李雅普诺夫稳定性理论在微观-介观-宏观多尺度动力系统稳定性分析中的局限性,有效的拓展了一类介观能复杂系统的稳定性分析方法,并为该类系统的稳定性分析、力学计算和航空发动机压气机主动稳定控制的控制器设计拓展了新的思路。

(4) 介观膜流形稳定性理论在喘振主动控制中的应用构想。根据第四章提出的微观-介观-宏观多尺度动力系统的概念和特征,多级轴流压气机具备该类系统的典型特征,因此本文将多级轴流压气机视为一类微观-介观-宏观多尺度动力系统。本章基于微观-介观-宏观多尺度动力系统的基本特性,结合多级轴流压气机的气动稳定性和现有的主动稳定控制手段,探讨了介观膜流形稳定性定理设想在湍流模拟和喘振主动控制中的应用,其中包括:基于介观膜稳定性定理设想的湍流理论设想、对现有主动稳定控制方法的解析、压气机主动稳定控制设计思路以及基于介观膜稳定性理论设想和场控制



设想。

**关键词：**轴流压气机；喘振主动控制；压气机失稳预测；介观膜流形稳定性理论

## ABSTRACT

Contents of the abstract. Times New Roman.

**Key Words:** Write Criterion; Typeset Format; Doctoral Dissertation



## 目 录

大连理工大学学位论文版权使用授权书 .....	5
摘 要 .....	I
ABSTRACT .....	IV
目 录 .....	VI
TABLE OF CONTENTS .....	XI
图目录 .....	XIV
表目录 .....	XVI
主要符号表 .....	XVIII
1 绪论 .....	1
1.1 研究背景与意义 .....	1
1.1.1 喘振主动控制 .....	2
1.2 研究发展及研究现状 .....	2
1.2.1 压气机失稳先兆识别 .....	2
1.2.2 喘振主动控制 .....	8
1.3 论文研究思路及目标 .....	12
2 基于深度学习和迁移学习的多级轴流压气机失稳预测 .....	15
2.1 数据特性分析 .....	15
2.2 基于扩张因果卷积和迁移学习的轴流压气机失稳预测 .....	15
2.2.1 基于扩张因果卷积理论的 WaveNet 网络结构 .....	15
2.2.2 逻辑回归模型 .....	19
2.2.3 LR-WaveNet 模型网络结构 .....	20
2.2.4 改进的损失函数 .....	22
2.3 基于 LR-WaveNet 的压气机失稳离线验证结果 .....	23
2.4 基于深度学习的轴流压气机失稳预警智能系统 .....	23
2.4.1 轴流压气机试验平台 .....	23

2.4.2	软件系统设计 .....	24
2.4.3	运行效果展示 .....	26
2.5	本章小结 .....	27
3	基于 MG 模型的轴流压气机喘振主动控制 .....	28
3.1	简化 Moore-Greitzer 模型 .....	28
3.1.1	基本压气机系统结构 .....	28
3.1.2	Moore-Greitzer 模型 .....	30
3.2	带有畸变片以及执行机构的 Moore-Greitzer 模型 .....	35
3.2.1	带有畸变片的 Moore-Greitzer 模型 .....	35
3.2.2	含有执行机构的 Moore-Greitzer 模型 .....	36
3.2.3	一阶傅立叶空间截断的 Moore-Greitzer 模型 .....	37
3.3	基于李雅普诺夫稳定性的喘振主动控制 .....	39
3.3.1	基于李雅普诺夫稳定性理论的喘振主动控制器设计 .....	39
3.3.2	一阶 Moore-Greitzer 模型的小偏差线性化 .....	40
3.3.3	以速度系数为基准的反馈控制律 .....	42
3.3.4	以一阶模态幅值为基准的反馈控制律 .....	44
3.3.5	综合速度系数及一阶模态幅值的主动稳定反馈控制律 .....	45
3.3.6	主动稳定控制系统结构 .....	46
3.4	基于模糊控制器切换的喘振主动控制 .....	46
3.4.1	一阶模态幅值的预处理 .....	47
3.4.2	模糊切换控制规律设计 .....	50
3.5	模糊切换控制器性能仿真 .....	53
3.5.1	缩小节流阀门条件下的控制过程 .....	53
3.5.2	较大初始扰动条件下的控制过程 .....	54
3.5.3	压气机前添加畸变片条件下的控制过程 .....	56
3.6	基于 Moore-Greitzer 模型的喘振主动控制的局限性 .....	57
3.7	本章小结 .....	57

4	微观-介观-宏观多尺度动力系统的介观膜流形稳定性理论 .....	58
4.1	背景介绍 .....	58
4.1.1	湍流的混沌分形现象和现有相关研究的局限性 .....	58
4.1.2	燃烧的混沌分形现象 .....	59
4.1.3	轴流压气机混沌振动 .....	60
4.1.4	经典非线性动力学在分析湍流等混沌分形现象的局限性 .....	60
4.2	微观-介观-宏观多尺度动力系统 .....	61
4.2.1	微观-介观-宏观多尺度动力系统的定义 .....	61
4.2.2	微观-介观-宏观多尺度动力系统视角下的湍流与 NS 方程 .....	62
4.2.3	微观-介观-宏观多尺度动力系统视角下的轴流压气机 MG 模型 ....	63
4.2.4	微观-介观-宏观多尺度动力系统的基本特征 .....	64
4.2.5	微观-介观-宏观多尺度动力系统与经典动力系统的关系 .....	65
4.3	微观-介观-宏观动力系统的混沌分形与介观膜流形的定义 .....	66
4.3.1	微观-介观-宏观多尺度动力系统的混沌定义与假设 .....	66
4.3.2	介观膜流形理论基础：连续介质力学在介观尺度依然适用 .....	67
4.3.3	宏观作用力的微观来源 .....	68
4.3.4	介观膜流形的定义 .....	68
4.4	介观膜流形稳定性理论 .....	69
4.4.1	李亚普诺夫稳定性理论在分析微观-介观-宏观多尺度动力系统的局限性	69
4.4.2	微观-介观-宏观多尺度动力系统的介观膜流形稳定性定理 .....	70
4.4.3	微观-介观-宏观多尺度动力系统的介观膜流形稳定性定理 .....	71
4.5	本章小结 .....	73
5	介观膜流形稳定性理论在喘振主动控制中的应用构想 .....	75
5.1	基于介观膜流形稳定性的轴流压气机气动稳定性分析 .....	75
5.1.1	叶轮机流动稳定性通用理论简介 .....	75
5.1.2	基于微观-介观-宏观多尺度动力系统的叶轮机稳定性通用模型 ....	78

5.1.3 旋转不稳定性和介观膜流形稳定性.....	79
5.2 基于介观膜流形稳定性理论的场控制初步设想.....	83
5.2.1 基于介观膜流形稳定性的场控制理论框架.....	83
5.2.2 基于介观膜流形稳定性的场控制在喘振主动控制解析.....	85
5.3 介观膜流形稳定性理论的研究展望.....	89
5.3.1 Micro-PIV 验证介观膜流形的存在性.....	89
5.3.2 基于介观膜流形稳定性理论的场控制在喘振主动控制中的应用 构想	89
5.3.3 基于介观膜稳定性理论的场控制.....	错误!未定义书签。
5.4 本章小结.....	90
6 结论与展望.....	91
6.1 结论.....	91
6.2 创新点.....	91
6.3 展望.....	91
参考文献.....	92
附录 A 附录内容名称.....	103
1 附录内容.....	103
2 附录内容 2.....	103
攻读博士学位期间科研项目及科研成果.....	106
致 谢.....	108
作者简介.....	110

学位论文题目：XXXXX

---



## TABLE OF CONTENTS

<a href="#">1 Introduction</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">1.1 Research background</a> .....	1
<a href="#">1.2 Research progress</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">1.3 Main research contents and objectives</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">2 The Typeset Format Description</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">2.1 The Text and Typeset Format Requirements</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">2.2 Page Header and Page Footer</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">2.3 The Typeset Format</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">2.4 The Chapter's Title Format</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">2.5 The Numbers of The Typeset</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">2.6 Requirements of Typeset</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">2.7 The Chapter's Conclusion</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">3 The Format of Chart and Formula</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">3.1 The Format of Picture</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">3.1.1 The Format Example of Picture</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">3.1.2 The Format Description of Picture</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">3.2 The Format of Chart</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">3.2.1 The Format Example of Chart</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">3.2.2 The Format Description of Chart</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">3.3 The Format of Formula</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">3.3.1 The Format Example of Formula</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">3.3.2 The Format Description of Formula</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">3.4 The Format of Reference</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">3.4.1 The Sample of References cited in the Text</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">3.4.2 The Writing Format of Reference</a> .....	错误!未定义书签。

3.4.3 Example of References.....	错误!未定义书签。
3.5 The Quantity and Unit.....	错误!未定义书签。
3.5.1 The Usage.....	错误!未定义书签。
3.5.2 The Legal Measuring Unit of the People's Republic of China.....	错误!未定义书签。
3.6 The Standard Expression.....	错误!未定义书签。
3.6.1 Terminology.....	错误!未定义书签。
3.6.2 Figures.....	错误!未定义书签。
3.6.3 Foreign Letters.....	错误!未定义书签。
3.6.4 Quantities and Units.....	错误!未定义书签。
3.6.5 Punctuation.....	错误!未定义书签。
3.6.6 Definition and Proof.....	错误!未定义书签。
3.6.7 The Scalar and Vector.....	错误!未定义书签。
3.7 The Canonical Format of the Code.....	错误!未定义书签。
3.8 The Chapter's Conclusion.....	错误!未定义书签。
4 The Instruction of Printing.....	错误!未定义书签。
4.1 Cover Sheet.....	错误!未定义书签。
4.1.1 Envelope.....	错误!未定义书签。
4.1.2 The First Envelope.....	错误!未定义书签。
4.1.3 The Second Envelope.....	错误!未定义书签。
4.2 The Abstract in Chinese and English.....	错误!未定义书签。
4.2.1 The Abstract in Chinese.....	错误!未定义书签。
4.2.2 The Abstract in English.....	错误!未定义书签。
4.3 Contents.....	错误!未定义书签。
4.4 The Text.....	错误!未定义书签。
4.4.1 The Text.....	错误!未定义书签。
4.5 The Chapter's Conclusion.....	错误!未定义书签。

<a href="#">5 The Fourth Chapter Title</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">5.1 The First Quarter Title</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">5.1.1 The First Quarter Level 1 title</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">5.2 The Second Quarter Title</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">5.2.1 The Second Quarter Level 1 title</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">5.3 The Chapter's Conclusion</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">6 Conclusions and Prospection</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">6.1 Conclusions</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">6.2 Highlights</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">6.3 Prospection</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">References</a> .....	92
<a href="#">Appendix A</a> .....	103
<a href="#">1 Appendix A1</a> .....	103
<a href="#">2 Appendix A2</a> .....	103
<a href="#">Achievements</a> .....	106
<a href="#">Acknowledgements</a> .....	108
<a href="#">CV</a> .....	110

图目录

[图 2.1 编辑标记](#)..... 错误!未定义书签。

[图 2.2 菜单栏样式修改](#)..... 错误!未定义书签。

[图 2.3 样式修改](#)..... 错误!未定义书签。

[图 2.4 文本样式设置](#)..... 错误!未定义书签。

[图 2.5 标题编号示例](#)..... 错误!未定义书签。

[图 3.1 样式](#)..... 错误!未定义书签。

[图 3.2 不压缩文件中的图像](#)..... 错误!未定义书签。



## 表目录

<a href="#">表 3.1 国内外各返回式航天器热控设计情况</a> .....	8
<a href="#">表 3.2 实验条件及参数</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">表 3.3 水、FC-72、HFE-7000 和 HFE-7100 热物性比较</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">表 3.4 国际单位制的辅助单位</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">表 3.5 国际单位制中具有专门名称的导出单位</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">表 3.6 国际单位制的基本单位</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">表 3.7 国家选定的非国际单位制单位</a> .....	错误!未定义书签。
<a href="#">表 3.8 用于构成十进倍数和分数单位的词头</a> .....	错误!未定义书签。



主要符号表

注：标题“主要符号表”，字体：黑体，字号：小三。表格内变量字母采用斜体，表格内容文字字体：宋体，字号：小四。表格的形式采用如下三线表。

该部分内容是对于论文中所使用的主要符号进行统一整理，统一规定用 WORD 自带的“公式”模块来插入符号，用于清晰地展现出论文的符号的具体含义，有助于论文的审阅，十分重要，不可省略。下面以动力工程及工程热物理学科中的一些符号为例进行示范：

符 号	代表意义	单位或定义
英文字母		
<i>A</i>	加热面面积	cm <sup>2</sup>
<i>A</i> <sub>liquid</sub>	加热面润湿区域	cm <sup>2</sup>
<i>B</i>	热流密度决定性偏差	\
<i>C</i> <sub>p</sub>	比热容	kJ/(kg·K)
无量纲量		
<i>Re</i>	雷诺数	$Re = \rho_f \overline{d_{32}} \overline{Q''} / \mu_f$
<i>St</i>	斯特劳哈尔数	$St = \overline{d_{32}} / (\tau \overline{Q''})$
<i>We</i>	韦伯数	$We = \rho_f \overline{d_{32}} \overline{Q''}^2 / \sigma$
希腊字母		
$\rho$	密度	kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	黏度	Pa·s
$\eta$	蒸发效率	\
下标		
0	<i>x</i> = 0 或 <i>t</i> = 0	
sat	饱和态	

注意：通过插入分节符，以保证正文第一页为奇数页



---

**缩写**

CHF	临界热流密度
IHCP	导热逆问题
SFSM	顺序函数法

---

注：如文中对符号另有说明，以文中对应位置说明为准。



# 1 绪论

## 1.1 研究背景与意义

作为现代飞机的动力，航空发动机为提高推重比、扩展稳定工作范围，要求其压缩系统具有更高的压比和更宽的稳定工作范围。然而根据压气机工作原理，随着压气机的空气流量减少，增压比提高，压气机因旋转失速或喘振将进入不稳定区域，限制其稳定工作范围。高性能的航空发动机，必须具备高安全性、大推重比、良好的加速性能以及低燃油消耗率等特点，并要求在安全可靠工作的前提下充分挖掘其性能，通过主动安全控制，高质量地完成各类任务[1]。

轴流压气机对高性能涡扇航空发动机的性能和稳定性有着至关重要的影响[2]，其压缩部件可以改变空气流量，当通过压气机的空气流量减小时，增压比会增大，效率会提高[3]。但是如果增压比超过喘振边界，压气机中就会出现气流分离现象，引发气动失稳。轴流压气机气动失稳会表现出两种不同的状态，分别是喘振和旋转失速。喘振通常表现为气流的间歇性脉动甚至是气流中断，周向气流密度均匀，流量和压力等沿轴向产生大幅度周期性振荡。在喘振形成的初始阶段，气体轴向流动可能是非轴对称的，但喘振充分发展后，压气机内部发生轴对称的气流周期脉动，严重时甚至会发生气体倒流。喘振发生时会出现低频噪声和剧烈振动，导致部件严重损坏[4]。

我国某型航空发动机在使用中曾出现过几十次因失速/喘振等原因引起发动机空中熄火、起动失败、操纵失灵等异常状况，给飞行带来安全隐患。国内航空发动机普遍采用被动控制策略，并且喘振失速的测量手段单一，预测精度差，导致稳定裕度偏大（10-30%），使得发动机性能得不到充分发挥。传统的航空发动机稳定控制系统多采用压气机放气、进口导叶调节等方法设计喘振控制环节[7]，使压气机工作点远离喘振边界，该方法属于被动控制，而且没有失速控制环节，虽然实现稳定工作，但通常稳定裕度偏大（10-30%），限制了压气机性能潜力的最大发挥。喘振主动控制的目的就是通过对喘振失速的预测和主动控制来阻止上述情况发生，在保证其安全可靠工作的同时，尽可能地提高航空发动机的性能[5][6]。

与此同时，随着航空科学技术的飞速发展，气动稳定性问题日益成为航空发动机

批注 [福全1]: 开题报告

研制和应用所面临的难题。特别是新一代高性能航空发动机,配有先进的推力矢量技术的来提升飞机的机动和隐身性能[8],导致推进系统承受比以往大的多的飞行政角和侧滑角,容易产生进气畸变,从而导致发动机的稳定裕度大幅降低,进而容易诱发喘振的发生。因此,使用传统的失稳控制策略已难于满足先进飞行器对发动机高负荷、高效率、高推重比的需求。新一代航空发动机的研制,对喘振失速预测和喘振主动控制提出了更加严峻的挑战,喘振失速的机理分析、预测和主动控制已经成为长期困扰新一代航空发动机研制的技术瓶颈,如何对发动机气动失稳进行精确预测和喘振主动控制已经成为不得不考虑的问题。(公开整理的综述)

针对上述情况,喘振主动控制技术应运而生。喘振主动控制则将重点放在压气机的部件闭环控制上,基于压气机喘振和旋转失速的预测技术,在发动机刚出现气动失稳征兆时便采取扩稳措施,使发动机的稳定工作范围扩展到失稳边界以外,或者增强失稳边界处对系统内外干扰的抵抗能力[9]。喘振主动控制的概念由 Epstein 等人于 1989 年提出[10]。喘振主动控制以失速起始过程(stall inception)的概念作为理论基础。所谓失速起始过程,是指发动机由稳定工作状态向旋转失速状态转变的过程。起始过程开始时,一些被称为失速先兆的幅值较小的扰动波从稳定流场中形成,这些扰动波幅值不断增大并在起始过程结束时转变为幅值较大的旋转失速。喘振主动控制最初的设想是:在发动机失速起始阶段,通过在流场中附加额外的扰动来抑制失速先兆波的形成或者发展,延缓旋转失速的发生,从而实现扩大压气机稳定性工作范围的目的。在现代航空发动机中广泛采用的多级轴流式压气机中,通常认为喘振出现在旋转失速之后,所以并不刻意区分喘振主动控制与旋转失速主动控制,合称为喘振主动控制[11]。

#### 1.1.1 喘振主动控制

### 1.2 研究发展及研究现状

#### 1.2.1 压气机失稳先兆识别

压气机失稳起始过程是提出主动喘振控制概念的基础。对失稳初始扰动的形成与发展的机理性认识是开展主动喘振控制的第一步。对压缩系统旋转失速的早期研究始于上世纪 50 年代, Emmons 等人提出了经典的二维分离模型,揭示了旋转失速产生的

机理[12]。当失速发生后，失速团会沿压缩系统周向传播，导致与转子运动方向相反的叶片进口攻角增大，堵塞气流在通道内的流动。图1展示了一个典型的压气机从稳态到进入失稳的发展过程，以压气机进口流量为观察对象，在平稳阶段时流量相对稳定，在先兆扰动初步发展时，流量波动范围开始变大，随着扰动完全发展成为失速喘振时，流量也处于无规律大幅振荡状态。

压气机失稳先兆信号是指压缩系统在进入旋转失速之前，流场中出现的一些具有一定规律性，且其脉动幅值和旋转速度等特征与失速团不同的扰动。国外许多学者经过大量实验表明，在旋转失速的形成过程中，主要存在着“模态波 (Modal wave)”和“尖脉冲 (Spike，也称突尖波)”扰动两种失稳先兆信号。

其中模态波是一种尺度较长，幅度较小，发展速度相对较缓的二维先兆扰动波，它沿周向传播，在完全失速前几十转内可被捕获到，如图2所示，其特点是波长通常以压气机的周长为特征尺寸，幅值通常小于失速脉动幅值的 2%，旋转速度通常小于转子转速的 50%。Moore 与 Greitzer 最早于 1986 年从理论角度建立 M-G(Moore-Greitzer)模型，有效表述了模态波失速先兆现象[13]，此后一阶 MG 不可压缩模型也成为后续学者研究主动稳定控制的基础。模态波在开始时扰动的幅度很小，在接近失速工作点时，扰动的幅度将迅速增大，并最终诱导出大尺度的失速团。随后，McDougall 等人和 Garnier 等人分别在单级和多级轴流压气机的实验中观测到了这种旋转模态波的存在[14][15]。（最新整理的版本）

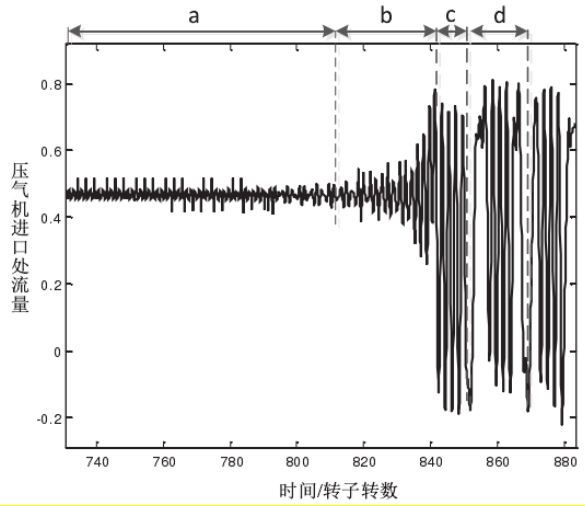


图 1 轴流压气机失稳发展过程

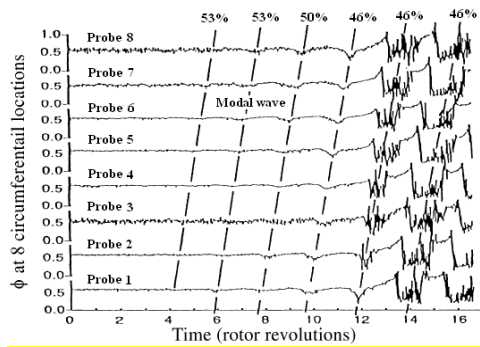


图 2 模态波扰动

突尖型先兆不同于模态波先兆，它尺度较小、发展更为迅速，是一种非线性三维先兆扰动波。Day 等人于 1993 年率先发现突尖型失速先兆的存在，它起始于转子叶尖区域，表现为脉冲信号，一旦出现即迅速传播发展，很快致使压气机失稳[17]。这种尖脉冲扰动的特点是：时间上的短时性和空间上的小尺度性。尖脉冲扰动出现到失速团形成的时间间隔很短，一般不会超过 5 个转子旋转周期，其周向尺度通常以栅距为特征尺寸，如图 3 所示。Camp 和 Day 对模态波和突尖型失速先兆做了比较总结，并表明这两种失速先兆的产生先后和哪种先兆会引起压气机失速，与压气机结构设计和运行状态相关[18]。

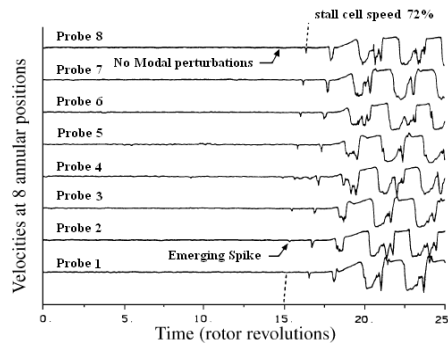


图3 突尖型失稳先兆[17]

（开题）旋转失速的检测通常以压气机的脉动压力作为征兆信号，通过提取征兆信号的特征来检测失速，检测算法主要包括时域分析法、频域分析法和时频分析法。

#### （1）时域分析法

时域分析法是根据压力信号的时域特征变化来判断不稳定流动状态的发生，包括方差分析法、相关性分析、紊流度分析法、压力变化速率法等。

2004 年，北京航空航天大学的张靖焱采用方差分析法检测失速，发现动态压力的方差值在距离失稳 1~2 秒前有明显的增长，由此可实现压气机失速的在线预报[15]。2005 年，空军工程大学李应红等通过静态压力信号的方差判断压气机不稳定状态的发生，能够提前 0.03~0.07s 检测到失速初始扰动[16]。2009 年，南京航空航天大学的李小彪等根据时压气机出口总压的变化率来检测喘振，并验证了方法的有效性[17]。

1991 年，Inoue 等研究发现在靠近失速时，叶顶区域会出现剧烈的非定常波动，稳态下所呈现的周期性消失[18]，基于此现象，大量研究采用状态的相关性来检测失速先兆，常用的相关性分析方法包括自相关法、互相关法等[60][61]。1994 年，麻省理工学院的 Park 等采用互相关法分析压力信号，在失速发生前几百转检测到了扰动波[19]。1998 年，美国宇航局的 Michelle 等在高速压气机（NASA stage35 and stage37）上采用相关积分法检测失速，发现在失速前较长时间内，压力信号的相关积分值出现明显下降，从而能够提前判断失速的发生，但该方法计算复杂，并且参数设置困难[20]。2007 年，圣母大学的 Cameron 等采用空间-时间相关分析法在单级高速轴流压气机上检测失速，在失速前几百转探测到了失速先兆[21]。2007 年，日本石川岛播磨重

工业的 Tahara 等通过计算同一传感器信号在不同时刻的相关系数来检测失速, 由于失速破坏了信号的周期性, 故通过该系数的变化能够在 12000 转/分的转速下提前 0.5 秒检测出失速先兆[22]。2013 年, 中国科学院工程热物理研究所的李继超等对机匣壁面周向对称分布的动态压力传感器信号采用互相关法分析, 实验表明互相关法可以及时有效地检测失速先兆[23]。2019 年, 中国航发沈阳发动机研究所的刘卓通过压力信号的紊流度值来辅助判别失稳, 紊流度值代表了一段时间内压力值相对平均值的波动大小, 采用该方法降低了失稳的误报率[24]。同时, 混沌时间序列预测方法也在轴流压气机旋转失速预测中具有一定的应用潜力[62] [63]。

### (2) 频域分析法

频域分析法是通过分析信号的频谱图, 根据频域特征的变化检测失速, 包括傅里叶分析法、功率谱密度法、行波能量法等。1988 年, 剑桥大学的 Longley 采用谐波傅里叶变换检测失速, 根据同一圆周相位上的信号在不同时刻的改变来检测模态波失速的先兆特征[25]。1994 年, 麻省理工学院的 Tryfonidis 等采用行波能量法对四级高速压气机检测失速, 根据转子正反向能量的差值衡量模态波失速能量, 该方法可在模态波失速前 100 到 200 转给出预警[26]。2003 年, Hoenen 等采用功率谱分析法在多级轴流压气机上检测喘振, 根据由功率谱提出的稳态参量和形态参量两个参量实现提前 0.15 秒检测喘振[27]。2003 年, 空军工程大学的张朴等对压气机失速首发级测量的压力信号进行频谱分析发现, 从进入到退出失速的过程中伴随着失速频率所对应的压力信号的频率分量的涨落, 彻底失速时该分量幅值最大, 从而成功确定了失速边界[28]。

### (3) 时频分析法

时频分析法是将频谱特征与时域信息结合, 相比频域分析法可以更好地刻画信号的局部特征, 能较好地分析非平稳信号, 主要包括小波分析法和希尔伯特-黄时频分析法。2002 年, Dremine 等采用多分辨率小波分析对多级压气机进行失速预警, 在失速前 1 到 2 秒检测到失速先兆[29]。2003 年, 空军工程大学的姜涛等采用小波分析并选取特定小波分解层次信号, 通过模极大值判断信号奇异点, 从而检测失速, 在高速轴流压气机上验证了方法的有效性[30]。2004 年, 空军工程大学的吕建伟等在八级轴流压气机上采用时频-小波分析方法检测失速先兆, 发现不同频率范围呈现出不同的失速



先兆特征[31]。2005 年,中国燃气涡轮研究院的张浩等基于小波分析构建了压气机气动稳定性评估算法,并验证了算法的有效性[32]。2010 年,Salunkhe 等对畸变条件下压气机失速进行预警研究,通过小波分析实现了提前 200 转检测失速先兆[33]。2011 年,南京航空航天大学的马冀等采用 Daubechies 小波分析压力信号,实现提前 0.04 到 0.05 秒判断失速的发生[34]。2015 年,南京航空航天大学的向宏辉等采用希尔伯特-黄变换(HHT)检测失速先兆,希尔伯特-黄变换是将滤波降噪方法 EMD 与希尔伯特谱分析结合得到的一种时频分析方法,相较于小波分析,该方法的优势在于对带噪声信号的自适应性强,频率分辨率高,能够更为提前地检测出失速先兆[35]。

以上三种失速预警方法各有优缺点,时域分析法简单,应用方便,运算速度快,但由于对信号幅值依赖大,其稳定性差,准确性易受噪声影响。频域分析法以信号平稳性为前提,应用有局限性。单独的时域分析和频域分析都只能从某一维度分析特征,无法兼顾时域和频域,而时频分析法做到了兼顾时频域,其准确性也较高,但就目前应用来看,其在不同形态失速下的表现差异较大,并且在阈值设定等方面需要结合大量主观判断和工程经验,故通用性较差。

失速预警任务的挑战性促使研究人员开始探索新的方法,最具代表性的是华南理工大学的王聪等基于确定学习理论对失速初始扰动进行建模和检测[36][37][64],同其他方法相比能够提取更加全面的失速状态下系统动态特征,并可以快速准确地判断失速的产生,在低速轴流压气机上的实验表明,该方法可以提前 0.2s-1s 检测出模态波失速[38][58]。

综上所述,压气机失稳先兆识别技术目前仍面临如下问题:

(1) 先兆特征微小:压气机失稳先兆具有先兆特征微小的特点,在时域特征和频域特征的视角下,往往先兆对应的特征变化均非常微小,因此,压气机失稳先兆识别本质上是微小特征识别问题。

(2) 失稳发展速度快:各种试验结果表面,压气机旋转失速先兆往往在 10-200 转子旋转周期的时间节点出现,而突尖型失速先兆往往会在更短的转子旋转周期,因此在如此短的周期内实现算法的有效性和适配于喘振主动控制系统的软硬件开发,将是一个巨大的挑战。

（3）失稳机理复杂，失稳模式多样。根据压气机试验结果和大量文献表明，不同的进气条件、压气机结构和不同的工况下，失稳先兆的特征和类型均有一定的差别。因此，如何针对失稳特征模式的多样性，研制适用于多场景、多模式的通用性强的失稳先兆特征方法，是亟待解决的关键性问题。

综合以上问题，目前关于压气机失稳先兆识别方法的研究，均未完全解决上述难点和问题，随着人工智能技术在各个领域中的成功应用，本文希望通过探索深度学习在压气机失稳预测中的应用，并通过试验数据的验证，初步证明了基于深度学习的压气机失稳预测技术具有一定的可行性。

### 1.2.2 喘振主动控制

发动机稳定控制可以追溯到上世纪 50 年代，由 Emmons 等人提出了喘振和旋转失速的产生机理，为压缩部件失稳状态的研究奠定了基础[12]。失速和喘振的控制总体上是通过施加控制手段使压缩系统在全工况条件下稳定运行，同时提高压缩系统的性能。一方面可以通过拓宽失稳边界增加压缩系统的稳定裕度，另一方面可以通过施加主动控制使得工作点远离失稳边界，但失稳边界并未发生变化，施加控制手段对压缩系统特性的影响示意如图 12 所示。

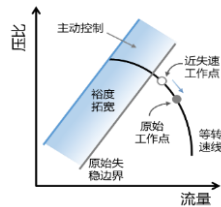


图 12 施加控制对压缩系统特性影响示意图

在喘振主动控制概念提出之时，喘振主动控制专指通过在失稳起始阶段施加与起始扰动相反的附加扰动来扩大压气机稳定工作范围的控制方法[7]。然而，随着对压气机失稳机理的研究，喘振主动控制概念的内涵与外延不断扩大，发展了多种形式的主动控制策略。根据控制原理的差异，主动控制方法大致可以分为四大类：模态反馈控制、分散反馈控制、非线性反馈控制及恒定叶尖射流控制[39]。

（1）模态反馈控制。模态反馈控制是最早出现的喘振主动控制方法，其理论基础是模态波形式的失稳初始扰动的存在。压气机旋转失速与喘振由幅值较小的初始扰动

波引起，而这些初始扰动可以分解为线性独立的谐波，每一阶谐波可以使用线性反馈控制加以抑制，从而扩大了压气机的稳定工作范围。Paduano 等人使用压气机进口导叶（Inlet Guide Vane, IGV）作为执行机构，在低速单级轴流压气机中分别对前一阶、二阶、三阶谐波实施主动控制，成功地将发动机稳定工作范围扩大了 11%、18%及 23%[40]。Haynes 等人同样将 IGV 作为执行机构，在一台低速三级轴流压气机中对前一阶、二阶谐波实施主动控制，分别获得了 3.1%与 7.8%的稳定工作范围扩展[41]。Weigl 等人则选择空气喷射阀为执行机构，在一台跨音速轴流压气机中实现了稳定工作范围的扩展与旋转失速的恢复，并且使用  $H_\infty$  控制提高控制系统的鲁棒性[42]。模态反馈控制需要在压气机进口周向上布置二维传感器来获得流场内空气流速或者压力的扰动模态。同样需要布置二维执行机构，根据控制器的输出指令来产生所需的附加扰动。根据 Weigl 等人的研究，在高速压气机中，空气喷射阀为执行机构时能够较好地实现控制效果。模态反馈控制对以模态波型初始扰动进入失稳状态的压气机具有较好的控制效果。关于模态控制，西北工业大学的苏三买等人也做了相关的研究，利用李雅普诺夫稳定性分析来设计空气喷射阀的控制规律[56] [59]。

（2）分散反馈控制。与模态反馈不同，分散反馈不将流场内的扰动看成是不同谐波的合成，而是当成分布在空间不同位置的误差信号，然后使用线性反馈控制对这些局部扰动加以控制。Van Schalkwyk 在存在进口流场畸变的情况下，使用 IGV 作为执行机构，通过实验表明分散反馈控制的效果要好于模态反馈控制[43]。Spakovszky 等人使用空气喷射阀为执行机构，在一台高速压气机上，分别对存在径向畸变和周向畸变的情况下对分散反馈控制开展实验研究，同样获得了较好的效果[44][45]。

（3）非线性反馈控制。MG 模型不仅捕捉到了模态波型失稳初始扰动，且成功地刻画了压缩系统旋转失速与喘振发生的非线性本质。非线性反馈控制不从压气机失稳的发展过程考虑，而是从整体上将压缩系统看成一个非线性动力学系统来考虑，通过反馈控制来调整压缩系统的非线性行为。Abed 及其团队首次对简化的三阶 MG 模型进行分岔分析[46]，后由 McCaughan 进行了系统的分析[47]。分岔分析的结果验证了 B 参数对压缩系统失稳类型的影响作用，且得出旋转失速的“迟滞”现象由静态分岔引起。Behnken, Liaw 及 Eveker 等都基于分岔理论实现了旋转失速“迟滞环”的消除[48] [49]

[50]。基于分岔理论的喘振主动控制并不能扩大压气机的稳定工作范围，而是通过加强失稳边界的抗扰动能力来减少对稳定裕度的需求。在基于分岔理论的非线性控制方法获得成功以后，其他非线性控制算法在压气机失稳主动控制的研究也陆续大量的出现。Simon 等人使用紧连控制阀（Close-coupled Control Valve, CCV）作为执行机构，基于李雅普诺夫稳定性理论开展非线性控制研究[51]。Krstic 等人基于反演法设计旋转失速及喘振主动控制器，保留了有用的非线性项来提高系统的性能[52]。Sanadgol 等人与 Laderman 等人则分别将滑动模式控制与模糊逻辑控制应用到喘振主动控制当中[53][54]。非线性喘振主动控制仅仅需要使用一维传感器与执行机构布置，实现比模态反馈控制与分散反馈控制都要简单，但是各种非线性喘振主动控制多集中于仿真研究阶段与压气机部件实验阶段。

（4）恒定叶尖射流控制。恒定叶尖射流控制是近年来研究较多、前景较好的一种喘振主动控制方法[55]。根据叶尖间隙流的研究表明，压气机气动失稳起始与叶尖间隙流动，特别是间隙“泄漏涡”的稳定性紧密相关。向压气机叶尖喷射高速气流，可以通过瞬间增加叶尖处的气流轴向速度，减小进气攻角，增大“泄漏涡”的稳定性，从而抑制了旋转失速的发生，扩展了压气机的稳定工作范围。Weigl 等人同时对恒定叶尖射流和调制叶尖射流进行了研究[42]，研究结果表明，恒定叶尖射流可以获得相当大的稳定工作范围扩展，而调制叶尖射流的控制效果只比恒定射流的情况稍好一点。恒定叶尖射流控制使得那些总是在叶尖首先进入旋转失速的压气机来说，喘振主动控制变得相对简单，只需要根据传感器的值得到一个表征发动机稳定性的指标即可。当检测到发动机有失速危险时，启动叶尖射流来提高稳定裕度[60][61][65]。

于此同时，相关学者和研究机构也针对喘振主动控制的扩稳机理开展了一系列深入的研究。Epstein 等人在 1986 年提出主动稳定性控制概念，也同时提出了通过生成附加的作用机制，来抑制压气机失稳的最初设想[42]，其中包括叶片上游可调喷射空气和可控摆动叶片等。1992 年，MIT 的 Paduano 等在低速单级轴流压气机试验台上成功实现了旋转失速的主动控制 [44]。1993 年 Haynes 等人将此研究成果推广用于三级低速轴流压气机旋转失速的主动控制，也获得了成功，使得该压气机的失速点流量减小了 8%[45]。1991 年，剑桥大学的 Day 采用射流控制的方法实现了多级轴流压气机旋转失

批注 [福全2]: (研究综述)

速的主动控制，对抑制导致失速的小扰动有显著的效果，使稳定工作范围扩大了约 6%，如图 14 所示[46]。

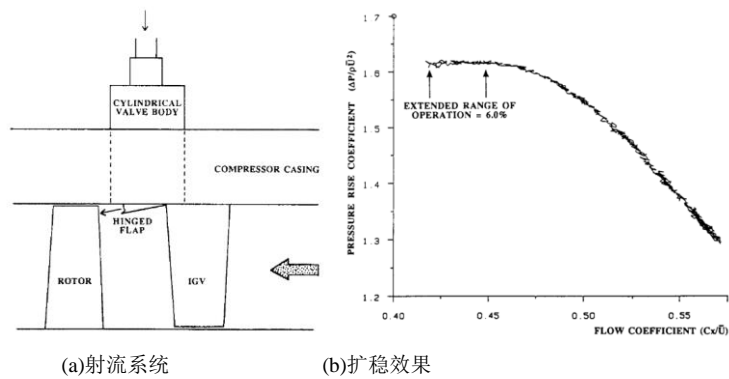


图 14 剑桥大学的射流主动控制系统及效果[46]

MIT 的 Weigl 等人于 1997 年针对 NASA 的 stage35 单级跨声速轴流压气机，研究了喷嘴形式以及定常喷射和非定常喷射的扩稳效果。结果表明非定常射流的扩稳效果更好（图 15）[48]。此外，相关学者和研究机构还针对叶尖射流速度、喷嘴周向布置方式等因素对扩稳效果的影响开展了试验研究[49][50]。此外，相关学者也针对自循环射流系统和等离子体气动激励等喘振主动控制手段进行了机理测试研究，并取得了明显的扩稳效果[52] [53] [54] [55]。

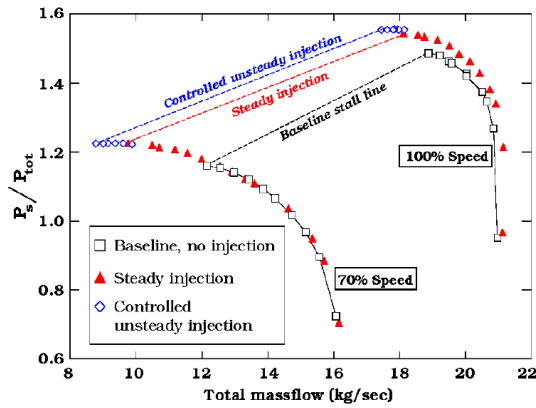


图 15 定常以及非定常喷射扩稳效果的对比[48]

### 1.3 论文研究思路及目标

从上文分析可以看出, 目前对于航空发动机的多级轴流压气机失稳和喘振主动控制取得了一定的进展, 但仍存在许多问题亟待解决。这些问题主要体现在: (1) 现有的轴流压气机失稳预测技术, 无法实现轴流压气机失稳前的微小特征识别; (2) 针对多级轴流压气机主动稳定控制和喘振主动控制的压气机动力学模型 Moore-Greitzer 模型为二维模型, 无法完全反应多级轴流压气机的动力学特性和全三维气动特性; (3) 现有的基于 MG 模型的喘振主动控制方法, 尚未考虑多级轴流压气机的全三维气动稳定性和模型本身的误差和不确定性, 为了弥补这一缺陷, 通常会将控制过程设计得过于复杂从而降低了工程适用性; (4) 现有的压气机主动稳定控制器设计思想, 均基于李雅普诺夫稳定性原理, 缺少更深入的针对多级轴流压气机复杂旋转流体机械系统的稳定性理论作为支撑, 容易导致控制器设计过于复杂的同时, 又无法满足喘振主动控制的工程实际需求。

为解决上述不足, 以满足工程适用性的前提下, 提高轴流压气机失稳的预测时间, 同时通过喘振主动控制提高多级轴流压气机的稳定裕度, 本文研究了基于深度学习的喘振失速预测, 且各章节的主要内容如下:

第一章介绍了航空发动机喘振主动控制的研究背景、意义以及研究现象, 主要对

轴流压气机失稳预测和压气机主动稳定控制策略进行了全面综述，并分析了目前研究存在的不足之处。

第二章介绍基于深度学习的轴流压气机失稳预测技术。主要讨论基于扩张因果卷积深度神经网络与迁移学习相结合的压气机失稳预测技术，通过构建基于扩张因果卷积的基础模型，实现对同型号的压气机失稳预测技术。同时，为了更好的适应不同工况和不同几何构型的压气机产生的失稳先兆特征差异，本文采用了基于模型微调技术的迁移学习技术，实现了深度学习在跨型号、多场景下的失稳先兆特征识别。计算结果表明，基于扩张因果卷积深度神经网络的压气机失稳预测模型，能够有效的实现对旋转失速和喘振的微小失稳先兆特征识别，结合迁移学习技术后的模型，也能够部分解决跨型号和多场景下的压气机失稳预测问题。

第三章介绍了基于 Moore-Greitzer 模型的压气机主动稳定控制，首先对航空发动机轴流压气机失稳状态进行建模，介绍简化 Moore-Greitzer 模型在压气机失稳分析过程中的作用。在简化 Moore-Greitzer 模型的基础上，考虑畸变片以及喷气装置等机构，并对所建立的模型进行数值仿真，分析畸变片以及喷气机构对发动机稳定性的影响，为主动稳定控制器设计提供基础。简化 Moore-Greitzer 模型是一组较为复杂的偏微分方程组，对其进行一阶傅立叶空间截断可以将其简化为微分方程组。本文根据 Moore-Greitzer 模型的一阶傅立叶空间截断形式，结合李雅普诺夫稳定理论，设计不同的反馈控制律并确定控制器有效的参数范围，实现航空发动机主动稳定控制。

第四章针对基于李雅普诺夫稳定性在喘振主动控制中的局限性，并针对湍流、燃烧、振动等混沌现象，首次提出了微观-介观-宏观多尺度动力系统的概念，分析了李雅普诺夫稳定性在微观-介观-宏观多尺度动力系统中应用的局限性。并在此基础上，提出了介观膜流形的概念，并由此提出了介观膜流形稳定性理论的设想。微观-介观-宏观多尺度动力系统的失稳，是由于微观无序度传递到宏观，其中介观力场和介观膜流形是导致微观无序度传递到宏观的决定性因素，该理论可以弥补李雅普诺夫稳定性理论在微观-介观-宏观多尺度动力系统稳定性分析中的局限性，有效的拓展了一类介观能复杂系统的稳定性分析方法。

第五章讨论了第四章提出的介观膜流形稳定性理论在喘振主动控制中的应用设想。

本章首先讨论了轴流压气机失稳过程中发生的混沌分形现象，并在此基础上，利用微观-介观-宏观多尺度动力系统的介观膜流形稳定性理论对轴流压气机气动稳定性现象进行解析，从而探讨基于介观膜流形稳定性理论的喘振主动控制在工程实践中的可行性。进一步，利用介观膜流形稳定性理论对 Moore-Greitzer 模型进行修正，并提出了基于介观膜流形稳定性理论和场控制理念的喘振主动控制系统设计思路，并对介观膜流形稳定性理论的进一步研究进行了展望。

第六章对本文的工作进行总结，并给出下一步的研究计划。

注意：请保证此页为奇数页



## 2 基于深度学习和迁移学习的多级轴流压气机失稳预测

多级轴流压气机失稳预测，由于具有机理复杂、先兆特征微小、发生位置不确定性高、这也是非常有挑战性的问题。随着实验研究的积累，压气机失速数据不断增多，给深度学习方法应用于压气机失速预测带来了可能性。本文基于多级轴流压气机综合试验平台，生成了动态压力失稳先兆数据集，利用扩张因果卷积深度神经网络与迁移学习相结合的方法，对基于深度学习的多级轴流压气机失稳预测技术开展了研究。本文开发的基于深度学习的多级轴流压气机失稳预测系统进行的离线和在线验证结果表明，该方法能够有效识别失速先兆的微小特征，有效提前旋转失速预测时间和预测精度，同时基于迁移学习，能够实现跨型号的多特征、多模式的压气机失稳先兆特征识别。

### 2.1 数据特性分析

### 2.2 基于扩张因果卷积和迁移学习的轴流压气机失稳预测

喘振实验数据属于时间序列数据，具有自回归特性，同时其变化趋势、周期性和一些难以直接观察到的高级特征也是预测所需的重要信息。本节基于扩张因果卷积理论，构建适用于失速预测的 WaveNet 网络模型，通过提取以上特征检测失速初始扰动，并给出失速预测概率。

#### 2.2.1 基于扩张因果卷积理论的 WaveNet 网络结构

传统的时间序列预测模型大多基于 RNN 网络模型及其变种，RNN 网络模型对之前时间点的信息有“记忆”性，并影响当前时间点的输出，从而实现时间序列数据的自回归特性<sup>[87-89]</sup>。但是各个 RNN 单元之间只能进行串行计算，非常耗时，尤其当时间步

较长时, 其训练和预测更为复杂, 且随着时间步变长其准确性下降。因此, 为满足缩短训练和预测时间、能够对长时间步提取特征的要求, 采用基于扩张因果卷积理论的 WaveNet 网络模型<sup>[90]</sup>进行时间序列预测。

WaveNet 网络模型基于卷积神经网络, 能够进行并行运算, 训练和预测速度快, 且能够处理长时间步序列。区别于传统的卷积神经网络, WaveNet 网络模型是一种自回归概率模型, 假设时间序列  $x=\{x_1, \cdots, x_T\}$ , 联合概率分布为:

$$p(x)=\prod_{t=1}^T p(x_t | x_1, \cdots, x_{t-1}) \quad (3.1)$$

因此 WaveNet 网络模型可以处理时间序列。

普通卷积网络的每个时间步对应神经元的输入与上一层所有时间步对应神经元的输出有关, 这就相当于未来时间步的信息参与到了当前时间步的计算中, 出现了“作弊”。为保证时间序列自回归的特性, WaveNet 网络模型采用因果卷积 (causal convolution) 作为基本单元, 因果卷积模型如图 3.1 所示:

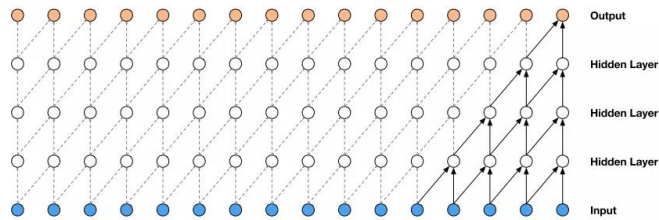


图 3.1 因果卷积网络

Fig. 3.1 Causal convolutional neural network

因果卷积模型中, 每个时间步的计算只依赖于上一层该时间步及之前时间步的信息, 可以保证时间序列数据建模的需要。因为卷积模型中每个单元的计算不依赖于该层中其它单元的计算, 没有递归关系, 所以可以进行并行计算。因果卷积可以通过屏蔽卷积<sup>[91]</sup>来实现, 对于失速数据这样的一维数据, 可以通过将正常卷积的输出移动几步来实现。

因果卷积可以并行处理时间序列数据，但神经元的感受野较小，在图 3.1 中，滤波器宽度为 2，输出层神经元的感受野只有 5（层数+滤波器宽度-1），即只与之前 5 个时间步的信息相关，当时间步较长时，就需要非常深的卷积层来提高感受野。为适应长时间步带来的问题，在因果卷积基础上加入扩张卷积，如图 3.2 所示：

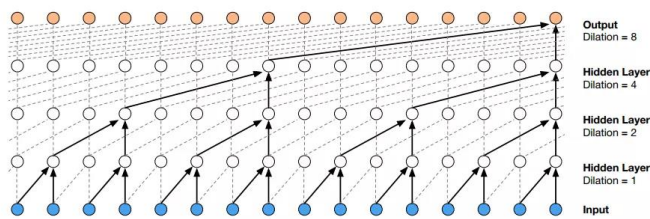


图 3.2 扩张因果卷积网络

Fig. 3.2 Dilated causal convolutional neural network

扩张卷积在计算时，通过跳过一定时间步的输入，使得当前时间步能够获取更久之前时间步的信息，增加感受野。它相当于使用了更宽的滤波器，这个宽度是从初始滤波器一步步扩张而来，但效率更高。通过叠加扩张卷积层，可以在很少的层数下获得很长的感受野。本文中，初始滤波器宽度为 2，为保证高输入分辨率及计算效率，每层的扩张因子呈 2 的指数倍增加，即 1、2、4、...

WaveNet 网络模型还利用了一些关键技术：门控激活、残差和跳跃连接。其整体结构如图 3.3 所示：

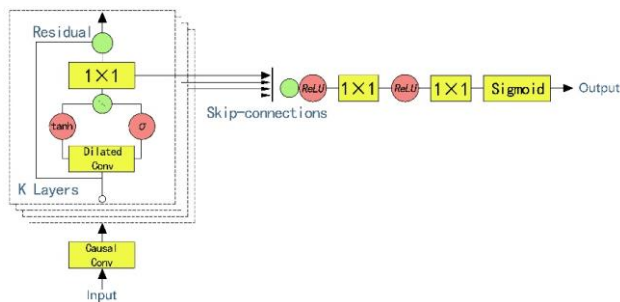


图 3.3 WaveNet 网络模型结构图

Fig. 3.3 The structure of the WaveNet

门控激活是指在每个卷积层上引入如下的门结构:

$$z = \tanh(W_{f,k} * x) \odot \sigma(W_{g,k} * x) \quad (3.2)$$

其中,  $\tanh()$  表示双曲正切函数,  $\sigma()$  表示 sigmoid 函数,  $\odot$  代表卷积运算,  $k$  代表层数,  $W_f$  和  $W_g$  为卷积滤波器。残差连接<sup>[92]</sup>是指通过  $x_{l+1} = f(x_l, w_l) + x_l$  将第  $l$  层的输入  $x_l$  映射到该层输出, 而不是传统的直接映射方式  $x_{l+1} = f(x_l, w_l)$ , 如图 3.4 所示:

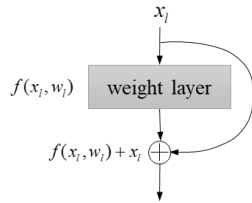


图 3.4 残差连接示意图

Fig. 3.4 The structure of the residual connection

对于  $L$  层模型, 第  $L$  层输入为:

$$x_L = x_l + \sum_{i=l}^{L-1} f(x_i, w_i) \quad (3.3)$$

通过链式求导后, 损失函数  $J$  对第  $l$  层输入  $x_l$  导数为:

$$\frac{\partial J}{\partial x_l} = \frac{\partial J}{\partial x_L} \frac{\partial x_L}{\partial x_l} = \frac{\partial J}{\partial x_L} \left( 1 + \frac{\partial}{\partial x_l} \sum_{i=l}^{L-1} f(x_i, w_i) \right) \quad (3.4)$$

括号中的 1 保证了经过多层反向传播后, 不会因为梯度值太小而发生梯度消失, 因此残差连接可以保证深层网络的实现。

传统的神经网络结构中, 每层的输入只与上一层输出有关, 因此较低的层只有经过多个中间层的计算才能对较深的层产生影响, 这样使得网络能够从原始输入信号中

提取出高级特征。对于时间序列，这些高级特征可能是趋势变化或复杂的自回归特征等，在获取这些深层输出的高级特征的同时，一些浅层的输出可能也包含有用的特征，并有可能在一层层计算后失真，因此采用跳跃连接<sup>[93]</sup>保留每个卷积层的输出，最终得到所有层所提取特征的集合，而不是单一的高级特征，将所有层特征加和得到最终特征。

将最终特征进行两层卷积后，经过 softmax 输出各类的概率，对于失速预测问题，类别只有失速与非失速，即二分类问题，所以采用 sigmoid 输出概率。

### 2.2.2 逻辑回归模型

对于时间序列数据，统计特征是非常重要的信息，如方差、峰度、平均值、最小值、最大值等。因此对于时间序列的分类预测问题，本节基于逻辑回归理论，通过计算样本的统计特征，训练逻辑回归模型实现失速的预测。

逻辑回归(Logistic Regression)是一种用于分类问题的机器学习方法，以线性回归理论为支持，在线性回归基础上引入非线性因素，通过条件概率分布  $P(Y|X)$  得到输入变量  $X$  对应的分类概率。

输入变量  $X$  服从逻辑斯谛分布， $X$  的分布函数为：

$$F(x) = P(X \leq x) = \frac{1}{1 + e^{-(x-\mu)/\gamma}} \quad (3.9)$$

其中， $\mu$  是位置参数， $\gamma$  为形状参数<sup>[94]</sup>。对于二项逻辑斯谛回归，其条件概率分布为：

$$P(Y=1|x) = \frac{1}{1 + e^{-(w \cdot x)}} \quad (3.10)$$

$$P(Y=0|x) = \frac{e^{-(w \cdot x)}}{1 + e^{-(w \cdot x)}} \quad (3.11)$$

其中特征向量  $x = (x^1, x^2, \dots, x^n, 1)$ ，权值向量  $w = (w^1, w^2, \dots, w^n, b)$ ， $b$  为偏置， $w \cdot x$  表示  $w$  和  $x$  的内积。

对于给定的训练数据集  $\{(x_1, y_1), (x_2, y_2), \dots, (x_N, y_N)\}$ ，其中  $x_i \in \mathbb{R}^n$ ， $y_i \in \{0, 1\}$ ，采用最大似然估计法求解权值向量  $w$ ，最大似然估计的思想为：对于所有的训练样本，求使它们的联合分布概率最大的参数，即为模型的最优解。假设：

$$P(Y=1|x) = \pi(x), \quad P(Y=0|x) = 1 - \pi(x) \quad (3.12)$$

对于第  $i$  个训练样本  $x_i$ ，其被分为  $y_i$  类的概率表示为：

$$P(y_i | x_i) = [\pi(x_i)]^{y_i} [1 - \pi(x_i)]^{1-y_i} \quad (3.13)$$

其中，当  $y_i = 0$  时， $P(0 | x_i)$  为  $1 - \pi(x_i)$ ， $y_i = 1$  时， $P(1 | x_i)$  为  $\pi(x_i)$ 。

在极大似然估计中，假设样本之间是独立同分布的，所有样本的联合分布概率等于各个样本概率的乘积，因此似然函数为：

$$L(w) = \prod_{i=1}^N [\pi(x_i)]^{y_i} [1 - \pi(x_i)]^{1-y_i} \quad (3.14)$$

为方便求解，对上式两边同取对数得对数似然函数为：

$$\ln L(w) = \sum_{i=1}^N y_i \log \pi(x_i) + (1 - y_i) \log(1 - \pi(x_i)) \quad (3.15)$$

求使似然函数最大的权值向量  $w$ ，即求  $-\ln L(w)$  的最小值，采用梯度下降法更新权值向量  $w$ ，第  $t$  步的更新公式如下：

$$w^{t+1} = w^t - \alpha \nabla_w \ln L(w^t) \quad (3.16)$$

其中， $\alpha$  为更新的步长。通过梯度下降得到权值向量  $\hat{w}$ ，最终得到二项逻辑斯谛模型为：

$$P(Y=1 | x) = \frac{1}{1 + e^{-(\hat{w} \cdot x)}} \quad (3.17)$$

根据求得的条件概率  $P(Y=1 | x)$  判断属于种类 1（该项目中为失速）的概率有多大。

### 2.2.3 LR-WaveNet 模型网络结构

LR 模型可以通过时间序列中的统计特征信息进行分类预测，WaveNet 模型可以提取长时间序列中的趋势变化等特征信息进行分类预测，两种模型侧重点不同。为了更精确地完成失速状态的识别预测，使发动机能够充分发挥性能，本节采用 stacking 融合算法将两种模型进行融合，将更多的特征信息参与到失速概率预测任务中，同时针对失稳数据训练中的问题改进损失函数，基于改进的损失函数进行权重更新，得到 LR-WaveNet 预测模型。

传统的模型融合方法多为 Bagging 或 Boosting，Boosting 是使用不同的分类器对一

个特征输入进行串行处理，并不适合将处理不同特征输入的模型进行融合。**Bagging** 是将不同模型的输出通过投票或加权等方法进行处理，各个模型的训练不相关，不同的特征之间没有更好的融合。针对这些问题，采用 **stacking** 算法<sup>[95]</sup>进行模型融合，由于 LR 模型的结构可以看作是带有 **sigmoid** 激活函数的单层神经网络，故以 WaveNet 网络模型为基础，将原 WaveNet 网络模型的输出层和 LR 模型对应的单层神经网络的输出层激活函数改为 **ReLU** 激活函数，然后将两个模型的输出拼接成一个新的神经网络层，并作为 **stacking** 融合模块的输入层，**stacking** 融合模块为两层神经网络，根据融合模块最终所得输出与真实值的误差对两个分支网络进行权重更新。

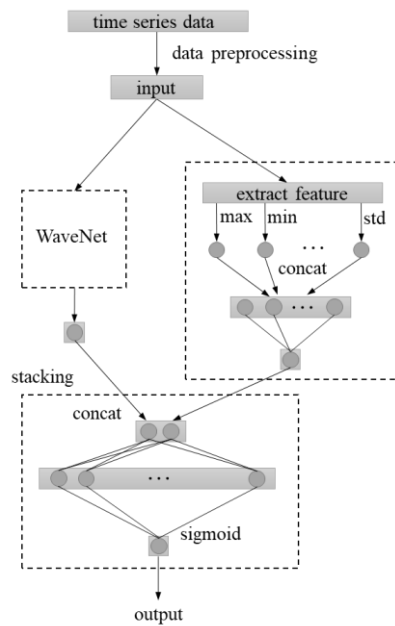


图 3.9 LR-WaveNet 模型结构图

Fig. 3.9 The structure of the LR-WaveNet

#### 2.2.4 改进的损失函数

对于失稳数据的训练, 会存在以下三种问题:

(1) 简单/困难样本不平衡, 在失速初始扰动发生之前, 数据表现较为平稳, 彻底失速后数据表现为剧烈的抖动, 这些特征表现明显的样本比较容易分类, 属于简单样本, 而对于从失速扰动出现到发展为彻底失速的过程中的样本, 数据波动幅度很小或者基本没有波动, 对这些样本进行分类是比较困难的。

(2) 类别不平衡, 稳定状态与失稳状态的样本数存在不均衡现象。

(3) 不同类别样本的错误分类所带来的实际影响不同, 相比于将稳定状态误分类为失稳状态, 将失稳状态误分类为稳定状态所造成的实际代价远高于前者。

为解决以上三种问题, 设计了一种改进的 Focal Loss 损失函数<sup>[96]</sup>。对于二分类问题, 初始的交叉熵损失为:

$$L = \begin{cases} -\log(p) & \text{if } y = 1 \\ -\log(1-p) & \text{if } y = 0 \end{cases} \quad (3.18)$$

方便起见, 定义  $p_t$  为:

$$p_t = \begin{cases} p & \text{if } y = 1 \\ 1-p & \text{if } y = 0 \end{cases} \quad (3.19)$$

所以交叉熵损失可表示为  $L = -\log(p_t)$ 。

首先针对类别不平衡问题, 引入类别权重系数  $\alpha$ ,  $\alpha \in [0, 1]$ , 且  $\alpha$  值与正样本在所有样本中所占比重值成反比, 定义  $\alpha_t$  为:

$$\alpha_t = \begin{cases} \alpha & \text{if } y = 1 \\ 1-\alpha & \text{if } y = 0 \end{cases} \quad (3.20)$$

将损失值改写为  $-\alpha_t \log(p_t)$ 。然后针对不同类别样本误分类影响不同的问题, 引入重要程度权重系数  $\beta$ ,  $\beta \in [0, 1]$ ,  $\beta$  表示类别 1 (失速) 样本错误分类所造成影响的大小, 定义  $\beta_t$  为:

$$\beta_t = \begin{cases} \beta & \text{if } y = 1 \\ 1-\beta & \text{if } y = 0 \end{cases} \quad (3.21)$$



将损失值改写为 $-\alpha_i \beta_i \log(p_i)$ 。最后针对简单/困难样本不平衡，引入调节因子 $(1-p_i)^\gamma$ ，参数 $\gamma \geq 0$ ，对于简单样本， $p_i$  趋近于 1，使得调节因子趋近于 0，从而减小该简单样本对损失值的贡献，最终损失值为：

$$FL = -\alpha_i \beta_i (1-p_i)^\gamma \log(p_i) \quad (3.22)$$

### 2.3 基于 LR-WaveNet 的压气机失稳离线验证结果

### 2.4 基于深度学习的轴流压气机失稳预警智能系统

#### 2.4.1 轴流压气机试验平台

采用的数据来自中国航发沈阳发动机研究所提供的某型号高压轴流压气机喘喘实验。根据技术要求，试验设备典型方案如图 2.1 所示。实验中，通过动力装置 12 来带动压气机旋转，空气经被压缩后，通过排气涡壳和排气道排入大气。实验按照等转速线来测量对应数据，通过调节节气阀门的开合，控制压气机的流量，改变压气机的压比，从而实现压气机工作状态的改变。记录压气机各工作状态下的性能参数，得到从最大流量工作状态到稳定工作极限之间多个状态的总性能、基元性能和级性能。

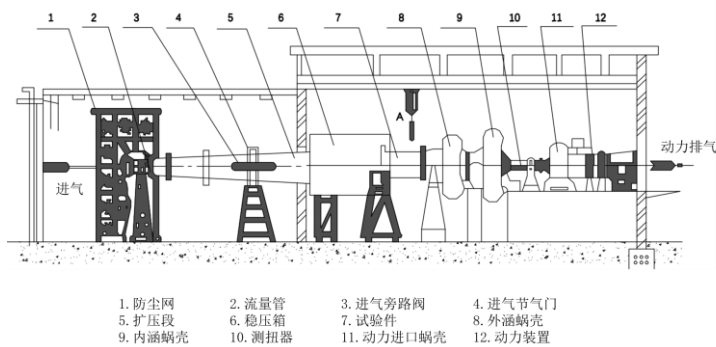


图 2.1 压气机试验平台典型方案

Fig. 2.1 Typical scheme of compressor test platform

本系列试验根据不同转速下的失速特性，布置测点数目，获得所需要的动态压力参数。实验中，布置 10 个动态压力传感器，分别位于：进口导向叶片静子尖部、零级静子尖部、一级静子尖部（周向三个）、二级静子尖部、三级静子尖部、四级静子尖部、五级静子尖部、出口壁面，标号分别为#1~#10，传感器测量频率为 6kHz。实时记录各转速下，压气机从稳态工况到失稳过程的动态压力信号。

#### 2.4.2 软件系统设计

##### 2.4.2.1 软件基本框架

样机的软件系统综合了 LabVIEW、java、python 程序，采用了分布式系统设计，这种设计使得各个程序可以专注于各自的任務，提高了系统的灵活性和可扩展性。基本流程为：

LabVIEW 作为下位机实时采集数据并对数据进行滤波、降采样、归一化操作，同时计算出数据的方差。然后，通过 TCP 通信将原始数据、预处理的数据以及方差传输送给 Java 程序。Java 程序作为上位机，绘制用户界面（UI）后，将原始数据和 LabVIEW 计算的方差绘制成图像，在 UI 界面上显示。UI 界面如图 1 所示。此外，Java 通过 UDP 通信将经过处理的数据传输给 Python 程序。Python 作为主程序，负责完成深度学习的模型预测功能。主程序预测完成后，将预测的结果以及报警信号回传给 Java，用于在 UI 界面上绘制失速预测值和报警信号。



图 1 系统 UI 界面

这种系统架构充分利用了 LabVIEW 的实时数据采集和信号处理能力, Java 的 UI 绘制能力以及 Python 的深度学习功能。通过 TCP 和 UDP 通信协议, 实现了不同程序之间的数据传输和交互。

#### 2.4.2.2 模型加速技术

轴流压气机旋转失速预测过程主要的难点在于系统对采集的信号预测的实时性, 需要达到毫秒级别准确度。针对于提升主程序算法执行效率的问题, 首先, 在深度学习模型搭建过程, 采用基于扩张因果卷积理论的 WaveNet 网络模型代替传统的 RNN 网络。扩张因果卷积通过减少参数数量、并行计算、捕捉长距离依赖关系和保持因果性质等特性, 能够在处理序列数据时缩短训练和预测时间, 并且能够更好地对长时间步提取特征, 从而提高模型的效率和性能。但有别于其他失速预测和故障诊断系统, 为了达到毫秒级别的准确度, 此系统同时涉及了两个创新点, 即 python 主程序为了提高模型预测速度采用了 TensorRT 量化推理技术和模型轻量化技术。

##### (1) TensorRT 模型推理:

模型推理是指使用已经训练好的机器学习或深度学习模型来进行预测或处理新的输入数据。在训练阶段, 模型通过学习训练数据的模式和特征来建立模型参数。而在推理阶段, 这些参数被用于对新的未见过的数据进行预测或分析。上述流程中使用 python 主程序对输入的数据预测的过程就是模型推理的过程。对于离线的系统, 其对

模型的推理速度没有过高的要求,则不需要使用 TensorRT 进行模型推理。而对于实时采集数据并进行预测的在线系统,过低的模型预测速度不利于保证系统的时效性,需采用 TensorRT 模型推理来提高速度。TensorRT 是一个高性能推理引擎,用于在 NVIDIA GPU 上加速深度学习推理任务。它针对深度学习模型进行优化,通过使用高度优化的网络层和算法,其优化主要包括权重量化、激活量化、网络层融合和精度校准等以提高推理性能和减少内存占用,以及利用 GPU 的并行计算能力,即大量处理单元可以同时执行多个线程的大量数据。实现了快速、高效的推理过程。概括来说,通过使用 TensorRT 进行模型量化推理,可以在不显著损失模型精度的情况下,大幅度提高推理性能。量化后的模型可以在相同的硬件资源上进行更快速的推理,或者在有限的资源上支持更大规模的模型部署。

#### (2) 模型轻量化:

模型轻量化概括来说是通过一系列技术和方法来减小深度学习模型的体积和计算复杂度。模型轻量化的主要目的是在保持模型性能的同时,降低模型的存储空间、计算资源和功耗消耗,使得模型可以在移动设备、嵌入式设备等资源受限的环境中高效运行。本课题使用深度可分离卷积代替传统的卷积操作,减少参数数量和计算量。搭配剪枝和量化结合,将参数剪枝和量化结合起来,同时减少模型的参数数量和精度,进一步降低模型的复杂度。在硬件加速器方面利用专门的硬件加速器来加速模型推理过程,提高模型的运行效率。通过模型轻量化技术,可以有效地减小深度学习模型的体积和计算复杂度,使得模型可以在资源受限的设备上高效运行,同时保持较高的性能和准确度

### 2.4.3 运行效果展示

#### 样机基本架构及创新点分析

##### (1) 样机的基本架构

#### 2.4.4 基于多源异构数据融合的压气机失稳预测模型构建

### 2.5 本章小结

### 3 基于 MG 模型的轴流压气机喘振主动控制

为了能够设计有效的航空发动机主动稳定控制器,需要对发动机出现的旋转失速等不稳定状态进行建模,以便能够简要分析其特性,从而进行主动稳定控制器的设计。Moore-Greitzer 模型是一种能够描述压气机系统旋转失速等不稳定现象的非线性模型,为压气机旋转失速和喘振的数值模拟提供了理论基础。本章根据相关文献,对 Moore-Greitzer 模型进行简要描述,并在此基础之上,将喷气装置以及畸变片等机构考虑在模型中。此外,推导了一阶傅立叶空间截断的 Moore-Greitzer 模型,为主动稳定控制器设计提供基础。

#### 3.1 简化 Moore-Greitzer 模型

##### 3.1.1 基本压气机系统结构

基本压气机系统结构如图 3.1 所示。由图中可以看出,一个完整的压气机系统主要包括压气机进气管道、压气机、压气机出口管道、容腔、节流阀及管道几个部分。与航空发动机相对应,燃烧室即可等效为容腔,而涡轮及尾喷管可以等效为节流阀。

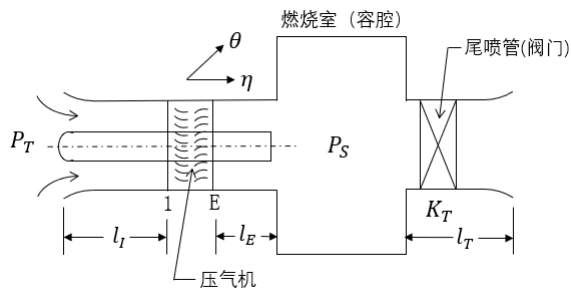


图 3.1 基本压气机系统结构简图

由于压气机系统结构复杂,旋转失速等失稳状态属于复杂的气体动力学过程,想要准确描述压气机系统内每一位置、每一时刻的气流状态是即为困难的。因此,在进

行压气机系统建模时，需要进行一定程度的简化。首先，压气机系统内的气体是复杂的三维流动，以柱坐标表述即为轴向、径向以及周向。在此不考虑气流的径向变化，即将三维流动简化为二维流动，仅考虑压气机轴向以及周向变化。另外，实际压气机系统中的气体是可压缩且具有粘性的，这无疑会为建模产生较大困难，因此假定气体是不可压缩且无粘性的，从而简化建模过程。

此外，旋转失速等失稳状态属于局部特性，想要直接计算出气流在整个压气机系统中的流动状态是困难的、不可行的。因此，可以将压气机系统根据不同部件分别列写数学模型，最终将各个部分的数学模型进行组合联立，获得完整描述压气机系统的模型。

在列写数学模型之前，需要先对模型中的主要参数进行统一变换，以达到简化方程的目的。压气机内部可以使用二维流动进行描述，其长度尺度以压气机的平均半径进行无量纲化，切向坐标记为 $\theta$ ，轴向坐标记为 $\eta$ ，无量纲时间记为 $\xi$ 。压气机总静压升系数定义为

$$\psi(\varphi) = \frac{P_E - P_1^*}{\rho U^2} \quad (3.1)$$

式中， $P_1^*$ 为压气机进口总压； $P_E$ 为压气机出口静压； $U$ 为压气机转子切向速度。在压气机转速一定的情况下，其可以直接表示压气机所带来的压力升。

轴向速度系数定义为

$$\varphi = \frac{v_x}{U} \quad (3.2)$$

式中， $v_x$ 为压气机中气流轴向分速度。在压气机转速一定的情况下，其可以直观的理解为当前通过压气机的流量大小。速度系数的周向均值用 $\Phi$ 表示，即

$$\Phi(\xi) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \varphi(\xi, \theta) d\theta \quad (3.3)$$

此时，引入扰动速度系数 $g(\xi, \theta)$ ，满足

$$\varphi(\xi, \theta) = \Phi(\xi) + g(\xi, \theta) \quad (3.4)$$

显然， $g(\xi, \theta)$ 的周向平均值应为零，即有

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} g(\xi, \theta) d\theta = 0 \quad (3.5)$$

以上提到的总静压升系数 $\psi$ 、轴向平均速度系数 $\Phi$ 以及轴向扰动速度系数 $g$ 是数学模型中最为主要的参数变量，它们可以体现压气机的工作状态以及周向特性。

### 3.1.2 Moore-Greitzer 模型

(一) 压气机中的气体流动模型

压气机中的气体流动可描述为<sup>[33]</sup>

$$\frac{P_E - P_1}{\rho U^2} = \sum_{i=1}^N F_i(\varphi) - \frac{1}{2\alpha} \left( 2 \frac{\partial \varphi}{\partial \xi} + \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} \right) \quad (3.6)$$

式中， $P_E$ 和 $P_1$ 分别为压气机出口截面与进口截面的压力； $F_i(\varphi)$ 为压气机第 $i$ 级的静压升系数。定义

$$\alpha = \frac{R}{N\tau U} \quad (3.7)$$

用于反映级平均滞后时间常数的大小。其中， $\tau$ 为叶排内部动态响应的滞后时间常数； $R$ 为压气机平均半径； $N$ 为压气机级数。

(二) 进口管道内的气体流动模型

压气机系统进口管道内的气体流动模型可表述为<sup>[33]</sup>

$$\frac{P_T - P_1}{\rho U^2} = \frac{1}{2} \varphi^2 + l_l \frac{d\Phi}{d\xi} + \left( \frac{\partial \hat{\varphi}}{\partial \xi} \right)_{\eta=0} \quad (3.8)$$

式中， $P_T$ 为压气机系统进口总压； $l_l$ 为压气机进口管道的无量纲长度，如图 3.1 中所标示； $\hat{\varphi}$ 为进口管道内气流的扰动速度势。

扰动速度势 $\hat{\varphi}$ 满足以下条件

$$\begin{cases} \left( \frac{\partial \hat{\varphi}}{\partial \eta} \right)_{\eta=0} = g(\xi, \theta) \\ \hat{\varphi}(\xi, \eta, \theta)|_{\eta=-l_l} = 0 \end{cases} \quad (3.9)$$

(三) 出口管道内的气体流动模型

压气机系统出口管道内的气体流动模型可表述为<sup>[33]</sup>



$$\frac{P_S - P_E}{\rho U^2} = -l_E \frac{d\Phi}{d\xi} - (m-1) \left( \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial \xi} \right)_{\eta=0} \quad (3.10)$$

式中,  $P_S$  为燃烧室 (即容腔) 中的静压;  $l_E$  为压气机下游管道的无量纲长度, 如图 3.1 中所标示;  $m$  为表征出口管道长度的参数, 对长管道, 取  $m = 2$ , 对足够短的出口管道, 取  $m = 1$ 。

(四) 由压气机系统进口至出口管道末端的气体流动模型

将上述讨论的式(3.6)、式(3.8)和式(3.10)联合起来, 可以得到从系统进口的远前方大气条件至出口管道末端的气体流动模型, 表示为

$$\begin{aligned} \frac{P_S - P_T}{\rho U^2} = & \left( \sum_{i=1}^N F_i - \frac{\varphi^2}{2} \right) - \left( l_l + \frac{1}{\alpha} + l_E \right) \frac{d\Phi}{d\xi} - m \left( \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial \xi} \right)_{\eta=0} \\ & - \frac{1}{2\alpha} \left( 2 \frac{\partial^2 \hat{\phi}}{\partial \xi \partial \theta} + \frac{\partial^2 \hat{\phi}}{\partial \theta \partial \eta} \right)_{\eta=0} \end{aligned} \quad (3.11)$$

式中左边即为系统的总压升系数  $\psi(\xi)$ , 右边第一项括号内的压升为压气机轴对称压升特性  $\Psi_C$ , 即<sup>[33]</sup>

$$\psi(\xi) = \frac{P_S - P_T}{\rho U^2} \quad (3.12)$$

$$\Psi_C(\varphi) = \sum_{i=1}^N F_i(\varphi) - \frac{1}{2} \varphi^2 \quad (3.13)$$

压气机的轴对称压升特性  $\Psi_C$ , 是当系统工作在均匀进气条件下的稳定工作状态时的压气机特性。在系统出现旋转失速等不稳定的非轴对称状态时, 压气机系统的实际特性 (用  $\psi$  表示) 会偏离轴对称特性, 如图 3.2 所示。

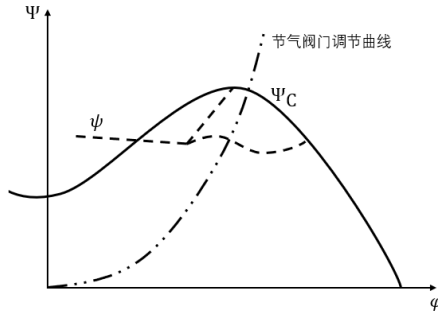


图 3.2 压气机轴对称特性曲线

式(3.11)右边第二项括号内的参数表示压气机及其上、下游管道的有效长度<sup>[33]</sup>, 定义 $l_c$ 为

$$l_c = l_l + \frac{1}{\alpha} + l_E \quad (3.14)$$

此时总压升可写为

$$\psi(\xi) = \Psi_c \left( \Phi + \left( \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial \eta} \right)_{\eta=0} \right) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} - m \left( \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial \xi} \right)_{\eta=0} - \frac{1}{2\alpha} \left( 2 \frac{\partial^2 \hat{\phi}}{\partial \xi \partial \theta} + \frac{\partial^2 \hat{\phi}}{\partial \theta \partial \eta} \right)_{\eta=0} \quad (3.15)$$

(五) 燃烧室以及节流阀管道中的气体流动模型

燃烧室以及排气管道中的流动可以视为一维流动, 可以表述为<sup>[33]</sup>

$$l_c \frac{d\psi}{d\xi} = \frac{1}{4B^2} (\Phi(\xi) - \Phi_T(\xi)) \quad (3.16)$$

式中,  $\Phi_T(\xi)$ 为节流阀门的速度系数;  $B$ 为 Greitzer-B 参数, 定义为

$$B = \frac{U}{a} \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}} \quad (3.17)$$

其中,  $a$ 为当地声速;  $V_p$ 为集气箱(燃烧室)容积;  $A_c$ 为压气机当量通道面积;  $L_c$ 为压气机管道的有效长度。 $B$ 参数通常用于判断压气机系统的失稳类型。

式(3.16)中的节流阀门常采用抛物线特性, 即有<sup>[33]</sup>

$$F_T = \psi = \frac{1}{2} K_T \Phi_T^2 \quad (3.18)$$

式中,  $F_T$  为阀门的压降特性;  $K_T$  为节流阀系数, 用于表示节流阀的开度。

#### (六) Moore-Greitzer 模型的简化

式(3.15)中含有多个变量的偏导数以及高阶偏导数, 直接求解的难度很大, 因此需要对这一方程进行适当的简化。

首先利用式(3.9)将式(3.15)改写为

$$\psi(\xi) = \Psi_c(\Phi + g) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} - m \left( \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial \xi} \right)_{\eta=0} - \frac{1}{2\alpha} \left( 2 \frac{\partial g}{\partial \xi} + \frac{\partial g}{\partial \theta} \right) \quad (3.19)$$

同时, 由于扰动速度势  $\hat{\phi}$  满足拉普拉斯方程, 即

$$\frac{\partial^2 \hat{\phi}}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \hat{\phi}}{\partial \eta^2} = 0 \quad (3.20)$$

则其解可用傅立叶级数表示, 在此忽略其随轴向的衰减情况, 则可写为

$$\hat{\phi}(\eta, \theta, \xi) \approx e^\eta \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} [a_n(\xi) \sin n\theta + b_n(\xi) \cos n\theta] \quad (3.21)$$

此时, 有

$$\left( \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial \xi} \right)_{\eta=0} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} [\dot{a}_n(\xi) \sin n\theta + \dot{b}_n(\xi) \cos n\theta] \quad (3.22)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial g}{\partial \xi} &= \left( \frac{\partial^2 \hat{\phi}}{\partial \xi \partial \eta} \right)_{\eta=0} = \frac{\partial}{\partial \xi} \left( \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} [a_n(\xi) \sin n\theta + b_n(\xi) \cos n\theta] \right) \\ &= \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} [\dot{a}_n(\xi) \sin n\theta + \dot{b}_n(\xi) \cos n\theta] \end{aligned} \quad (3.23)$$

故有

$$\left( \frac{\partial \hat{\phi}}{\partial \xi} \right)_{\eta=0} = \frac{\partial g}{\partial \xi} \quad (3.24)$$

由此, 可以将式(3.19)整理为

$$\begin{aligned} \psi(\theta, \xi) &= \Psi_c(\Phi + g) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} - m \frac{\partial g}{\partial \xi} - \frac{1}{2\alpha} \left( 2 \frac{\partial g}{\partial \xi} + \frac{\partial g}{\partial \theta} \right) \\ &= \Psi_c(\Phi + g) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} - \left( m + \frac{1}{\alpha} \right) \frac{\partial g}{\partial \xi} - \frac{\gamma}{2\alpha} \frac{\partial g}{\partial \theta} \end{aligned} \quad (3.25)$$

式中,  $\gamma$  为压气机叶片的有效安装角。

对式(3.25)进行周向积分,可以得到

$$\psi(\xi) + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Psi_c(\Phi + g) d\theta \quad (3.26)$$

至此,可以得到简化 Moore-Greitzer 模型的主要方程

$$\begin{cases} \psi(\theta, \xi) = \Psi_c(\Phi + g) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} - \left(m + \frac{1}{\alpha}\right) \frac{\partial g}{\partial \xi} - \frac{\gamma}{2\alpha} \frac{\partial g}{\partial \theta} \\ \psi(\xi) + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Psi_c(\Phi + g) d\theta \\ \frac{d\psi}{d\xi} = \frac{1}{4B^2 l_c} [\Phi(\xi) - \Phi_T(\xi)] \end{cases} \quad (3.27)$$

其中第一个方程表述压气机系统局部位位置的平衡方程,第二个方程表述周向平均的平衡方程,第三个方程则为燃烧室至尾喷管的质量连续方程。在这一方程组中,主要含有平均轴向速度系数 $\Phi$ 、系统总静压升系数 $\psi$ 、扰动速度系数 $g$ 三个未知量,可以在已知初始条件的情况下,通过以上偏微分方程组解算这三个参数的变化过程。

通常,为了简化计算过程,压气机的轴对称特性使用三次曲线进行近似表示,其表达式为<sup>[18]</sup>

$$\Psi_c(\varphi) = \psi_{c0} + H \left[ 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{\varphi}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\varphi}{W} - 1 \right)^3 \right] \quad (3.28)$$

式中,  $\psi_{c0}$  为  $\varphi = 0$  时的压升系数;  $H$  为特性线的半高;  $W$  为特性线的半宽。三次轴对称压升特性如图 3.3 所示。

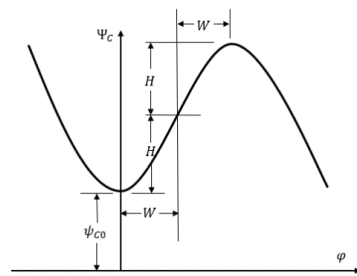


图 3.3 三次轴对称特性及符号说明

### 3.2 带有畸变片以及执行机构的 Moore-Greitzer 模型

航空压气机的失稳可由很多原因导致，如总压畸变、总温畸变、旋流畸变等<sup>[33]</sup>。在仿真过程中，往往不能够直接得到所需的失稳状态，因此需要模拟不同的失稳因素诱导压气机进入失稳状态。这其中，总压畸变可以通过在压气机前放置畸变片进行模拟。另外，压气机主动稳定控制需要执行机构，从而能够根据压气机状态进行反馈控制。在本节中，将畸变片以及执行机构考虑到 Moore-Greitzer 模型中，得到完整的仿真模型。

#### 3.2.1 带有畸变片的 Moore-Greitzer 模型

带有畸变片以及压气机级前喷气装置的压气机系统结构如图 3.4 所示。

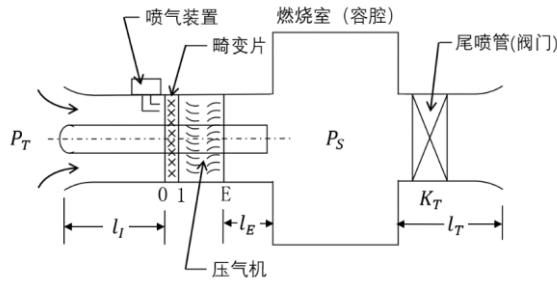


图 3.4 含有畸变片及执行机构的压气机系统结构图

畸变片可以视为一个扰动源，对压气机周向的压力产生一定的干扰。均匀气流通过畸变片时，会产生一定的压力升或压力损失，这可以使用简单的二次型函数进行表示，即<sup>[26]</sup>

$$\psi_s = -\frac{1}{2} K_s(\theta) \varphi^2 \quad (3.29)$$

式中， $\psi_s$ 为畸变片所产生的压升系数； $K_s(\theta)$ 是压力损失函数，与畸变片存在的位置有关。通常 $K_s(\theta)$ 可使用一个方波函数进行表示，在无畸变片影响的位置为 0，在其他位置为常值。

与简化 Moore-Greitzer 模型推导过程相同, 在进行方程联立求解的过程中同时考虑式(3.29)所带来的压升, 整理后可以得到

$$\psi(\theta, \xi) = \Psi_c(\Phi + g) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} - \left(m + \frac{1}{\alpha}\right) \frac{\partial g}{\partial \xi} - \frac{\gamma}{2\alpha} \frac{\partial g}{\partial \theta} + \psi_s \quad (3.30)$$

对式(3.30)进行周向积分, 可以得到

$$\begin{aligned} \psi(\xi) + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Psi_c(\Phi + g) d\theta + \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \psi_s d\theta \\ &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (\Psi_c(\Phi + g) + \psi_s) d\theta \end{aligned} \quad (3.31)$$

式(3.30)以及式(3.31)替换式(3.27)中的第一与第二个方程, 即可得到含有畸变片的 Moore-Greitzer 模型。

### 3.2.2 含有执行机构的 Moore-Greitzer 模型

在主动稳定控制中常使用到的是压气机级前喷气装置, 其结构如图 3.5 所示。

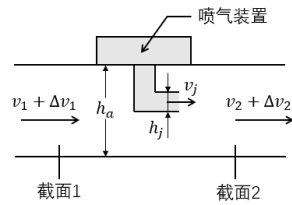


图 3.5 喷气装置结构示意图

喷气装置通过其产生的压升以及喷气流量, 可以抑制压气机局部出现的压力损失或流量变化。喷气装置产生的压升系数  $\psi_j$  可表示为<sup>[24, 27]</sup>

$$\psi_j = \left( \frac{h_a + h_j}{h_a} \Phi_j - \varphi \right) \frac{h_j}{h_a} \Phi_j - \frac{1}{2} \left( \frac{h_j}{h_a} \Phi_j \right)^2 \quad (3.32)$$

式中,  $h_a$  与  $h_j$  分别为压气机通道直径以及喷气装置喷口直径, 如图 3.5 中所标示。

将喷气装置产生的压升带入到 Moore-Greitzer 模型中, 可以得到

$$\psi(\theta, \xi) = \Psi_c(\Phi + g) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} - \left(m + \frac{1}{\alpha}\right) \frac{\partial g}{\partial \xi} - \frac{\gamma}{2\alpha} \frac{\partial g}{\partial \theta} + \psi_s + \psi_j \quad (3.33)$$

对其进行周向积分有

$$\psi(\xi) + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (\Psi_c(\Phi + g) + \psi_s + \psi_j) d\theta \quad (3.34)$$

通常，主动稳定控制采用的喷气方法为均匀喷气，因此上式还可简化为

$$\psi(\xi) + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (\Psi_c(\Phi + g) + \psi_s) d\theta + \psi_j \quad (3.35)$$

至此，考虑畸变片以及执行机构的完整 Moore-Greitzer 模型可以写为

$$\left\{ \begin{array}{l} \psi(\xi) = \Psi_c(\Phi + g) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} - \left(m + \frac{1}{\alpha}\right) \frac{\partial g}{\partial \xi} - \frac{\gamma}{2\alpha} \frac{\partial g}{\partial \theta} + \psi_s + \psi_j \\ \psi(\xi) + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (\Psi_c(\Phi + g) + \psi_s) d\theta + \psi_j \\ \frac{d\psi}{d\xi} = \frac{1}{4B^2 l_c} (\Phi(\xi) - \Phi_T(\xi)) \\ \psi_j = \left( \frac{h_a + h_j}{h_a} \Phi_j - (\Phi + g) \right) \frac{h_j}{h_a} \Phi_j - \frac{1}{2} \left( \frac{h_j}{h_a} \Phi_j \right)^2 \end{array} \right. \quad (3.36)$$

### 3.2.3 一阶傅立叶空间截断的 Moore-Greitzer 模型

如式(3.27)所表示的简化 Moore-Greitzer 模型为偏微分方程，其需要考虑扰动速度系数在周向的变化情况，在这一基础上进行主动稳定控制器的设计是较为复杂的。因此，希望通过某些简化方式使得能够用更简便的方式表述扰动速度系数在周向变化的情况。

根据此前的讨论可知，扰动速度系数是以  $2\pi$  为周期的周期函数，且其周向积分为零，即

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} g(\xi, \theta) d\theta = 0 \quad (3.37)$$

同时，扰动速度系数可以写为傅立叶级数的形式，即

$$g = \sum_{n=1}^{\infty} (a_n(\xi) \sin n\theta + b_n(\xi) \cos n\theta) \quad (3.38)$$

为了简化计算，不妨仅取其中的一阶项，即

$$g \approx a_1 \sin \theta + b_1 \cos \theta \quad (3.39)$$

此时, 轴向扰动速度系数在周向的变化情况可由一阶傅立叶级数的幅值表示。

根据三次轴对称压升系数的表达式, 有

$$\psi_c(\Phi + g) = \psi_c(\Phi) + \frac{3H}{2W} \left(1 - \left(\frac{\Phi}{W} - 1\right)^2\right) g - \frac{3H}{2W^2} \left(\frac{\Phi}{W} - 1\right) g^2 - \frac{H}{2W^3} g^3 \quad (3.40)$$

不妨令

$$\psi_g = \frac{3H}{2W} \left(1 - \left(\frac{\Phi}{W} - 1\right)^2\right) g - \frac{3H}{2W^2} \left(\frac{\Phi}{W} - 1\right) g^2 - \frac{H}{2W^3} g^3 \quad (3.41)$$

表示扰动速度系数产生的压升特性的影响, 则式(3.40)可写为

$$\psi_c(\Phi + g) = \psi_c(\Phi) + \psi_g(g) \quad (3.42)$$

取扰动速度系数的一阶傅立叶级数, 如式(3.39)表述, 则有

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \psi_c(\Phi + g) d\theta = \psi_c(\Phi) - \frac{3H}{4W^2} \left(\frac{\Phi}{W} - 1\right) (a_1^2 + b_1^2) \quad (3.43)$$

记  $A = a_1^2 + b_1^2$  为傅立叶级数一阶项模的平方。

将式(2.39)带入至式(2.27)的第一个方程中, 并分别用  $\sin \theta$  及  $\cos \theta$  做内积, 可得

$$\dot{a}_1 = \frac{1}{m + \frac{1}{\alpha}} \left( \frac{3H}{2W} \left(1 - \left(\frac{\Phi}{W} - 1\right)^2\right) a_1 - \frac{3H}{8W^3} a_1 (a_1^2 + b_1^2) + \frac{\gamma}{2\alpha} b_1 \right) \quad (3.44)$$

$$\dot{b}_1 = \frac{1}{m + \frac{1}{\alpha}} \left( \frac{3H}{2W} \left(1 - \left(\frac{\Phi}{W} - 1\right)^2\right) b_1 - \frac{3H}{8W^3} b_1 (a_1^2 + b_1^2) - \frac{\gamma}{2\alpha} a_1 \right) \quad (3.45)$$

则模态  $A$  对时间的变化可写为

$$\frac{dA}{d\xi} = 2a_1 \dot{a}_1 + 2b_1 \dot{b}_1 = \frac{3\alpha H}{(1 + m\alpha)W} A \left(1 - \left(\frac{\Phi}{W} - 1\right)^2 - \frac{1}{4W^2} A\right) \quad (3.46)$$

综上所述, 一阶傅立叶空间截断的 Moore-Greitzer 模型可写为

$$\begin{cases} \frac{dA}{d\xi} = \frac{3\alpha H}{(1 + m\alpha)W} A \left(1 - \left(\frac{\Phi}{W} - 1\right)^2 - \frac{1}{4W^2} A\right) \\ \psi(\xi) + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} = \psi_c(\Phi) - \frac{3H}{4W^2} \left(\frac{\Phi}{W} - 1\right) A \\ \frac{d\psi}{d\xi} = \frac{1}{4B^2 l_c} (\Phi(\xi) - \Phi_T(\xi)) \end{cases} \quad (3.47)$$

可继续化简为



$$\begin{cases}
\frac{dA}{d\xi} = \frac{3\alpha H}{(1+m\alpha)W} A \left( 1 - \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^2 - \frac{1}{4W^2} A \right) \\
\frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{H}{l_c} \left( -\frac{\psi - \psi_{c0}}{H} + \frac{3}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right) \left( 1 - \frac{1}{2W^2} A \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^3 \right) \\
\frac{d\psi}{d\xi} = \frac{1}{4B^2 l_c} (\Phi(\xi) - \Phi_T(\xi))
\end{cases} \quad (3.48)$$

这一模型与文献[18]及文献[27]中提到的模型仅在系数上有一定的差别，这会导致计算得到的模态幅值有些许不同，但不会影响其变化规律及特性。

### 3.3 基于李雅普诺夫稳定性的喘振主动控制

#### 3.3.1 基于李雅普诺夫稳定性理论的喘振主动控制器设计

李雅普诺夫稳定性理论可用来描述一个动力系统的稳定性。简要说来，如果一个动力系统的任何在平衡点附近的初始条件的轨迹仍能维持在平衡点附近，那么就可以称这系统是李雅普诺夫稳定的。

李雅普诺夫稳定性分析方法可分为直接法与间接法，其中间接法也可称为李雅普诺夫第一方法，直接法也可称为李雅普诺夫第二方法。间接法通过解系统方程的特征根来判定系统是否稳定，若所有特征根均具有负实部，则可认为系统是稳定的。但对于非线性系统，若系统的特征根存在实部为零的情况，则间接法失效，需要用其他方法进行判断。

相比于间接法，直接法不需要对系统方程求解来判断系统在平衡状态的稳定性，这一方法建立在能量分析的基础上。若系统在平衡状态是渐进稳定的，那么系统所具有的能量将随着时间的推移而不断衰减，当趋于平衡状态时，能量将达到最小值。这是，对于一个给定的系统，只要能找到一个正定的标量函数 $V(x)$ ，其导数 $\dot{V}(x)$ 是半负定的，那么这个系统就是稳定的，称 $V(x)$ 为系统的一个李雅普诺夫函数。

对于控制系统而言，通常其可以写为矩阵形式，即

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} \quad (4.1)$$

若系统为线性定常系统，则矩阵 $\mathbf{A}$ 为确定矩阵，若系统为非线性系统，则矩阵 $\mathbf{A}$ 可通过线性化确定。通常仅讨论系统的平衡点在原点处的情况，因为其他情况时均可通过平移变换得到。根据李雅普诺夫函数的物理意义可知，二次型函数可作为一种李雅

普诺夫函数, 即

$$V(x) = \frac{1}{2} \mathbf{x}^T \mathbf{x} \quad (4.2)$$

这一函数在稳定点原点时取得极小值为 0。其导函数为

$$\dot{V}(x) = \mathbf{x}^T \mathbf{A} \mathbf{x} \quad (4.3)$$

此时,  $\dot{V}(x)$  的符号性质可以使用希爾维斯特准则判断。这一准则可简要表述如下:

(1)  $\dot{V}(x)$  为正定的充分必要条件为矩阵  $\mathbf{A}$  的所有顺序主子式为正。

(2)  $\dot{V}(x)$  为负定的充分必要条件为矩阵  $\mathbf{A}$  的所有奇数阶顺序主子式为负, 所有偶数阶顺序主子式为正。

(3)  $\dot{V}(x)$  为半正定的充分必要条件为矩阵  $\mathbf{A}$  的各阶顺序主子式非负, 且第  $n$  阶顺序主子式为 0。

(4)  $\dot{V}(x)$  为半负定的充分必要条件为矩阵  $\mathbf{A}$  的奇数阶顺序主子式为非正, 偶数阶顺序主子式为非负, 且第  $n$  阶顺序主子式为 0。

由此, 可通过系统矩阵直接判断系统稳定性。李雅普诺夫稳定性理论不仅能够用于判断系统稳定性, 同时还可以根据稳定性条件确定系统中的未知系数。本章中将使用李雅普诺夫直接法确定系统中未知参数的取值范围。

### 3.3.2 一阶 Moore-Greitzer 模型的小偏差线性化

一阶傅立叶空间截断的 Moore-Greitzer 模型如式(3.48)所示, 将级前喷气装置考虑至模型中, 则可写为

$$\begin{cases} \frac{dA}{d\xi} = \frac{3\alpha H}{(1+m\alpha)W} A \left( 1 - \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^2 - \frac{1}{4W^2} A \right) \\ \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{H}{l_c} \left( -\frac{\psi - \psi_{c0}}{H} + \frac{3}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right) \left( 1 - \frac{1}{2W^2} A \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^3 + \frac{\psi_j}{H} \right) \\ \frac{d\psi}{d\xi} = \frac{1}{4B^2 l_c} (\Phi(\xi) - \Phi_T(\xi)) \end{cases} \quad (4.4)$$

在压气机失稳状态下, 一阶模态幅值  $A$  会逐渐增大, 在此选择稳定平衡点处的一阶模态为无限接近于 0 的小量  $\varepsilon$ 。取小偏差量为

$$\Delta\Phi = \Phi - \Phi_0 \quad (4.5)$$

$$\Delta\psi = \psi - \psi_0 \quad (4.6)$$

$$\Delta A = A - \varepsilon = A \quad (4.7)$$

取状态变量  $\mathbf{x} = (\Delta\psi \quad \Delta\Phi \quad A)^T$ ，平衡点为  $\mathbf{x}_0 = (\psi_{c0} + 2H \quad 2W \quad \varepsilon)^T$ 。将式(4.4)在平衡点处线性化，可以得到

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{E}\mathbf{x} + \begin{pmatrix} \frac{\sqrt{\psi_0}}{2B^2l_c\sqrt{2K_T^3}} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \Delta K_T + \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{l_c} \\ 0 \end{pmatrix} \psi_j \quad (4.8)$$

其中

$$\mathbf{E} = \begin{pmatrix} -\frac{1}{4B^2l_c\sqrt{2K_{T0}\psi_0}} & \frac{1}{4B^2l_c} & 0 \\ -\frac{1}{l_c} & 0 & -\frac{3H}{4W^2l_c} \\ 0 & -\frac{6\alpha H\varepsilon}{(1+m\alpha)W^2} & -\frac{3\alpha H\varepsilon}{2(1+m\alpha)W^3} \end{pmatrix}$$

由于在仿真过程中基本保持节流阀门系数不变，因此可取  $\Delta K_T = 0$ ，此时，式(4.8)可以化为

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{E}\mathbf{x} + \begin{pmatrix} 0 & \frac{1}{l_c} & 0 \end{pmatrix}^T \psi_j \quad (4.9)$$

式(4.3)即为一阶小偏差线性化 Moore-Greitzer 模型，此后主动稳定控制器设计均在这一基础上进行。

一阶傅立叶空间截断的 Moore-Greitzer 模型如式(3.48)所示，将级前喷气装置考虑至模型中，则可写为

$$\begin{cases} \frac{dA}{d\xi} = \frac{3\alpha H}{(1+m\alpha)W} A \left( 1 - \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^2 - \frac{1}{4W^2} A \right) \\ \frac{d\Phi}{d\xi} = \frac{H}{l_c} \left( -\frac{\psi - \psi_{c0}}{H} + \frac{3}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right) \left( 1 - \frac{1}{2W^2} A \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^3 + \frac{\psi_j}{H} \right) \\ \frac{d\psi}{d\xi} = \frac{1}{4B^2l_c} (\Phi(\xi) - \Phi_T(\xi)) \end{cases} \quad (4.4)$$

在压气机失稳状态下, 一阶模态幅值 $A$ 会逐渐增大, 在此选择稳定平衡点处的一阶模态为无限接近于 0 的小量 $\varepsilon$ 。取小偏差量为

$$\Delta\Phi = \Phi - \Phi_0 \quad (4.5)$$

$$\Delta\psi = \psi - \psi_0 \quad (4.6)$$

$$\Delta A = A - \varepsilon = A \quad (4.7)$$

取状态变量 $\mathbf{x} = (\Delta\psi \quad \Delta\Phi \quad A)^T$ , 平衡点为 $\mathbf{x}_0 = (\psi_{c0} + 2H \quad 2W \quad \varepsilon)^T$ 。将式(4.4)在平衡点处线性化, 可以得到

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{E}\mathbf{x} + \begin{pmatrix} \frac{\sqrt{\psi_0}}{2B^2l_c\sqrt{2K_T^3}} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \Delta K_T + \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{1}{l_c} \\ 0 \end{pmatrix} \psi_j \quad (4.8)$$

其中

$$\mathbf{E} = \begin{pmatrix} -\frac{1}{4B^2l_c\sqrt{2K_{T0}\psi_0}} & \frac{1}{4B^2l_c} & 0 \\ -\frac{1}{l_c} & 0 & -\frac{3H}{4W^2l_c} \\ 0 & -\frac{6\alpha H\varepsilon}{(1+m\alpha)W^2} & -\frac{3\alpha H\varepsilon}{2(1+m\alpha)W^3} \end{pmatrix}$$

由于在仿真过程中基本保持节流阀门系数不变, 因此可取 $\Delta K_T = 0$ , 此时, 式(4.8)可以化为

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{E}\mathbf{x} + \begin{pmatrix} 0 & \frac{1}{l_c} & 0 \end{pmatrix}^T \psi_j \quad (4.9)$$

式(4.3)即为一阶小偏差线性化 Moore-Greitzer 模型, 此后主动稳定控制器设计均在这一基础上进行。

### 3.3.3 以速度系数为基准的反馈控制律

在压气机逐渐进入失稳状态的过程中, 平均速度系数会出现较明显的变化, 则可根据平均速度系数与稳态值的偏差设计控制律为<sup>[27]</sup>

$$\frac{1}{l_c} \psi_j = -k_\Phi \Delta \Phi \quad (4.10)$$

此时，式(4.9)可化为

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \mathbf{x} \quad (4.11)$$

式中

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} -\frac{1}{4B^2 l_c \sqrt{2K_{T0} \psi_0}} & \frac{1}{4B^2 l_c} & 0 \\ -\frac{1}{l_c} & -k_\Phi & -\frac{3H}{4W^2 l_c} \\ 0 & -\frac{6\alpha H \varepsilon}{(1+m\alpha)W^2} & -\frac{3\alpha H \varepsilon}{2(1+m\alpha)W^3} \end{pmatrix}$$

此方程中含有未知系数 $k_\Phi$ ，可以使用李雅普诺夫稳定性理论确定能够使系统稳定的 $k_\Phi$ 的取值范围。在此使用李雅普诺夫第二方法，首先构造李雅普诺夫标量函数。根据李雅普诺夫稳定性理论，李雅普诺夫函数可以视为系统所具有的能量，如果能量逐渐减小，则系统处于稳定或趋于稳定的过程。因此，系统在稳定工作点时，能量应处于最小值。在此使用小偏差 $\mathbf{x} = (\Delta\psi \ \Delta\Phi \ A)^T$ 作为状态变量，在系统稳定时，理论上系统的各个状态均为0，由此可以使用二次型函数作为李雅普诺夫标量函数，即

$$V = \frac{1}{2} \mathbf{x}^T \mathbf{x} \quad (4.12)$$

显然，这一标量函数在平衡点处会取得极小值。其导函数为

$$\dot{V} = \mathbf{x}^T \mathbf{A} \mathbf{x} \quad (4.13)$$

根据李雅普诺夫稳定性理论，若使系统在平衡点附近稳定，则需要李雅普诺夫函数的导函数 $\dot{V}$ 为负定。而这一导函数可写为二次型的形式，则导函数负定可等价于矩阵 $\mathbf{A}$ 的奇数阶顺序主子式为负，偶数阶顺序主子式为正。根据这一理论，可以得到 $k_\Phi$ 需满足

$$k_\Phi > -\frac{\sqrt{2K_{T0} \psi_0}}{l_c} \quad (4.14)$$

$$k_\Phi > \frac{3H}{W l_c} - \frac{\sqrt{2K_{T0} \psi_0}}{l_c} \quad (4.15)$$

式(3.32)所示的喷气压升 $\psi_j$ 的表达式可写为

$$\psi_j = \left( \frac{h_j}{h_a} + \frac{h_j^2}{2h_a^2} \right) \Phi_j^2 - \frac{h_j}{h_a} \Phi \Phi_j \quad (4.16)$$

根据控制律，可以得到

$$\left( \frac{h_j}{h_a} + \frac{h_j^2}{2h_a^2} \right) \Phi_j^2 - \frac{h_j}{h_a} \Phi \Phi_j + l_c k_\Phi (\Phi - 2W) = 0 \quad (4.17)$$

为保证以上方程喷气速度系数 $\Phi_j$ 有非负实数解，仅需保证

$$\left( \frac{h_j}{h_a} \Phi \right)^2 - 4 \left( \frac{h_j}{h_a} + \frac{h_j^2}{2h_a^2} \right) l_c k_\Phi (\Phi - 2W) \geq 0 \quad (4.18)$$

可以得到

$$k_\Phi \geq \frac{h_j \Phi^2}{4(h_a + h_j) l_c (\Phi - 2W)} \quad (4.19)$$

对其进行保守估计，则可取 $k_\Phi \geq 0$ 。综上所述，参数 $k_\Phi$ 的取值范围可表示为

$$k_\Phi > \max \left( -\frac{\sqrt{2K_{T0}\psi_0}}{l_c}, \frac{3H}{Wl_c} - \frac{\sqrt{2K_{T0}\psi_0}}{l_c}, 0 \right) \quad (4.20)$$

喷气速度系数可根据式(4.17)解为

$$\Phi_j = \frac{\Phi + \sqrt{\Phi^2 - 4 \left( \frac{h_a}{h_j} + \frac{1}{2} \right) l_c k_\Phi (\Phi - 2W)}}{2 \left( 1 + \frac{h_j}{2h_a} \right)} \quad (4.21)$$

式(4.18)即为以速度系数为基准的主动稳定反馈控制律。

### 3.3.4 以一阶模态幅值为基准的反馈控制律

速度系数的周向不均也是压气机进入失稳状态的一个特征，这一特征可以由一阶模态的幅值表示。当压气机稳定工作时，其一阶模态的幅值为0；当压气机逐渐进入旋转失速时，其一阶模态逐渐增大。由此，可以设计反馈控制律

$$\frac{1}{l_c} \psi_j = k_A A \quad (4.22)$$

将这一控制律带入式(4.9)，则系数矩阵 $\mathbf{A}$ 可写为

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} -\frac{1}{4B^2 l_c \sqrt{2K_{T0} \psi_0}} & \frac{1}{4B^2 l_c} & 0 \\ -\frac{1}{l_c} & 0 & -\frac{3H}{4W^2 l_c} + k_A \\ 0 & -\frac{6\alpha H \varepsilon}{(1+m\alpha)W^2} & -\frac{3\alpha H \varepsilon}{2(1+m\alpha)W^3} \end{pmatrix} \quad (4.23)$$

同样采用李雅普诺夫稳定性理论，可以得到

$$k_A > \frac{3H}{4W^2 l_c} - \frac{\sqrt{2K_{T0} \psi_0}}{4W l_c} \quad (4.24)$$

为保证喷气速度系数 $\Phi_j$ 有非负实数解，则有

$$k_A \geq -\frac{h_j \Phi^2}{4(h_a + h_j) l_c A} \quad (4.25)$$

对其进行保守估计，则有 $k_A \geq 0$ 。综合可得 $k_A$ 的取值范围为

$$k_A > \max\left(\frac{3H}{4W^2 l_c} - \frac{\sqrt{2K_{T0} \psi_0}}{4W l_c}, 0\right) \quad (4.26)$$

喷气速度系数可解为

$$\Phi_j = \frac{\Phi + \sqrt{\Phi^2 + 4\left(\frac{h_a}{h_j} + \frac{1}{2}\right) l_c k_A A}}{2\left(1 + \frac{h_j}{2h_a}\right)} \quad (4.27)$$

式(4.27)即为以一阶模态幅值为基准的主动稳定反馈控制律。

### 3.3.5 综合速度系数及一阶模态幅值的主动稳定反馈控制律

根据以上的分析可知，速度系数以及一阶模态幅值都可作为控制指标，使得压气机处于稳定状态。由此，可以将两者结合设计控制律为

$$\frac{1}{l_c} \psi_j = k(-\Delta\Phi + A) \quad (4.28)$$

将这一控制律带入式(4.9)，则系数矩阵 $\mathbf{A}$ 可写为

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} -\frac{1}{4B^2l_c\sqrt{2K_{T0}\psi_0}} & \frac{1}{4B^2l_c} & 0 \\ -\frac{1}{l_c} & -k & -\frac{3H}{4W^2l_c} + k \\ 0 & -\frac{6\alpha H\varepsilon}{(1+m\alpha)W^2} & -\frac{3\alpha H\varepsilon}{2(1+m\alpha)W^3} \end{pmatrix} \quad (4.29)$$

根据以上同样的推导过程,可以得到 $k$ 的取值范围为

$$k > \max\left(-\frac{\sqrt{2K_{T0}\psi_0}}{l_c}, \frac{3H}{4W^2l_c} - \frac{\sqrt{2K_{T0}\psi_0}}{2Wl_c}, 0\right) \quad (4.30)$$

喷气速度系数可写为

$$\Phi_j = \frac{\Phi + \sqrt{\Phi^2 + 4\left(\frac{h_a}{h_j} + \frac{1}{2}\right)l_ck(2W - \Phi + A)}}{2\left(1 + \frac{h_j}{2h_a}\right)} \quad (4.31)$$

式(4.31)即为综合速度系数及一阶模态幅值的主动稳定反馈控制律。

### 3.3.6 主动稳定控制系统结构

根据以上描述,主动稳定控制系统结构可如图 4.1 所示。

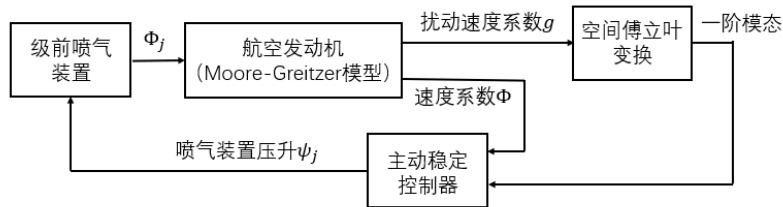


图 4.1 主动稳定控制系统结构图

## 3.4 基于模糊控制器切换的喘振主动控制

据第三章中基本主动稳定控制器的设计过程及仿真结果,可以看出采取不同反馈量作为主动稳定控制器的输入会导致不同的控制效果。同时,不同的控制规则对于初始扰动类型及大小有着明显的选择特性,在不同扰动大小时需要选取不同的控制规则。



因此，可以使用模糊切换控制器的控制策略，实现对多种扰动类型的统一控制。除此之外，在畸变片作为扰动源时，一阶模态幅值 $A$ 在畸变片存在时会出现明显抖动，使得控制信号同样出现抖动，这是不利于稳定控制的。因此，在本章中同样对一阶模态幅值进行一定的预处理，而后作为反馈量进行主动稳定控制，提升控制性能。

#### 3.4.1 一阶模态幅值的预处理

根据图 3.11 可以看出，在畸变片产生扰动的过程中，一阶模态幅值会不断发生振荡，从而会导致控制信号同样发生振荡，降低主动稳定控制器性能。而在控制过程中，对于压气机失稳状态的控制而言，我们希望一条变化尽可能平滑的控制信号曲线或反馈信号曲线，如图 4.1 所示。

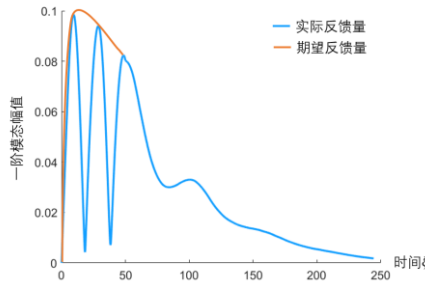


图 4.1 期望反馈量与实际反馈量变化曲线

为了能够使得系统中的一阶模态幅值变化尽可能达到所期望的形式，可以对实际的一阶模态幅值进行一定的预处理。观察期望的反馈量变化曲线与实际反馈量变化曲线的区别在于，振荡过程中一阶模态幅值下降速率较快。因此，可以限制一阶模态幅值的下降速率，使之接近所期望的反馈信号变化趋势。在此，可以将这一处理过程使用差分方程表示如下。

$$f(k) = \begin{cases} u(k), & \Delta u(k) \geq -k \text{ 或 } u(k) \geq f(k-1) \\ f(k-1) - k\Delta t, & \Delta u(k) < -k \text{ 或 } u(k) < f(k-1) \end{cases} \quad (4.1)$$

式中， $f(k)$ 为经过处理后的信号序列， $u(k)$ 为原始信号序列， $\Delta u(k)$ 为在一个采样

周期内 $u(k)$ 的变化量,  $k(>0)$ 为设定的最大减小速率。由这一过程的差分方程可以看出, 在输入信号变化率小于一定值时, 其输出会始终保持为最小变化率逐渐减小, 但在上升过程中可以完全跟随输入信号, 保证系统的响应速度。经过以上过程处理后的一阶模态幅值变化过程如图 4.2 所示。

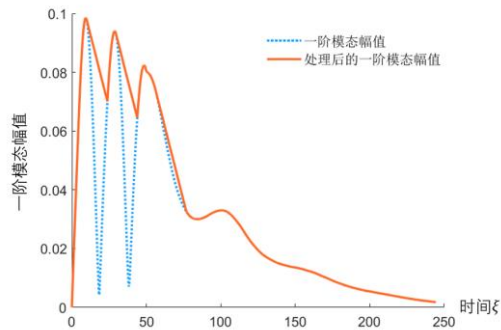
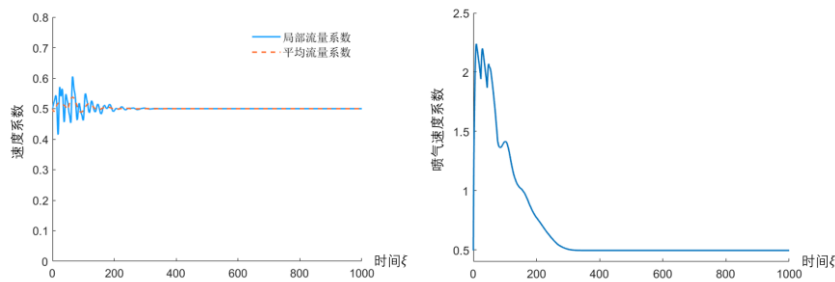


图 4.2 预处理后的一阶模态幅值变化

从图中可以看出, 预处理后的一阶模态幅值变化与所期望的反馈量变化趋势接近, 相比于原信号有着很明显的提升。

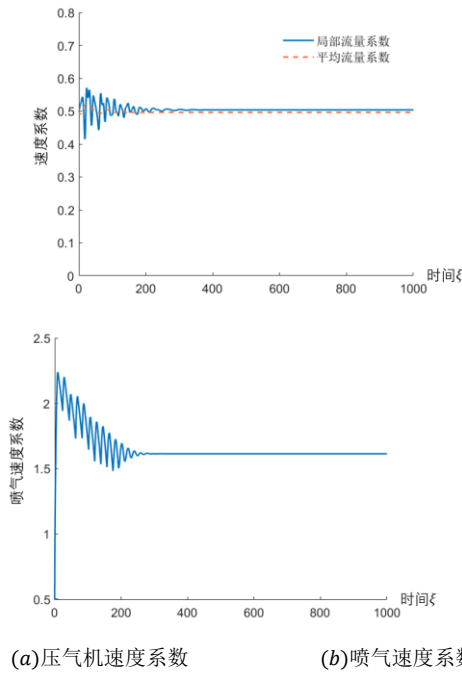
在畸变片产生扰动的条件下, 若采用预处理后的一阶模态幅值作为反馈量, 对应的反馈控制器性能会有着较大的提升。在这一条件下, 使用一阶模态幅值控制器的压气机动态过程如图 4.3 所示。



(a)压气机速度系数 (b)喷气速度系数

图 4.3 预处理后的一阶模态幅值控制器动态过程

由图中可以看出，经过预处理后的控制器所产生的控制信号波动明显小于原始控制器。此外，预处理所带来的性能提升并不仅仅体现在控制量的波动上，同样还体现在对持续扰动的控制上。以上控制过程是在 50 单位时间处撤掉畸变片扰动的过程，若畸变片持续存在，压气机动态过程如图 4.4 所示。



(a)压气机速度系数 (b)喷气速度系数

图 4.4 持续扰动下控制器动态过程

从图中可以看出，若使用预处理后的一阶模态幅值作为反馈量，则可以在扰动持续存在时仍能够将航空发动机控制在稳定状态。这显然是对控制器性能的极大提升。

### 3.4.2 模糊切换控制规律设计

根据第三章中的仿真结果可以看出，使用不同反馈量的控制器在应对不同大小及不同类型的扰动时会产生不同的性能。不同控制器的性能特点如表 4.1 所示。

表 4.1 不同控制器性能特点

控制器反馈量	性能特点
平均流量	适用于速度系数变化较小，发展较慢的小扰动条件下，喷气量较少
一阶模态幅值	适用于扰动较大的状态，喷气量较大
平均流量+ 一阶模态幅值	适用于扰动适中的状态下，被控量波动较小且较平滑，喷气量适中

根据表中可以看出，当压气机扰动较小时，可以使用平均流量作为反馈量；在压气机扰动适中时，可以使用平均流量与一阶模态幅值综合作为反馈量；当压气机扰动较大时，可以使用一阶模态幅值作为反馈量。在这三种情况下，对应不同的控制器可以实现更好的控制效果。但是在实际应用中，压气机的扰动往往不能够提前预知，因此并不能够根据可能达到的扰动大小选取对应的控制器。此时，可以使用切换控制器实现动态选优的过程。通过压气机在不同状态时切换不同的控制规律，从而实现工作范围大、动态性能较好且控制器输出较小的优化控制器。而模糊切换控制器自然具有能够使控制器输出平滑的作用，是一种很好的控制器切换方式。

因此，在系统中引入模糊切换控制器，其结构如图 4.5 所示。

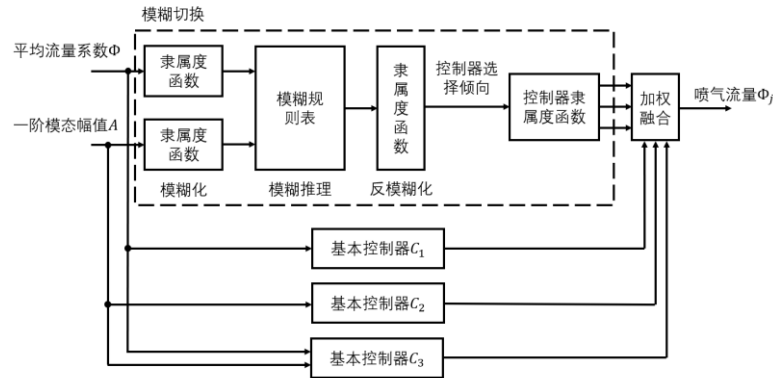
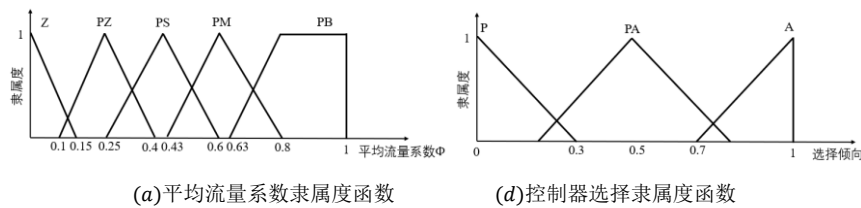


图 4.5 模糊切换控制器结构

由图中可以看出，模糊切换控制器（模糊开关）的输入为压气机平均流量系数误差 $\Delta\Phi$ 以及一阶模态幅值 $A$ 。根据基本控制规律的仿真结果可以看出，平均流量系数误差与一阶模态幅值可以近似表示当前压气机扰动大小。在对输入量进行模糊化后，模糊控制器根据模糊规则以及相应的反模糊化规则计算表示控制器选择倾向的输出值。在得到控制器选择倾向参数之后，分别计算三种控制器的隶属度，此时可以理解为使用选择倾向参数确定不同控制器的比重。在得到三种控制器的隶属度后，可以通过加权的方式获得最终的控制器输出。

根据以上设计过程，可以选取输入参数与输出参数隶属度函数，以及模糊规则如图 4.6 所示。



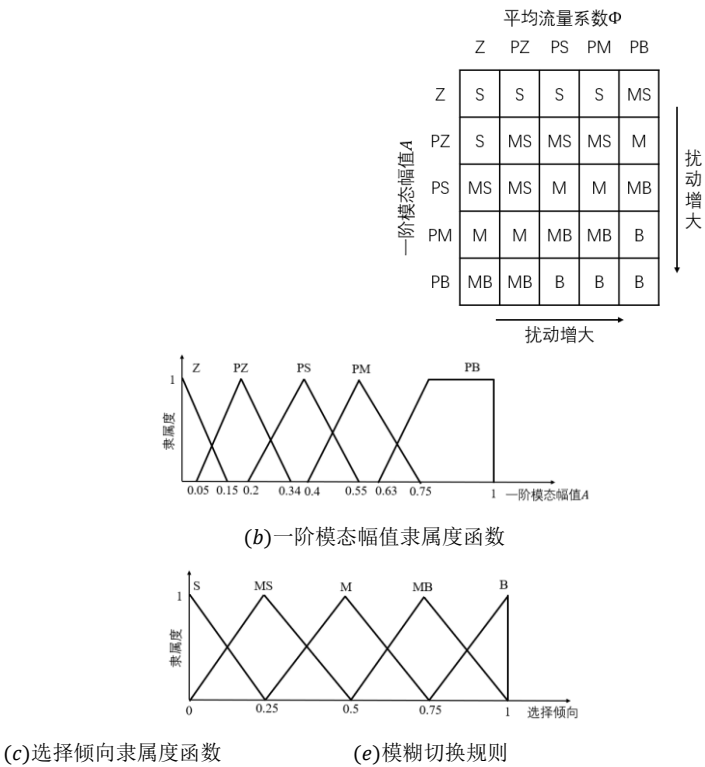


图 4.6 模糊切换控制器的隶属度函数及模糊规则

在图中输出值的隶属度函数中，相比于三个控制器而言，将论域划分为5个不同的区间，这样可以使得选择倾向参数变化相对更为平滑，避免出现因为切换过程过于迅速而导致的控制器性能下降。同时，平均流量系数误差在隶属度函数中仅考虑其值为正时的情况，这是由于在平均流量系数误差为负时，表示当前流量系数高于稳定工作点流量系数，是压气机逐渐恢复稳定的状态，可以不进行额外的控制。此外，模糊规则的设计遵循不同控制器的性能特点：小扰动使用平均流量系数、中等扰动使用流量系数与一阶模态幅值共同作用、大扰动使用一阶模态幅值。从控制器隶属度函数中可以看出，在控制器选择倾向参数接近0时倾向使用平均流量系数，在接近1时倾向使用

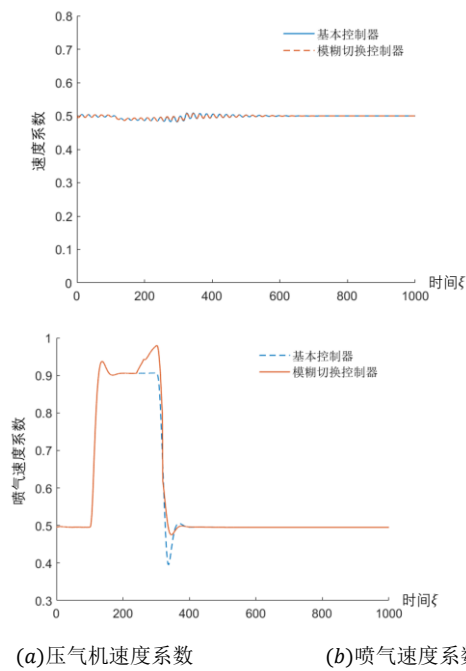
一阶模态幅值，在接近 0.5 时则接近综合使用流量系数及一阶模态幅值。

### 3.5 模糊切换控制器性能仿真

为了验证模糊切换控制器的有效性，在不同扰动条件下对控制器性能进行仿真，并与相应的基本反馈控制效果进行对比。

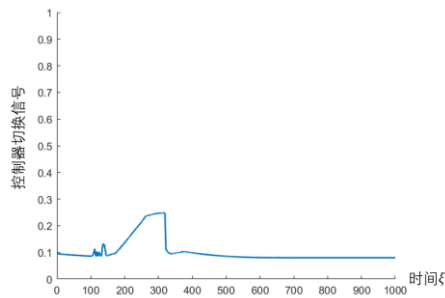
#### 3.5.1 缩小节流阀门条件下的控制过程

在缩小节流阀门条件下模糊切换控制器的动态过程如图 4.7 所示。



(a) 压气机速度系数

(b) 喷气速度系数



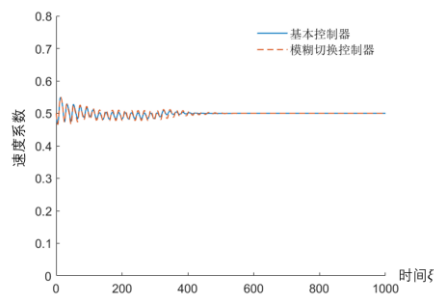
(c)控制器切换信号

图 4.7 缩小节流阀门条件下模糊切换控制器动态过程

从图中可以看出，此时模糊切换控制器能够将压气机控制在稳定状态，同时，喷气流量与使用平均流量系数为反馈量的基本反馈控制器基本一致，仅在扰动过程结尾处略有提高，这是由于模糊切换控制器因扰动可能逐渐增大而产生的预先控制过程。在切换信号中可以看出，模糊控制器基本采用平均流量系数作为反馈量。从这一控制过程可以看出，在缩小节流阀门引起的扰动过程中，模糊切换控制器可以实现稳定控制，并在三种控制器中选取喷气量最小的控制器，从而实现优化控制过程。

### 3.5.2 较大初始扰动条件下的控制过程

在较大初始扰动条件下模糊切换控制器的动态过程如图 4.8 所示。





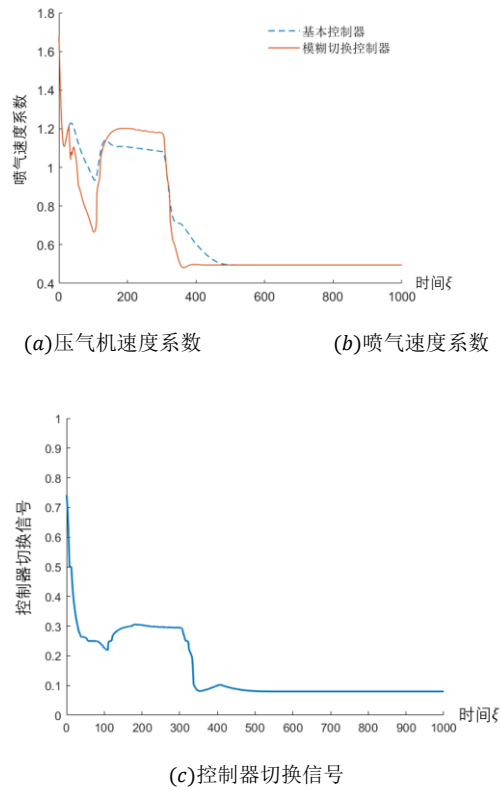
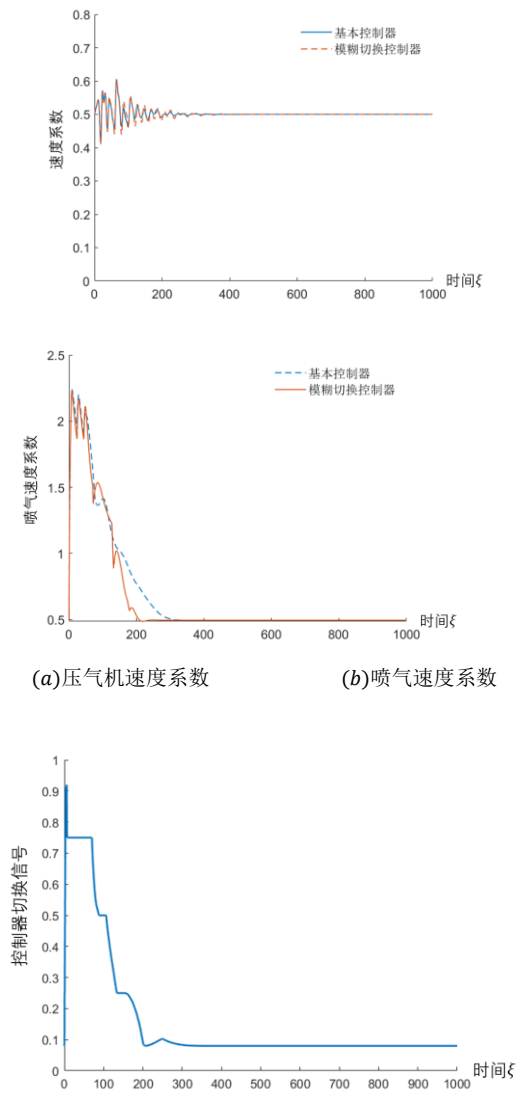


图 4.8 较大初始扰动条件下模糊切换控制器动态过程

从图中可以看出，模糊切换控制器同样能够将压气机控制在稳定状态下。同时，在控制初期，喷气流量与综合流量系数与一阶模态幅值的基本控制器基本一致，这一过程可以认为是控制器在对较大的扰动进行抑制，并且其选择的控制器反馈量逐渐向平均流量系数过渡。在缩小阀门引入扰动后，控制器逐渐向作用更强的控制器移动，从而产生更强的控制效果抑制失稳状态的发生。在阀门恢复平衡状态后，压气机逐渐恢复至平衡状态，模糊切换控制器也逐渐恢复到使用平均流量反馈的基本控制器。在这一时刻进行控制器切换，可以使得控制量相比于基本反馈控制器能够更快减小至最小值，从而减少喷气量。

### 3.5.3 压气机前添加畸变片条件下的控制过程

在压气机前添加畸变片条件下模糊切换控制器的动态过程如图 4.9 所示。



(c) 控制器切换信号

图 4.9 畸变片失稳条件下模糊切换控制器动态过程

从图中可以看出，此时模糊切换控制器同样能够将压气机控制在稳定工作区间内。喷气流量变化经过两次切换，能够在较少喷气量的情况下将压气机控制在稳定状态。在切换信号变化曲线中，能够明显看出控制器的切换过程。首先在控制初期，由于初始扰动较大，控制器使用一阶模态幅值作为反馈量，抑制扰动的不断增大。在扰动逐渐减小后，模糊切换控制器逐渐过渡至综合使用流量系数及一阶模态幅值，而后又逐渐过渡至使用平均流量系数作为反馈量。这一过程同样可以使得在压气机逐渐稳定的过程中，喷气流量能够相对于基本控制器更快地减小，从而减少控制过程中的喷气量。

### 3.6 基于 Moore-Greitzer 模型的喘振主动控制的局限性

目前来看，基于 Moore-Greitzer 模型只是压气机结构和气动力学的二维近似，存在很多

### 3.7 本章小结

## 4 微观-介观-宏观多尺度动力系统的介观膜流形稳定性理论

本章针对湍流、燃烧、轴流压气机等自然现象和特征,以及李雅普诺夫稳定性理论在气动稳定性分析中的局限性,由此推广到湍流、燃烧和振动等混沌分形现象,首次提出了多时空尺度动空间动力系统的概念,分析了李雅普诺夫稳定性在微观-介观-宏观多尺度动力系统中应用的局限性,并提出了该类系统发生混沌分形等失稳现象的假设。并在此基础上,提出了介观膜流形的概念,并由此提出了介观膜流形稳定性理论的概念。本文认为微观-介观-宏观多尺度动力系统的失稳,是由于微观无序度传递到宏观,其中介观力场和介观能是导致微观无序度传递到宏观的决定性因素。在此基础上,本文提出了一种基于介观力场和混沌分形理论的一类微观-介观-宏观多尺度动力系统的混沌分形稳定性分析理论,该理论可以弥补李雅普诺夫稳定性理论在微观-介观-宏观多尺度动力系统稳定性分析中的局限性,有效的拓展了一类介观能复杂系统的稳定性分析方法,并为该类系统的稳定性分析、力学计算和航空发动机压气机主动稳定控制的控制器设计拓展了新的思路。

### 4.1 背景介绍

在一些例如湍流、燃烧和轴流压气机失稳等自然和工程现象中,会出现例如系统全局或局部的混沌现象,通常情况下,这种现象需要从机理层面去建模和分析,然而绝大多数混沌现象为低维非线性动力学系统,这就意味着经典非线性动力学无法完全描述和解决该类问题。本文针对上述现象的一些共性,分析了经典非线性动力学在分析湍流、燃烧和轴流压气机等现象中的局限性,并在此基础上,提出微观-介观-宏观多尺度动力系统的概念。

#### 4.1.1 湍流的混沌分形现象和现有相关研究的局限性

湍流是混沌的、随机的、无序的不可预测的系统,湍流中流体轨道行为的随机性及其复杂规律的刻划与描述一直是科学研究上的难题。湍流一度被称为“经典物理学最后的疑团”<sup>[1]</sup>。湍流之所以如此难解,究其原因在于运用传统的数学方法,即线性的方法和观点去研究湍流这样的强非线性问题,无法取得突破性的进展。而分形、

混沌理论在处理非线性问题方面具有明显的优越性，因此近年来它们在湍流研究中越来越被关注。

湍流是一种典型的具有内在随机性的分形现象，其 Kolmogorov 图像就是大涡套小涡、小涡中再套更小的涡，这一嵌套结构显然是一种自相似结构 [2]。许多湍流问题都会产生分形结构，如 Rayleigh-Bénard 对流 [3]、Couette-Taylor 流动 [4]、螺旋式的 Taylor 涡流 [5]、湍流的等速面、等压面、层湍流的交界面以及边界层的外边缘 [6] 等。另外，湍流的相干结构和间歇现象也都说明湍流决非完全的无序；而是在无序现象的背后隐藏着某种有序的结构。

绝大多数混沌研究工作的对象是简单的低维非线性动力学系统，例如 Lorenz 系统的维度等于 3 [7]。简单的低维系统的研究是极有价值的，能揭示非线性动力学系统的一般性质，但无法模拟完全发展湍流(相空间维度大于  $10^{10}$ )的特殊性质。例如下列这些特性：大量自由度充分激发；能量从大尺度向小尺度级串输运(energy cascade)，最后在级串的高波数区被粘性项耗散转化为分子热运动能量；存在一个惯性区，在该波数区内能量级串传输率是一个常数并等于湍流能量耗散率，kolmogorov-5/3 律成立。正如不少研究工作者指出的，目前非线性动力学系统混沌研究和完全发展湍流研究之间存在巨大的空白。如何填补这一空白是混沌和湍流研究领域里的一个重要的前沿课题。

#### 4.1.2 燃烧的混沌分形现象

火焰的不稳定性主要包括热扩散不稳定性和流体力学不稳定性，试验和模拟研究都表明，火焰的不稳定性表现为火焰前锋面上裂纹不断的出现和发展，火焰裂纹是火焰出现蜂窝状结构的前兆 [8, 9]。一旦火焰出现蜂窝状结构，火焰会因为火焰面面积的增大而出现自加速现象 [10]，此时火焰面凹凸不平，表现为一种自相似的特征。火焰面上裂纹不断出现和发展，并最终形成蜂窝状结构，整个过程中，火焰面的不规则程度逐渐增加。对火焰面上这种不规则程度的变化规律进行定量描述。

球形火焰面上的裂纹以及蜂窝状结构所表现出的不规则性和自相似特征并不是其独有的，自然界中存在许多极不规则且具有自相似特征的曲线和曲面，如云彩的形状、海岸线以及高度无规则的材料裂纹等，传统几何学在分析此类几何体的特征上存在一定的困难。为解决这一问题，1967 年，Mandelbrot 提出了分形理论 [11]，用以专门研究

复杂、不规则事物的自相似性, 该理论的提出解决了欧几里得几何中难以用一般线、面维数描述复杂表面外形结构的几何规律性的问题。分形理论中最重要的两个概念是自相似性和分形维数。自相似性也称为无尺度性, 就是局部或整体成比例缩小的性质; 分形维数反映的是复杂形体占有空间的有效性, 它描述了复杂形体的不规则程度。因此, 定量地描述球形火焰锋面上裂纹及蜂窝状结构的几何特征, 可以根据其自相似特性, 采用分形理论, 计算出其分形维数。

#### 4.1.3 轴流压气机混沌振动

混沌振动是一种由确定性系统产生对于初始条件极为敏感而具有内在随机性和长期预测不可能性的往复非周期运动。轴流压气机的失稳(旋转失速和喘振)现象就是一种典型的混沌振动, 轴流压气机的失稳对初始条件极为敏感, 同时多级轴流压气机系统也具有内在随机性, 失稳发展到一定程度, 就会出现旋转失速或喘振的往复非周期运动。关于混沌振动的研究已成为振动力学中一个蓬勃发展的新领域, 它不仅对数学、物理、力学的各个分支有重大促进, 而且也为化学、生物学、生态学、经济学等科学提供一种分析问题的全新思路, 甚至对人类自然界的一些基本概念如决定论、突变论、随机性等也有深刻启示。随着混沌理论研究的深入, 其工程应用也日益受到重视。

#### 4.1.4 经典非线性动力学在分析湍流等混沌分形现象的局限性

目前的经典非线性动力学, 由于没有考虑微观、介观、宏观等多尺度的影响, 绝大多数混沌研究工作的对象是简单的低维非线性动力学系统, 例如 Lorenz 系统的维度等于 3。简单的低维系统的研究是极有价值的, 能揭示非线性动力学系统的一般性质, 但无法模拟完全发展湍流(相空间维度大于  $10^{10}$ )的特殊性质因此存在更深入研究的可能。例如, 流体力学中, 1845 年 Stokes 用  $\mu$  来描述流体粘性并最终建立了 Navier-Stokes 方程, 才把流体粘性从量化上精确表示出来, 在宏观条件下, 流体粘度不变, 而只与流体本身性质有关, 在微观条件下流体粘度受多方面因素的影响。同时, 燃烧和振动的过程, 尤其是混沌现象的发生, 均可能受系统微观和介观尺度下的系统状态的影响。

对于湍流运动, 据 Pfahler 等人的实验结果显示, 流体在不同截面形状管道中流动

时, 粘度各不相同, 而且粘度与温度、压强有关, 目前尚不能用量化方式准确表达粘度与各种因素的关系, 但由于粘度成为管道尺寸、截面形状、温度、压强等的函数, 在 Navier-Stokes 方程中, 不能把粘度 $\mu$ 认为是常量, 用 N-S 方程来解释微观流体特性需要严格制其应用条件。

## 4.2 微观-介观-宏观多尺度动力系统

### 4.2.1 微观-介观-宏观多尺度动力系统的定义

基于以上现象和相关特征, 本文针对湍流、燃烧、轴流压气机失稳等混沌现象的深入研究, 全面考虑系统的微观-介观-宏观等多尺度下的系统状态, 并针对微观-介观-宏观多尺度的混沌特性, 提出了介观膜流形对称性破缺导致该类系统发生混沌分形现象的理论设想, 并在此基础上, 提出了微观-介观-宏观多尺度动力系统的介观膜流形稳定性理论。

若一个动力系统满足如下特征, 可称为多时空连续介质动力系统:

- (1) 首先系统内部具有连续介质, 例如流体、压气机, 燃烧火焰;
- (2) 系统内部存在多个时空尺度的运动, 既有宏观层面的运动, 又有微观层面的运动, 同时系统的微观运动的时间尺度和系统的宏观时间尺度, 均会影响系统运动稳定性;
- (3) 由于存在连续介质和多时空尺度的运动, 系统的运动本质上是无穷维的, 例如 3D Navier-Stokes 方程;
- (4) 多时空尺度具有多个数量级的时间和空间尺度;
- (5) 系统由微观场、介观膜流形和宏观力学场共同作用, 既有宏观动力学特性, 又有连续介质的力学特性;

$$\dot{x} = \mathcal{F}(\omega(x, \Lambda, \sigma, \kappa, t, \tilde{t}), f(x, t))$$

$$\omega(x, \Lambda, \sigma, \kappa, t, \tilde{t}) = \chi(\mathcal{M}(\Lambda, x, t), \Gamma(x, \sigma, t), \mathcal{H}(\kappa, \tilde{t}))$$

其中,  $x$ 为微观-介观-宏观多尺度动力系统的状态变量,  $D$ 为,  $x \in R^n$ ;  $t$ 为系统的

宏观时间,  $t \in [0, \infty)$ 。

$f(x, t)$  于  $t$  和  $x$  连续可微,  $f: [t_0, \infty) \times D \rightarrow R^n$  内, 对于  $x$  是局部利普希茨的。

$\tilde{t}$  为微观时间度量, 用于表示在系统内部局部微观状态的时间尺度,  $\tilde{t} \in [0, \infty)$ 。

$\Lambda$  为微观-介观-宏观多尺度动力系统的宏观空间几何构型函数, 由于系统构型的复杂性, 可以将系统构型简化为三维坐标来描述, 其中几何构型的函数为  $\Lambda = \Lambda(\alpha, \beta, \gamma)$ , 其中  $\alpha, \beta, \gamma$  为系统空间几何的三维坐标;

$\mathcal{H}(\kappa, \tilde{t})$  为介观膜流形  $\mathcal{M}$  上的微观粒子概率分布函数, 在包含流体的微观-介观-宏观多尺度动力系统中,  $\mathcal{H}$  可表示为 *Maxwell-Boltzmann* 分布, 其中  $\mathcal{H}(\kappa, \tilde{t})$  的定义域为  $D_H$ , 且  $D_H \in R^{n_1}$ ,  $\mathcal{H}: [\tilde{t}_0, \infty) \times R^{n_1} \rightarrow R$ , 且  $n_1 \in \{1, 2, \dots, N\}$ ;

$\kappa$  为系统的微观状态变量,  $\kappa = [\kappa_1 \ \dots \ \kappa_{n_1}] \in R^{n_1}$ ,  $n_1 \in \{1, 2, \dots, N\}$ ;

$\mathcal{M}(\Lambda, x, t)$  为与系统宏观空间几何构型  $\Lambda$  相关的广义函数, 用于表示系统与宏观空间几何构型拓扑同胚且在介观尺度包裹空间几何构型表面的介观膜流形, 其中  $\mathcal{M}: [t_0, \infty) \times R^n \times R^3 \rightarrow R^3$  是关于  $t$  和  $x$  的连续可微函数;

$\Gamma(x, \sigma, t)$  为系统宏观力学场函数, 其中  $\Gamma: [t_0, \infty) \times R^{n_3} \times R^3 \rightarrow R^3$ ,  $\Gamma(x, \sigma, t)$  为连续函数,  $\sigma$  为系统宏观力学场变量, 且  $\sigma \in R^{n_3}$ ;

$\chi(\mathcal{M}(\Lambda, x, t), \Gamma(x, \sigma, t), \mathcal{H}(\kappa, \tilde{t}))$  为系统内在随机性函数, 代表微观-介观-宏观多尺度动力系统内部的微观尺度  $\mathcal{H}(\kappa, \tilde{t})$ 、介观尺度  $\mathcal{M}(\Lambda, x, t)$  和宏观尺度  $\Gamma(x, \sigma, t)$  对系统内在随机性的综合影响, 其中  $\chi: [t_0, \infty) \times R^3 \times R^3 \rightarrow R^{n_4}$ ,  $n_4 \in \{1, 2, \dots, N\}$ 。

$\omega(x, \Lambda, \sigma, \kappa, t, \tilde{t})$  是微观-介观-宏观多尺度时空动力系统中, 由于微观尺度和介观尺度导致的内在随机性模态函数, 可表示系统的内在随机性, 其中系统的内在随机性函数, 由系统的状态。

#### 4.2.2 微观-介观-宏观多尺度动力系统视角下的湍流与 NS 方程

如公式 ( ) 所示, 描述湍流的经典方程为 Navier-Stokes 方程:

$$\rho \left( \frac{\partial V}{\partial t} + V \cdot \nabla V \right) = \nabla P + \rho g + \mu \nabla^2 V$$

其中, 流体在不同截面形状管道中流动时, 粘度各不相同, 而且粘度与温度、压强有关, 目前尚不能用量化方式准确表达粘度与各种因素的关系, 但由于粘度成为管



道尺寸、截面形状、温度、压强等的函数，在 Navier-Stokes 方程中，不能把粘度 $\mu$ 认为是常量，用 N-S 方程来解释微观流体特性需要严格制其应用条件。

微观-介观-宏观多尺度动力系统视角下的 NS 方程可以写成如下形式：

$$\rho \left( \frac{\partial V}{\partial t} + V \cdot \nabla V \right) = \nabla P + \rho g + \mu_i \nabla^2 V|_{\omega=\omega_i}$$

$$\mu_i|_{\omega=\omega_i} = \chi(\mathcal{M}_i(\Lambda, x, t), \Gamma(x, \psi, t), \mathcal{H}(\kappa, \tau, t))$$

#### 4.2.3 微观-介观-宏观多尺度动力系统视角下的轴流压气机 MG 模型

压气机系统的基本结构如图 0.1 所示。一个完整的压气机系统主要包括压气机进气管道、压气机、压气机出口管道、容腔、节流阀及管道几个部分<sup>[55]</sup>。与航空发动机相对应，容腔可以表示燃烧室，而涡轮则可以等效为节流阀。图 0.1 中标记了压气机模型各个部件的尺度参数，以及系统坐标（切向坐标记为 $\theta$ ，轴向坐标记为 $\eta$ ）。

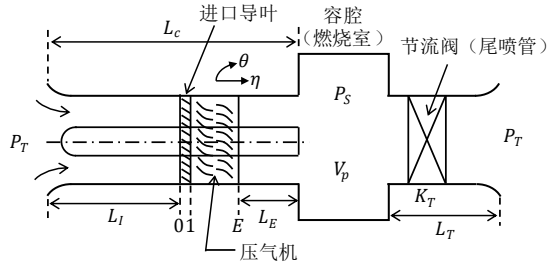


图 0.1 基本压气机系统结构简图

Fig. 0.1 Schematic diagram of basic compressor system structure

由于压气机系统结构复杂，失稳过程属于复杂的气体动力学过程，想要准确描述压气机系统内每一位置、每一时刻的气流状态是极为困难的。因此，Moore-Greitzer 模型中对压气机系统进行了一定程度的简化。首先，压气机系统内部气流是复杂的三维流动，以柱坐标表述为轴向、径向以及周向（切向）。在此不考虑气流的径向变化，可以将三维流动简化为二维流动，仅考虑压气机轴向以及周向的气流变化。另外，实际压气机系统中的气体是可压缩且具有粘性的，这无疑会对建模产生较大的困难。因

此, 在基本的 MG 模型中假定气体时不可压缩且无粘性的, 从而简化建模过程。需要注意的是, 忽略气体的粘性并不是在所有的压气机工况下都能够实现的, 例如在后文变转速工况下的 MG 模型中将介绍气体粘性对压气机特性的重要性。

偏微分形式的 Moore-Greitzer 模型

$$\begin{aligned}\Psi &= \Psi_c(\Phi + g) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} - \left(m + \frac{1}{a}\right) \frac{\partial g}{\partial \xi} - \frac{1}{2a} \frac{\partial g}{\partial \theta} \\ \Psi + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Psi_c(\Phi + g) d\theta \\ \frac{d\Psi}{d\xi} &= \frac{1}{4B^2 l_c} (\Phi(\xi) - \Phi_T(\xi))\end{aligned}$$

因此, 微观-介观-宏观视角下的 MG 模型可以写成如下形式:

$$\begin{aligned}\Psi &= \Psi_c(\Phi + g) - l_c \frac{d\Phi}{d\xi} - \left(m + \frac{1}{a}\right) \frac{\partial g}{\partial \xi} - \frac{1}{2a} \frac{\partial g}{\partial \theta} \Big|_{\omega=\omega_i} \\ \Psi + l_c \frac{d\Phi}{d\xi} &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Psi_c(\Phi + g) d\theta \Big|_{\omega=\omega_i} \\ \frac{d\Psi}{d\xi} &= \frac{1}{4B^2 l_c} (\Phi(\xi) - \Phi_T(\xi)) \\ g_i \Big|_{\omega=\omega_i} &= \chi(\mathcal{M}_i(\Lambda, x, t), \Gamma(x, \psi, t), \mathcal{H}(\kappa, \tau, t))\end{aligned}$$

#### 4.2.4 微观-介观-宏观多尺度动力系统的基本特征

微观-介观-宏观多尺度动力系统的基本特征如下:

- (1) **多尺度特性:** 系统具有多个数量级的时间和空间尺度, 同时存在微观、介观和宏观三个时间尺度和空间尺度的力学特征, 系统既有宏观动力学特性, 又有连续介质的力学特性。
- (2) **强非线性和内在随机性:** 系统具有强非线性特征和内在随机性, 特别是在微观尺度和介观尺度与宏观尺度发生能量交互时, 极容易发生分岔、混沌等现象。其中, 系统的内在随机性模态是由系统的微观尺度、介观尺度和宏观尺度的共同作用而形成的;
- (3) **系统存在介观尺度效应:** 系统内的连续介质力学性质会影响系统的动力学行为;
- (4) **空间几何构型影响系统的动力学特性:** 系统的空间几何构型对系统的非线性动力学特征具有一定的影响;

(5) 由于存在连续介质和多时空尺度的运动, 系统的运动本质上是无穷维的, 例如 3D Navier-Stokes 方程;

#### 4.2.5 微观-介观-宏观多尺度动力系统与经典动力系统的关系

系统的内在随机性模态函数 $\omega$ 是由于宏观力学场 $\Gamma(x, \psi, t)$ 和微观粒子空间概率分布 $\mathcal{H}(\kappa, \tau, t)$ 共同导致的, 当系统内存在微观粒子空间概率分布场 $\mathcal{H}(\kappa, \tau, t)$ 与宏观力学场 $\Gamma(x, \psi, t)$ 之间发生能量交互时, 系统会产生内在随机性, 即:

$$\chi(\mathcal{M}(\Lambda, x, t), \Gamma(x, \psi, t), \mathcal{H}(\kappa, \tau, t)) \neq 0 \quad (4-1)$$

如果不存在微观与宏观之间的能量交互, 则系统会呈现具有确定性的非线性动力系统的稳定性特征, 即:

$$\chi(\mathcal{M}(\Lambda), \Gamma(x, \psi, t), \mathcal{H}(\kappa, \tau, t)) = 0 \quad (4-2)$$

因此, 系统内在随机性系数 $\omega = 0$ , 微观-介观-宏观多尺度动力系统等价于传统非线性动力系统:

$$\dot{x} = f(x, t) + g(x, t) \quad ()$$

即在 $\omega = 0$ 时, 微观-介观-宏观多尺度动力系统与经典动力系统拓扑共轭。

**注释:** 设 $(\mathbb{Q}, \varsigma)$ 与 $(N, \phi)$ 分别为两个拓扑空间,  $f: \mathbb{Q} \rightarrow N$ 为一个映射。如果对  $N$  中的每一个开集 $V \in \phi$ , 它的原象集均为开集, 即:

$$f^{-1}(V) \triangleq \{p \in M | f(p) \in V\} \in \varsigma$$

则称  $f$  为一个连续映射, 如果  $f$  是一对一的, 映上的, 并且它的逆映射也是一个连续映射, 则称  $f$  为  $M$  到  $N$  的一个同胚映射, 在两个拓扑空间之间如果存在一个同胚映射, 则称这两个空间是拓扑同胚的。

多时空尺度动力系统与经典非线性动力系统的拓扑同胚条件:

根据多时空尺度动力系统的定义可知, 系统的运动状态由非线性动力系统方程  $f(x)$  和多时空尺度动力系统模态函数共同决定, 显而易见, 当且仅当多时空尺度动力系统的模态函数等于零时, 多时空尺度动力系统才与经典非线性系统拓扑共轭。因此,

当模态函数不为零的时候, 多时空动力系统与非线性系统无法建立一一映射关系, 也无法建立从多时空尺度动力系统拓扑空间到经典非线性系统的一个同胚映射。需要注意以下三点:

- (1) 微观-介观-宏观多尺度动力系统的内涵更广, 包括了微观的内在随机性;
- (2) 非线性系统是微观-介观-宏观多尺度动力系统的简化形式, 带扰动项的非线性系统与微观-介观-宏观多尺度动力系统是拓扑共轭的, 但是传统非线性系统没有考虑微观-介观-宏观多尺度动力系统所考虑的一系列问题; 如果将微观-介观-宏观多尺度动力系统进行一定的简化, 不考虑微观和介观层面对宏观尺度力学的影响, 系统将简化为一般形式
- (3) 当且仅当两个系统相空间一样时, 才是拓扑同胚的, 显然非线性系统与多时空尺度系统并不是拓扑同胚的, 因为相空间不一样, 工程实际也是一样, 在轴流压气机突尖波发生之前, 从非线性系统视角和李亚普诺夫视角上看, 系统是稳定的, 但实际上系统是假性稳定的, 因为内部已经出现了局部失稳并且会快速发展。

#### 4.3 微观-介观-宏观动力系统的混沌分形与介观膜流形的定义

根据微观-介观-宏观多尺度动力系统的定义和特点, 可以定义并初步分析微观-介观-宏观多尺度动力系统的混沌现象, 并提出该类系统出现混沌分析现象的假设条件, 为本文提出的微观-介观-宏观多尺度动力系统的介观膜流形稳定性理论猜想提供基础。

##### 4.3.1 微观-介观-宏观多尺度动力系统的混沌定义与假设

介观尺度流形视角下的微观-介观-宏观多尺度动力系统混沌状态的数学描述:

对于微观-介观-宏观多尺度动力系统  $\mathcal{F}^{t, \Lambda, \varepsilon, t, \tau}: R^n \rightarrow R^n, t \in [0, \infty)$ , 集合  $A \subset R^n$ 。若  $\exists \delta > 0$ , 使得对于  $\forall x \in A$  和  $\forall$  以  $x$  为中心的开球  $B^n(x, \varepsilon)$ , 必  $\exists y \in B^n(x, \varepsilon) \cap A$  和  $t \in [0, \infty)$  适合:

$$|\mathcal{F}^{t, \Lambda, \sigma, \tau}(y) - \mathcal{F}^{t, \Lambda, \sigma, \tau}(x)| \geq \delta \quad (4-3)$$

则称 $\mathcal{F}^{t, \Lambda, \sigma, \tau}$ 在 $A$ 上关于初值是有敏感依赖性的 (sensitive dependence on initial conditions) 或称 $\mathcal{F}^{t, \Lambda, \sigma, \tau}$ 在 $A$ 上是混沌的。若 $A$ 的 Lebesgue 测度 $L^n(A) > 0$ , 则称 $\mathcal{F}^{t, \Lambda, \sigma, \tau}$ 是混沌的动力系统。由此可见, 混沌的动力学系统具有不能忽略的混沌集, 或者说具有容易由实验方法捕捉到的混沌集。

本文针对微观-介观-宏观多尺度动力系统的特征和混沌分形现象, 做出如下假设:

假设 1: 微观能与宏观能的交互, 介观尺度存在能量波动, 是导致一类系统不稳定的关键;

假设 2: 一类系统的微观与宏观的能量和力的交互, 是导致微观-介观-宏观多尺度系统失稳、混沌和分形现象发生的关键;

假设 3: 对于微观-介观-宏观多尺度动力系统, 宏观无序和失稳是微观无序的外延, 微观无序是导致微观-介观-宏观多尺度动力系统失稳的重要原因。

#### 4.3.2 介观膜流形理论基础: 连续介质力学在介观尺度依然适用

纳米与介观力学介于量子力学和宏观连续介质力学之间。纳米与介观力学的基本问题之一就是确定和量子力学、连续介质力学之间的过渡区。也就是说, 纳米与介观力学和量子力学、连续介质力学之间的边界不可能是“刚性的”而是存在一个范围。

宏观连续介质力学一般认为材料性质 (如弹性模量、Poisson 比、屈服应力等不具有尺寸效应和表面效应, 所以我们可将材料性质开始出现尺寸效应或表面效应的尺度作为纳米与介观力学与连续介质力学之间的边界区域。因此纳米与介观力学需要考虑尺寸效应和表面对材料性质的修正。

连续介质理论在纳米尺度依然适用[20, 21]。其代表性学者就是美国学者 Yakobson 和 1996 年诺贝尔化学奖获得者 Richard Smalley (1943~2005)。1996 年 Yakobson、Brabec 和 Bernholc 采用 Tersoff-Brenner 势函数应用 MD 模拟了碳纳米管的压缩、弯曲和扭转。同时他们也采用连续介质力学的壳模型进行了对比研究[20]该文章的 SCI 引用次数迄今已经超过 1600 次。1997 年 Yakobson 和 Smalley 在联合发表的文章中[21], 对文献[20]所获得的结果评价道: “除了和实验中得到的图案(patterns)具有相似性以外针对碳

纳管所观察到的屈曲现象也和基于宏观弹性力学薄壳理论所得到的失稳模式类似”，  
“虽然碳纳米管结构比 Euler 压杆更复杂，但其行为仍然可用连续介质弹性力学方法 (continuum-elasticity method) 进行预测连续介质力学的理论令人吃惊地坚固，它甚至能够处理直径相当于几个原子长度的离散体”。

#### 4.3.3 宏观作用力的微观来源

宇宙中的所有物理对象可分成两大类:“物质的结构”和“相互作用”物理学家和力学家将物体之间的相互作用称之为“力”目前物理学界公认存在四种基本的相互作用，按强弱来排列，这四种基本相互作用的顺序是：强相互作用、电磁相互作用、弱相互作用、引力相互作用，能显示其作用的只有两种:引力和电磁力。

宏观物体之间的相互作用，特别是在微观-介观-宏观多尺度动力系统连续介质（流体、固体、气体等），除引力外，所有接触力都是大量原子、分子之间电磁相互作用的宏观表现，例如，流体黏性本质上也是一种电磁现象。作为分子间力（intermolecular force）的来源电磁力决定了固体、流体、气体的性质，以及化学反应和生物结构的组织。原因是电磁力决定了上述介质的内聚力和系统的内在随机性。因此，微观-介观-宏观多尺度动力系统的动力学特性是由微观、介观和宏观多时空尺度下共同作用的结果。

#### 4.3.4 介观膜流形的定义

对于介观尺度的流动而言，则需要考虑宏观流体力学不考虑的流-固边界的滑移等，  
**本文将微观-介观-宏观多尺度动力系统这种介于流-固边界的介观尺度的连续介质称为介观膜流形  $\mathcal{M}(\Lambda, \mathbf{x}, t)$ 。**随着系统特征尺度的进一步减小，量子效应开始显现并变得重要因此我们可将量子效应开始出现的尺度作为纳米与介观力学与量子力学之间的边界，即介观膜流形为介观力学与量子力学之间的边界。

因此，微观-介观-宏观多尺度系统内部的介观膜流形与系统几何空间构型  $\Lambda$  拓扑同胚，且包裹几何构型  $\Lambda$  的两交界面上的介观膜流形  $\mathcal{M}(\Lambda, \mathbf{x}, t)$ ，是导致微观尺度和宏观尺度在力学性质上的区别的关键。本文根据介观尺度下的连续介质性质，提出了介观膜流形的概念，即微观-介观-宏观多尺度动力系统内部存在介观尺度下的流形，该流

形在介观尺度下具有连续介质性质，并以此为基础，提出了微观-介观-宏观多尺度动力系统的介观膜流形稳定性定理。

#### 4.4 介观膜流形稳定性理论

##### 4.4.1 李亚普诺夫稳定性理论在分析微观-介观-宏观多尺度动力系统的局限性

本文在喘振主动控制的研究中，同时根据微观-介观-宏观多尺度动力系统的定义，以及李雅普诺夫稳定性定理的相关分析，总结了李雅普诺夫稳定性理论在喘振主动控制中的应用局限性，具体如下：

（1）多时空尺度：微观-介观-宏观多尺度动力系统无法用传统的动力学方程来描述系统内部的全部信息，尤其是轴流压气机流场结晶等具有多时空尺度和内在随机性特性的系统；

（2）内在随机性：微观-介观-宏观多尺度动力系统，存在李雅普诺夫分析其动力学特性稳定，但其内部的连续介质内部并不稳定的现象；

（3）系统的空间几何构型：传统的非线性动力系统并没有考虑系统的空间几何构型，但在实际的工程应用中，系统的几何构型对系统的稳定性起着不可忽视的影响；

（4）系统的复杂性：以多级轴流压气机喘振前发生突尖型失速为例，微观-介观-宏观多尺度动力系统会出现动力学特性上的分岔，其内部呈现混沌分形特征，因此，如此复杂的运动现象，用李雅普诺夫稳定性来进行分析，是不够全面也无法指导该类系统的实际的控制和动力学性质分析；

（5）充分性而非必要：这里仅给出了充分条件，也就是说，如果构造出了李雅普诺夫函数  $V(x, t)$ ，那么系统是渐近稳定的。但如果找不到这样的李雅普诺夫函数，则不能给出任何结论，例如不能据此说该系统是不稳定的。

（6）李雅普诺夫稳定性，本质上是考虑到了系统的能量和动力学特性，但其没有考虑其更深层次的物理机理，特别是对于微观-介观-宏观多尺度动力系统来说，其系统内部的连续介质往往存在分子层面的微观运动对宏观动力学运动的逐个级别的影响，单单用李雅普诺夫稳定性进行分析，无法全面的反映系统内部的重要信息和稳定性特征；

(7) 动力学方程是李雅普诺夫稳定性分析的基础, 但动力学方程往往无法完全描述其全部动力学特性, 特别是系统同时存在宏观尺度和微观尺度的运动, 例如湍流、结晶、燃烧等运动;

(8) 李雅普诺夫稳定性没有充分考虑微观-介观-宏观多尺度动力系统的空间几何属性, 同样的动力学特征的两个不同系统, 会因为不同的空间几何结构而呈现不同的稳定性特征。例如 转子在某转速下出现振动, 该类振动无法用李帕普诺夫稳定性进行分析

(9) 无法完全反应其力学特征: 特别是振动、气动、应力分析等;

(10) 传统的非线性系统无法完全描述微观-介观-宏观多尺度动力系统的状态变量, 例如轴流压气机的状态变量有整个入口界面的温度、压力和流速等, 以及系统的三维几何构型。实际上是一个无穷维状态动力系统, 因此, 如果想要完全描述微观-介观-宏观多尺度动力系统的稳定性, 需要提出无穷多个李雅普诺夫函数来进行稳定性分析, 这是不切合实际且很难提出满足  $N$  个非线性不等式方程的李雅普诺夫函数。因此根据传统的非线性系统动力学方程, 无法完全描述微观-介观-宏观多尺度动力系统的稳定性。

(11) 经典非线性动力系统的李雅普诺夫方法只适用于低维非线性动力系统, 能够解释非线性动力系统的一般稳定性性质, 但无法模拟和研究完全发展湍流 (相空间维度大于  $10^{10}$ ) 等微观-介观-宏观多尺度动力系统的特殊性质。由于对复杂模型进行的简化<sup>[10]</sup>、降维降阶、近似以及工作环境的急剧劣化, 也会导致系统模型中的参数与对象的真实物理参数不等效, 没有对应关系, 这些因素也会使模型参数在一定范围内出现波动, 有波动就会有不确定性。

#### 4.4.2 微观-介观-宏观多尺度动力系统的介观膜流形稳定性定理

**公理 4.1: (微观-介观-宏观多尺度动力系统与经典动力系统的关系)** 系统的内在随机性系数  $\delta$  是由于宏观力学场  $\Gamma(x, \psi, t)$  和微观粒子空间概率分布  $\mathcal{H}(\kappa, \tau, t)$  共同导致的, 当系统内存在微观粒子空间概率分布场  $\mathcal{H}(\kappa, \tau, t)$  与宏观力学场  $\Gamma(x, \psi, t)$  之间发生能量交互时, 系统会产生内在随机性, 即:

$$\chi(\mathcal{M}(\Lambda, x, t), \Gamma(x, \psi, t), \mathcal{H}(\kappa, \tau, t)) \neq 0 \quad ()$$



如果不存在微观与宏观之间的能量交互，则系统会呈现具有确定性的非线性动力系统的稳定性特征，即：

$$\chi(\mathcal{M}(\Lambda), \Gamma(x, \psi, t), \mathcal{H}(\kappa, \tau, t)) = 0 \quad ()$$

因此，系统内在随机性系数 $\omega = 0$ ，微观-介观-宏观多尺度动力系统等价于传统非线性动力系统：

$$\dot{x} = f(x, t) + g(x, t)$$

即在 $\omega = 0$ 时，微观-介观-宏观多尺度动力系统与经典动力系统拓扑共轭。

**公理 4.2：** 微观时空尺度与宏观时空尺度之间的力学相似性和对称性，是导致微观-介观-宏观多尺度动力系统产生混沌分形现象的原因，其中与系统几何空间构型 $\Lambda$ 拓扑同胚，且包裹几何构型 $\Lambda$ 的两相交界面上的介观膜流形 $\mathcal{M}(\Lambda, x, t)$ ，是导致这种力学相似性和对称性的关键。如果存在该类介观膜流形 $\mathcal{M}(\Lambda, x, t)$ ，则系统无法建立微观与宏观之间的力学相似性和不确定性对称。由于系统的扰动等因素造成该类介观膜流形 $\mathcal{M}(\Lambda, x, t)$ 形成了全局或局部的光滑性破坏，导致系统不存在该类介观膜流形，则微观与宏观之间的不确定性对称和力学相似性将得到建立，会导致系统不稳定，并进一步发生混沌分形现象。

**公理 4.3：（内在随机性公理）** 在系统的两相交界面的介观尺度下的稳定流形，是阻断微观粒子概率场和宏观力学场之间进行能量交互的根本原因，因此，当系统存在于宏观几何构型拓扑同胚的介观膜流形时，系统的全局和局部均呈现确定性特征，内在随机性减小甚至消失。

#### 4.4.3 微观-介观-宏观多尺度动力系统的介观膜流形稳定性定理

**稳定性定理设想 3.1：** 对于微观-介观-宏观多尺度动力系统（），在平衡点 $\dot{x}(\epsilon) = 0$ 处，同时满足以下两个条件：

- （1） 系统内存在与系统空间几何构型 $\Lambda$ 拓扑同胚，且在介观尺度包裹 $\Lambda$ 表面的任意介观尺度光滑流形 $\mathcal{M}(\Lambda, x, t)$ ，使微观粒子时空间概率分布场 $\mathcal{H}$ 与宏观力学场之间在介观膜流形 $\mathcal{M}(\Lambda, x, t)$ 上不发生能量交互；
- （2） 系统对应的经典非线性动力系统方程 $\dot{x} = f(x, t)$ ，存在李雅普诺夫函数 $V(x, t)$ ，

且满足:

$$\dot{V}(x, t) \leq 0$$

则微观-介观-宏观多尺度动力系统满足一致稳定。

**稳定性定理 3.2:** 对于微观-介观-宏观多尺度动力系统稳定性

对于微观-介观-宏观多尺度动力系统 ( ), 在平衡点  $\dot{x}(\epsilon) = 0$  处, 满足同时以下三个条件:

(1) 对于与系统空间几何构型拓扑同胚且在介观尺度包裹空间几何构型表面的任意介观尺度流形  $\mathcal{M}(\Lambda, x, t)$ , 在其表面上其宏观力学场的在流形  $\Phi(\Lambda)$  上的 Stokes 积分在有限时间内拓扑网收敛为有限数值:

$$\lim_{t \rightarrow t+\Delta t} \int_{\partial \mathcal{M}} \Gamma = \lim_{t \rightarrow t+\Delta t} \iint_{\mathcal{M}} d\Gamma = 0$$

(2) 微观粒子时空间概率分布场  $\mathcal{H}$  在介观膜流形  $\mathcal{M}$  在微观时间尺度  $\tau$  内的概率分布期望为零:

$$\lim_{0 \rightarrow \tau} \int_0^\tau E_{\mathcal{M}}(\mathcal{H}) d\tau = 0$$

(3) 系统对应的传统非线性动力系统方程  $\dot{x} = f(x, t)$ , 存在李雅普诺夫函数  $V(x, t)$ , 且满足:

$$\dot{V}(x, t) \leq 0$$

如果以上三个条件同时满足, 则该微观-介观-宏观多尺度动力系统满足一致稳定。

**证明:** 给定  $\epsilon > 0$ , 选择  $r \in (0, \epsilon]$ , 满足

$$B_r = \{x \in R^n | \|x\| \leq r\} \subset D$$

设  $\alpha = \min_{\|x\|=r} V(x)$ , 则由式  $V(0) = 0$ ,  $V(x) > 0$  在  $D - \{0\}$  内, 得  $\alpha > 0$ 。取  $\beta \in (0, \alpha)$ , 并设

$$\Omega_\beta = \{x \in B_r | V(x) \leq \beta\}$$

那么,  $\Omega_\beta$  在  $B_r$  内 (见图 3.1)。集合  $\Omega_\beta$  具有下面的性质, 即当  $t \geq 0$  时, 在  $t = 0$  时

刻始于 $\Omega_\beta$ 内的任何轨线都保持在 $\Omega_\beta$ 内，因为

$$\dot{V}(x(t)) \leq 0 \Rightarrow V(x(t)) \leq V(x(0)) \leq \beta, \quad \forall t \geq 0$$

由于 $\Omega_\beta$ 是紧集，可设对于所有 $t \geq t_0$ 和定义域 $D \subset R^n$ 内的 $x$ ， $f(t, x)$ 对 $t$ 分段连续，对 $x$ 是局部 Lipschitz 的，并设 $W$ 是 $D$ 的一个紧子集， $x_0 \in W$ ，并假设

$$\dot{x} = f(t, x), \quad x(t_0) = x_0$$

的每一个解都在 $W$ 内，那么对于所有 $t \geq t_0$ ，系统有唯一解。

根据上述结论，可得：只要 $x(0) \in \Omega_\beta$ ，则对于所有 $t \geq t_0$ ，方程 $\dot{x} = f(t, x)$ 有唯一解。因为 $V(x)$ 连续且 $V(0) = 0$ ，故存在 $\delta > 0$ 满足

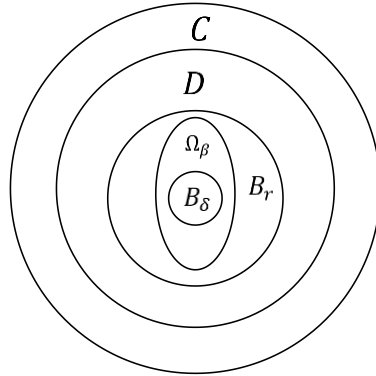
$$\|x\| \leq \delta \Rightarrow V(x) < \beta$$

那么， $B_\delta \subset \Omega_\beta \subset B_r$

并且  $x(0) \in B_\delta \Rightarrow x(0) \in \Omega_\beta \Rightarrow x(t) \in \Omega_\beta \Rightarrow x(t) \in B_r$

因此， $\|x(0)\| < \delta \Rightarrow \|x(t)\| < r \leq \varepsilon, \quad \forall t \geq 0$

说明平衡点 $x = 0$ 是稳定的。



#### 4.5 本章小结

本章提出了一类微观-介观-宏观多尺度动力系统的介观膜稳定性理论设想，该理论可以弥补李雅普诺夫稳定性理论在微观-介观-宏观多尺度动力系统稳定性分析中的局限性，有效的拓展了一类介观能复杂系统的稳定性分析方法，并为该类系统的稳定性

分析、力学计算和航空发动机压气机主动稳定控制的控制器设计拓展了新的思路。微观-介观-宏观多尺度动力系统的介观膜流形稳定性理论上可以拓展到一般非线性系统，只要该类系统存在微观结构和连续介质，就可以通过介观膜流形稳定性理论来进行稳定性分析。介观膜流形稳定性理论能够解决李雅普诺夫稳定性理论所不能解决的问题，同时介观膜流形稳定性定理能够更贴近系统的实际物理特性，并能够充分反映微观、介观和宏观等多尺度的关系。微观-介观-宏观多尺度动力学系统能够更好的处理湍流等多时空尺度的稳定性问题，并能够在一定程度上从物理机理层面去分析微观-介观-宏观多尺度动力系统产生混沌现象的原因。介观膜流形稳定性理论具有很高的应用潜力，其中包括对计算流体力学（CFD）仿真方法、有限元分析、轴流压气机气动稳定性等方面的拓展研究。

## 5 介观膜流形稳定性理论在喘振主动控制中的应用构想

根据第四章提出的微观-介观-宏观多尺度动力系统的概念和特征，多级轴流压气机具备该类系统的典型特征，因此本文将多级轴流压气机视为一类微观-介观-宏观多尺度动力系统。本章基于微观-介观-宏观多尺度动力系统的基本特性，结合多级轴流压气机的气动稳定性和现有的主动稳定控制手段，探讨了介观膜流形稳定性定理设想在湍流模拟和喘振主动控制中的应用，其中包括：基于介观膜稳定性定理设想的湍流理论设想、对现有主动稳定控制方法的解析、压气机主动稳定控制设计思路以及基于介观膜稳定性理论设想和场控制设想。

### 5.1 基于介观膜流形稳定性视角的轴流压气机气动稳定性

#### 5.1.1 叶轮机流动稳定性通用理论简介

喘振、旋转失速是压气机中典型的流动失稳现象。在过去一个多世纪里，流动稳定性一直是基础流体力学的中心问题之一，其关注点主要是层流到湍流的转捩问题。所谓流动稳定性问题，不论是层流转捩还是风扇/压气机流动失稳，就是要研究流动系统对于作用于它的扰动如何响应：如果该扰动逐渐减弱并且最后消失，整个流动恢复到受扰动之前的状态，则流动是稳定的；相反，如果该扰动逐渐增长，流动不能恢复到扰动之前的状态，则流动是不稳定的 [36]。

孙晓峰、孙大坤等基于侵入式边界理论等叶轮机流动稳定性相关理论，建立了叶轮机流动稳定性通用理论 [35]。根据侵入式边界理论，叶轮机叶片用分布的力源项来代替，从而，叶轮机内部流动由带力源项的 Navier-Stokes 方程来刻画，如公式所示。

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) &= 0 \\ \frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) &= \nabla \cdot \Pi_i|_{\omega=\omega_i} + \rho F \\ \frac{\partial [\rho e]}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho e u) &= \nabla \cdot (\Pi \cdot u) + \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \rho W_F \end{aligned}$$

在理想气体假设下，工质满足理想气体状态方程  $p = \rho R_g T$ ，内能为  $e = \frac{1}{\gamma-1} \frac{p}{\rho} +$

$\frac{1}{2}|u|^2$ 。二阶应力张量可以表达为 $\Pi = \mu[\nabla u + (\nabla u)] - \left(p + \frac{2}{3}\mu\nabla \cdot u\right)I$ 。式中,  $F$ 代表叶片单位质量的力,  $W_F$ 表示叶片力做功。式中,  $F$ 代表叶片单位质量的力,  $W_F$ 表示叶片力做功, 叶片力反应了叶片和流场的相互作用, 因此, 叶片力是当地流场参数的函数。

基于小扰动假设, 把原始三维非定常流动分解成基本流和非定常小扰动之和。

$$\begin{cases} \rho = \bar{\rho} + \rho \\ u = \bar{u} + u \\ v = \bar{v} + v \\ w = \bar{w} + w \\ p = \bar{p} + p \end{cases}$$

根据多元函数泰勒展开, 叶片力可以线性化为

$$F = \bar{F} + \frac{\partial \bar{F}}{\partial \bar{\rho}} \rho + \frac{\partial \bar{F}}{\partial \bar{u}} u + \frac{\partial \bar{F}}{\partial \bar{v}} v + \frac{\partial \bar{F}}{\partial \bar{\omega}} \omega + \frac{\partial \bar{F}}{\partial \bar{p}} p$$

将式(4)、(5)带入式(1)~(3), 减掉基本流所满足的零阶方程且忽略高阶无穷小量, 则可得到线性化形式的 Navier-Stokes 方程。将线性化 Navier-Stokes 方程在圆柱坐标系下展开, 可得

$$\left( A \frac{\partial}{\partial t} + B \frac{\partial}{\partial r} + C \frac{\partial}{r \partial \theta} + E \frac{\partial}{\partial z} + G \frac{\partial^2}{\partial r^2} + H \frac{\partial^2}{r^2 \partial \theta^2} + M \frac{\partial^2}{\partial z^2} + N \frac{\partial^2}{r \partial r \partial \theta} + Q \frac{\partial^2}{r \partial r \partial z} + R \frac{\partial^2}{\partial z \partial r} + S \right) \Phi = 0$$

式中 $\Phi = (\rho', u', v', w', p')$ , 而 $A, B, C, E, G, H, M, N, Q, R$ 以及 $S$ 是由基本流所确定的系数矩阵。

一般地, 叶轮机内部基本流在径向、周向以及轴向都是非均匀的, 由于假定基本流是定常的, 因此, 只能对小扰动量做关于时间的正则展开, 即

$$\begin{cases} \rho' = \tilde{\rho}(r, \theta, z)e^{-i\omega t} \\ u' = \tilde{u}(r, \theta, z)e^{-i\omega t} \\ v' = \tilde{v}(r, \theta, z)e^{-i\omega t} \\ w' = \tilde{w}(r, \theta, z)e^{-i\omega t} \\ p' = \tilde{p}(r, \theta, z)e^{-i\omega t} \end{cases}$$

可以得到复频率 $\omega$ 为特征值的特征值方程

$$L(\omega)\tilde{\Phi} = 0$$

式中 $\tilde{\Phi} = (\tilde{\rho}, \tilde{u}, \tilde{v}, \tilde{w}, \tilde{p})$ ,  $L(\omega)$ 为关于频率 $\omega$ 的线性微分算子。

根据齐次线性偏微分方程理论，要有非零解，则必须满足

$$\det[L(\omega)\tilde{\Phi}] = 0$$

通过求解式即可得到复频率 $\omega = \omega_r + i\omega_i$ ，复频率的实部 $\omega_r$ 表征失速先兆波的频率，而复频率的虚部 $\omega_i$ 则表征小扰动的演化趋势： $\omega_i$ 为正，则扰动随时间放大，系统不稳定； $\omega_i$ 为负，则扰动随时间衰减，系统稳定。

为了体现失速先兆的物理特征，本文将求得特征频率实部和虚部分别进行无量纲化，即定义相对速度（RS=Relative Speed）和衰减因子（DF=Damping Factor），分别代表扰动相对压气机的周向传播速度和扰动随时间的衰减速度。

$$RS = \frac{\omega_r}{2\pi f}$$

$$DF = \frac{r_T \omega_i}{m U_0}$$

式中 $f$ 为转子转动频率， $r_T$ 为转子前缘叶尖处半径， $m$ 为周向模态数， $U_0$ 为转子进口远前方轴向来流速度。

- [ 44 ] Peskin C S. Numerical Analysis of Blood Flow in the Heart[J]. *Journal of Computational Physics*, 1977, 25 (3): 220–252.
- [ 35 ] Sun X, Liu X, Hou R, et al. A General Theory of Flow-Instability Inception in Turbomachinery[J]. *AIAA Journal*, 2013, 51(7): 1675–1687.
- [ 35 ] Sun X, Liu X, Hou R, et al. A General Theory of Flow-Instability Inception in Turbomachinery[J]. *AIAA Journal*, 2013, 51(7): 1675–1687.

## 航空压气机流动稳定性预测研究进展

### 5.1.2 基于介观膜流形的轴流压气机模型及其稳定性

由于轴流压气机具备微观-介观-宏观多尺度动力系统的特征，本文在第四章提出的介观膜流形稳定性定理的基础上，对该定理进行了拓展，提出了适用于轴流压气机稳定性分析的模型形式。该模型以 Moore-Greitzer 模型为基础，在微观-介观-宏观动力系统视角下，考虑了压气机叶片几何构型和介观膜流形对压气机内部流动的影响，从而得到基于介观膜流形设想的多模态压气机动力系统模型，具体如公式所示：

$$\begin{aligned}\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) &= 0 \\ \frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) &= \nabla \cdot \Pi_i + \rho f \\ \frac{\partial [\rho(e + u \cdot u/2)]}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho(e + u \cdot u/2)u] &= \nabla \cdot (\Pi_i \cdot u) + \rho f \cdot u + \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \rho \hat{q} \\ \Pi_i &= \mu_i [\nabla u + (\nabla u)^T] - \left( p + \frac{2}{3} \mu_i \nabla \cdot u \right) \\ \mu_i &= \mu_i \left( \chi(\mathcal{M}_i(\Lambda, \rho, u, v, w, p, t), \Gamma(\rho, u, v, w, p, t), \mathcal{H}(\kappa, \tau, t)) \right)\end{aligned}$$

其中,  $\omega = \omega_i$  表示微观-介观-宏观动力系统的第  $i$  个介观膜流形状态下对应的微观-介观-宏观多尺度系统的内在随机性状态，其中系统内部存在的不同的介观膜流形  $\mathcal{M}_i$  决定了系统的不同状态  $\Phi_i$ 。

由于轴流压气机系统内在流动机理的复杂性，很难给出李雅普诺夫函数，并基于 Lyapunov 函数对轴流压气机进行有效的稳定性分析。因此，本文根据微观-介观-宏观多尺度动力系统的稳定性理论，结合叶轮机流动稳定性通用模型和微观-介观-宏观多尺度动力系统的介观膜流形稳定性定理，本文给出了轴流压气机稳定性的判据，如公式所示。

介观膜流形主要影响的是二阶应力张量， $\Pi_i = \mu_i [\nabla u + (\nabla u)^T] - \left( p + \frac{2}{3} \mu_i \nabla \cdot u \right)$ ，因此可以认为不同的二阶应力张量  $\Pi_i$  是由不同的介观膜流形  $\mathcal{M}_i$  决定的，因此系统内部状态  $\Phi_i$  可以认为是由系统宏观 Navier Stokes 方程和介观膜流形  $\mathcal{M}_i$  共同决定。因此，系统的稳定性分析，可以将介观膜流形稳定性定理与叶轮机流动稳定性判据相结合。

假设系统状态由  $x_1$  转变为  $x_n$  的过程中，介观膜流形状态由  $\mathcal{M}_1$  转变到  $\mathcal{M}_n$ ，其过程



中稳定性分析如下：当轴流压气机系统状态由 $x_1$ 转变为 $x_n$ 的过程中，根据介观膜流形稳定性定理，可知系统由时间 $t_1$ 到 $t_n$ 的过程中，满足如定理所示的稳定性判据，即：

（1）对于与轴流压气机空间几何构型拓扑同胚且在介观尺度包裹空间几何构型表面的任意介观尺度流形 $\mathcal{M}(\Lambda, x, t)$ ，在其表面上其宏观力学场的在流形 $\Phi(\Lambda)$ 上的 Stokes 积分在有限时间内拓扑网收敛为有限数值：

$$\lim_{t_1 \rightarrow t_n} \int_{\partial \mathcal{M}} \Gamma = \lim_{t_1 \rightarrow t_n} \iint_{\mathcal{M}} d\Gamma = 0$$

（2）微观粒子时空间概率分布场 $\mathcal{H}$ 在介观膜流形 $\mathcal{M}$ 在微观时间尺度 $\tau$ 内的概率分布期望为零：

$$\lim_{0 \rightarrow \tau} \int_0^\tau E_{\mathcal{M}}(\mathcal{H}) d\tau = 0$$

（3）同时系统满足叶轮机流动稳定性通用理论对应的复频率的虚部 $\omega_i$ 为负若轴流压气机系统同时满足上述三个条件，则说明轴流压气机系统稳定。

### 5.1.3 旋转不稳定性和介观膜流形稳定性

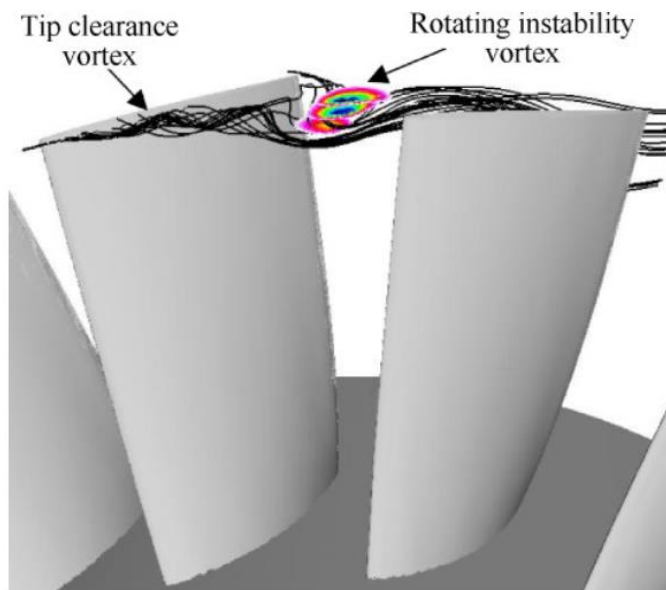
本文基于介观膜流形稳定性定理的流动稳定性分析的思想，将压气机内的流动稳定性问题转化为流场内是否存在介观尺度的局部失稳问题。如果系统内任意介观膜流形上的扰动都随时间衰减，最终系统内不存在介观和宏观尺度的扰动，系统内任意介观膜流形上均满足稳定性判据，那么可以判定当前系统是稳定的。

旋转不稳定性的另一重要作用就是对旋转失速的预测和提示作用（吴亚东）。从现有的研究结果来看，旋转不稳定性常常在离失速边界尚远的高负荷工下出现，且失速发生后依然存在。两者对应不同的流动结构，但存在某种内在关联。后续应当建立更完整的流动模型，能够基于压气机的几何设计特性和运行工况，判断旋转不稳定性与旋转失速各自的出现范围，通过评估旋转不稳定性外在特性的变化情况，预测压气机当前的流动不稳定程度，从而避免进入失速甚至喘振状态。

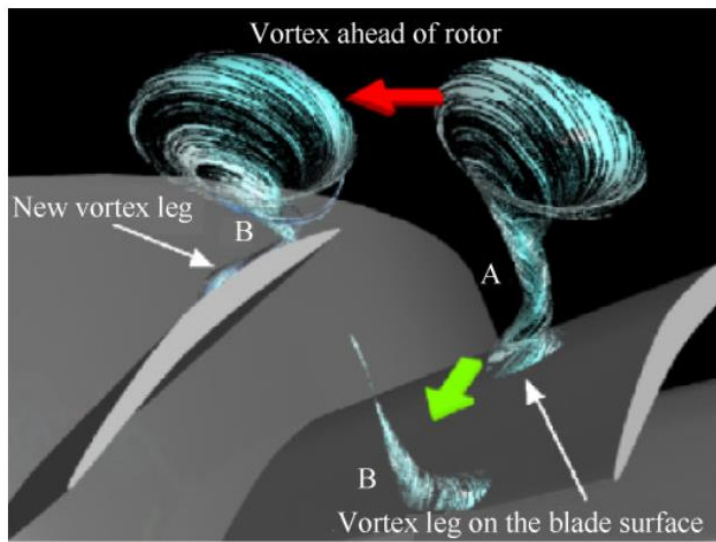
旋转不稳定现象的产生机制主要有3种：叶尖泄漏流、叶尖不稳定涡脱落和流动剪切层不稳定性（吴亚东 楚武利），如图所示。旋转不稳定性与旋转失速虽然是两种产

生机制完全不同的不稳定现象，但很多研究表明，两者之间有着潜在的关联。

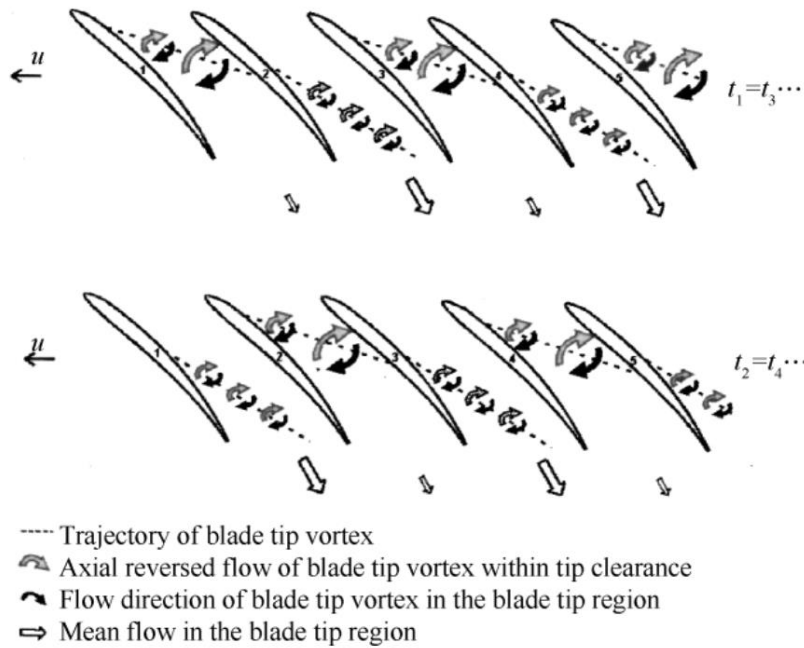
（吴亚东）



**Fig. 6** Structure of rotating instability vortex<sup>[24]</sup>



**Fig. 7** Illustration of tornado-like vortex<sup>[30]</sup>



**Fig. 5 Fluctuating and propagation mechanism of blade tip vortex<sup>[6]</sup>**

(吴亚东)

如果将轴流压气机视为一类微观-介观-宏观多尺度动力系统,将介观膜流形稳定性分析和气动稳定性分析相结合,可认为多级轴流压气机的气动失稳现象的本质原因,是由于轴流压气机内部存在介观尺度的介观膜流形对称性破缺导致的。因此,轴流压气机气动稳定性与微观-介观-宏观多尺度动力系统的介观膜流形稳定性之间,存在一定的必然联系。本文认为旋转不稳定性与介观膜流形稳定性之间,存在必然的联系,主要分析如下:

#### (1) 混沌分形现象

根据本文第 4.3 节所述,介观膜流形表面的对称性破缺,会引起微观-介观-宏观多

尺度动力系统发生局部的混沌分形现象，即可视为轴流压气机内部发生了局部的混沌分形现象。因此，轴流压气机内部发生的复杂的旋转不稳定现象和气动失稳现象，均可视为介观膜流形表面的对称性破缺所导致的多样性的混沌分形现象。

### （2）导致旋转不稳定性的介观尺度因素

影响旋转不稳定的因素有叶顶间隙、叶片负荷以及边界层流动，绝大多数旋转不稳定性均集中在叶顶区域，因为该区域的不稳定流动状况与气动失稳、气动噪声、叶片振动等重要问题有着最密切的关联，而且能够进行近壁面流场探究的实验测量手段也丰富多样（24 31 47 19 17 吴亚东）。通过实验测量可以看出，大量的旋转不稳定性均发生在叶顶区域，而叶顶区域也是介观膜流形容易发生对称性破缺的位置。由此可以认为，在轴流压气机系统内部，介观膜流形对称性破缺效应等介观尺度的影响因素，与旋转不稳定性的失稳因素，存在某种必然的联系。

### （3）旋转不稳定性与压气机的几何结构的关系

大量实验数据和研究表明，对不同的风扇或者压气机，其影响因素可能不同。如本文 4.2 所示，根据微观-介观-宏观多尺度动力系统的定义，系统的几何构型  $\Lambda$  直接影响系统的介观膜流形  $\mathcal{M}(\Lambda, x, t)$ ，因此基于介观膜流形稳定性定理的理论框架，可以很好的解释因风扇或压气机型号和几何构型不同而导致的旋转不稳定性的差异性和多样性。

针对旋转不稳定的产生机理和影响，目前关于旋转不稳定产生的机理以及影响因素，还未有统一的结论，需要进一步探索研究。本文通过建立轴流压气机与微观-介观-宏观多尺度动力系统的关联，分析了轴流压气机旋转不稳定性与介观膜流形稳定性之间的联系，初步探索了基于介观膜流形稳定性的轴流压气机旋转不稳定性的研究方向，为未来关于轴流压气机旋转不稳定性、旋转失速和喘振的机理研究，提供一定的参考。

## 5.2 基于介观膜流形稳定性理论的场控制构想

### 5.2.1 基于介观膜流形稳定性的场控制理论设想

根据本文 4.1 节关于微观-介观-宏观多尺度动力系统的定义，由于该类系统的动力学特性与系统内部几何构型和宏观力学场分布密切相关，因此，对微观-介观-宏观多尺度动力学系统的控制，也与传统的动力学系统的控制理论框架有一定的不同。本文通

过分析微观-介观-宏观多尺度动力系统的特征, 基于介观膜流形稳定性定理, 提出了基于介观膜流形稳定性的场控制理论设想。

考虑一类微观-介观-宏观多尺度动力系统, 如公式所示,

$$\begin{aligned}\dot{x} &= \mathcal{F}_i(\chi_i(x, \Lambda, \psi, \kappa, t, \tau), f(x, t)) \\ \chi(x, \Lambda, \sigma, \kappa, t, \tilde{t}) &= \chi(\mathcal{M}(\Lambda, x, t), \Gamma(x, \sigma, t), \mathcal{H}(\kappa, \tilde{t}))\end{aligned}\quad (5-1)$$

设计一个形式为向量场控制器  $C$ , 如公式所示

$$C = C(x, t, \Lambda') \quad (5-2)$$

其中,  $C$  的坐标表达式为:

$$C = C_x(x, t, \Lambda')i + C_y(x, t, \Lambda')j + C_z(x, t, \Lambda') \quad (5-3)$$

则引入控制律场函数  $C$  后的系统如公式所示:

$$\begin{aligned}\dot{x} &= \mathcal{F}_i(\chi_i(C, x, \Lambda, \psi, \kappa, t, \tau), f(x, C, t)) \\ \chi(C, x, \Lambda, \psi, \kappa, t, \tau) &= \chi(\mathcal{M}(C, \Lambda, x, t), \Gamma(C, x, \sigma, t), \mathcal{H}(C, \kappa, \tilde{t}))\end{aligned}\quad (5-4)$$

其中,  $\Lambda'$  为控制场函数所能影响到的系统部分几何空间,  $C$  为控制场函数

针对微观-介观-宏观多尺度动力系统及其介观膜流形稳定性定理, 可知, 加入向量场控制器后, 根据本文 4.4 节中的介观膜流形稳定性判据, 便可判断微观-介观-宏观多尺度动力学系统的稳定性, 并基于介观膜流形稳定性定理, 进一步设计主动稳定向量场控制器。本文提出的基于介观膜流形稳定性理论的微观-介观-宏观多尺度动力系统的控制框架, 属于一种针对该类系统的稳定控制的初步设想, 仍存在很多需要深入探讨和研究的问题, 亟待后来的学者去探索和研究。

根据本文 5.1.2 节中关于基于微观-介观-宏观多尺度动力系统的轴流压气机模型, 可以认为在轴流压气机中, 控制律场函数  $C(x, t, \Lambda')$  可以通过控制二阶应力张量  $\Pi_i$  来实现对模型整体的控制。

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) &= 0 \\
\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) &= \nabla \cdot \Pi_i + \rho f \\
\frac{\partial[\rho(e + u \cdot u/2)]}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho(e + u \cdot u/2)u] &= \nabla \cdot (\Pi_i \cdot u) + \rho f \cdot u + \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \rho \hat{q} \\
\Pi_i &= \mu_i [\nabla u + (\nabla u)^T] - \left( p + \frac{2}{3} \mu_i \nabla \cdot u \right) \\
\mu_i &= \mu_i \left( \chi(\mathcal{M}_i(C, \Lambda, \rho, u, v, w, p, t), \Gamma(C, \rho, u, v, w, p, t), \mathcal{H}(C, \kappa, t)) \right)
\end{aligned}$$

### 5.2.2 基于介观膜流形稳定性的场控制在喘振主动控制中的工程验证

航空发动机压缩系统的气动稳定性一直是中外先进航空发动机研究的重点 [1, 2]。由于压气机气动失稳会带来严重后果, 设计者在设计阶段即预留足够的稳定裕度, 并尝试采用多种扩稳方法扩大压气机稳定工作范围 [3]。为了实现喘振主动控制, 需要解决提前预测压气机失稳边界和喘振的同时, 还需要基于压气机流动稳定性机理研究, 提出合理的失稳控制设计方法和控制策略, 因此当压气机裕度不足以支持航空发动机稳定工作时, 发展可靠的扩稳控制手段, 从而增加稳定裕度, 是实现喘振主动控制的关键环节。本文对目前在工程试验中可验证的有效的主动稳定控制手段进行了概述, 并基于介观膜流形稳定性理论, 对现有的喘振主动控制手段, 进行了新的解析。

目前, 关于喘振主动控制的执行机构和控制方案, 主要

1) Society of Automotive Engineers. Gasturbine engine inlet flow distortion guidelines: ARP-420B[S]. Ohio: SAE Aerospace Recommended Practice, 2011.

2) Society of Automotive Engineers. A current assessment of the inlet /engine temperature distortion problem: ARD-50015 [S]. Chicago: SAE Aerospace Resource Document, 1991.

3) 许登科, 董旭, 徐瑞泽, 等. 压气机流动稳定性自适应控制方法研究进展 [J]. 力学学报, 2022, 54(3):559-576. Xu Dengke, Dong Xu, Xu Ruize, et al. Research progress of adaptive control methods for compressor flow stability [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2022, 54(3):559-576.

由于轴流压气机具有微观-介观-宏观多尺度动力系统的相关特征,因此本文将轴流压气机看做一类微观-介观-宏观多尺度动力系统。基于介观膜流形稳定性的控制理论框架及其向量场控制器设计思路,均可用于喘振主动控制的主动稳定控制器设计中。本文首先对流体力学领域针对喘振主动控制手段进行了总结,并基于微观-介观-宏观多尺度动力系统的介观膜流形稳定性定理和向量场控制器设计的视角,对现有的喘振主动控制手段进行了解析。

在流体力学领域,对流体流动的实际控制一般不是指用人工阀或自动阀去控制流速,而是企图改变流场的性质。具体地说对流体流动的控制就是要使壁湍流和无剪切流动发生有益的变化,例如使转捩(层流到流的转变)延迟或提前:抑制或增强湍流、防止或促进边界层分离等。产生有用的结果是:使阻力减少、升力增加、混合增强和抑制流动引起的噪声等。迄今人们提出了许多湍流控制方法,可区分为主动控制和被动控制两大类,主要控制方法有[58,59]:《时空混沌与二流湍流控制的研究》

(1) 叶尖喷气、壁面的抽吸或注入。因为抽吸或注入能产生更均匀的流场,所以这种控制方法能推迟边界层的转换,减少近壁摩擦阻力。

(2) 添加聚合物、表面活性剂、纤维、微型水泡。这种控制方法可使壁剪切降低80%[59]。聚合物添加剂虽然对外层的大尺度涡没有明显的抑制作用,但对近壁流向涡结构却有较大的影响。小尺度的涡结构在聚合物的影响下扩散,并且不同程度地衰减。添加聚合物后壁面条纹平均展向间距增加,猝发次数减少。在流场中加入气泡或水泡后,形成了两相流,使得流场中的平均密度降低,因而减少了阻力。

(3) 用磁场力控制流场。磁场力可以单独直接应用在湍流场中,并且只要简单改变磁场强度,就可以在层流场或完全湍流场中产生阻力。参考文献

(4) 用电磁力控制流场。用电磁力控制流场对流体有特殊的限制,如需要纯水和干空气。控制流场时,一排点电极放电使流体产生体积力,该体积力能有效地将部分平行于壁面的速度转换成垂直于壁面的法向速度。参考文献

(5) 用化学反应改变流场温度或流体密度。参考文献



(6) 改交流量几何参数的控制。如在壁面开小尺度的纵向槽或肋条, 使壁面振荡等。参考文献

(7) 使用多孔壁。该方法可以使表面阻力增加, 从而可用来延缓流场分离, 特别是在飞行器表面使用该方法可以减少超音速机翼上的可压缩性造成的附加阻力。

(8) 在壁面中嵌入物体, 如垂直滤网或蜂窝器、横向圆柱体、平行于流动的平板或机翼形物体等。不同的嵌入物体会对原先的流产生不同的影响。具有粘性层尺度的垂直滤网或蜂窝器能将横跨整个边界层并且具有非常长松弛距离的大尺度涡打碎, 蜂窝器还会给流场引进准定常的纵向涡结构, 该结构会使平均卷吸率增加。沿流向或横向嵌入的平板和机翼形物体能抑制大尺度涡的运动, 其机理是通过在嵌入壁面上满足无渗透条件使法向脉动速度受到抑制。

以上控制方法中方法(1-5)是主动控制, 因为在控制过程中需要外界对流动直接施加影响, 方法(6)既可以有主动控制也有被动控制, 方法(7-8)是被动控制, 因为在流动及其控制过程中不再需要外界对流动施加影响。

如果将轴流压气机视为一类微观-介观-宏观多尺度动力系统, 并引入基于介观膜流形稳定性定理的向量场控制器思想, 可发现上述喘振主动控制手段均可用微观-介观-宏观多尺度动力系统和介观膜流形稳定性定理的理论框架进行解析。因此, 现有的喘振主动控制方法的实验现象和机理分析, 均能在一定程度上证明了基于介观膜稳定性定理的场控制思想的合理性, 其具体分析如下:

(1) 现有的喘振主动控制方法均具有“场控制”效应。轴流压气机作为一类典型的微观-介观-宏观多尺度动力系统, 其动力学特性和相关的控制方案, 均具有“场控制”的效应。上述的喘振主动控制方法和被动扩稳控制方法, 均是通过改变轴流压气机局部的流场状态或流场边界条件, 实现了喘振主动控制中最关键的扩稳效应。因此, 基于介观膜流形稳定性的场控制思想,

(2) 轴流压气机内部可能存在微观和介观尺度效应, 可视为一类典型的微观-介观-宏观多尺度动力系统。轴流压气机作为典型的微观-介观-宏观多尺度动力系统, 其喘振主动控制方法, 均在一定程度上改变了介观和微观尺度上的状态变量的向量场。例如, 叶尖射流和自循环射流能够有效抑制叶尖间隙出的叶顶泄露涡的扩散。特别是

在叶尖区域形成了局部的“平滑且均匀”的流动，在微观和介观尺度下，流场满足了如公式所示的介观膜流形稳定性判据，从而实现喘振主动控制过程中最重要的扩稳效应。同时，基于等离子体的喘振主动控制方案中，也存在类似的微观和介观尺度效应，等离子体控制手段考虑了电场效应的体积力模型（参考文献），以考虑等离子体对气流的作用，尝试模拟了高频高压正弦波驱动的等离子体气动激励抑制失速先兆信号形成和发展的效果，使叶尖泄漏涡与主流区的交界面向下游移动，从而延缓了尖脉冲扰动的形成，如图所示。其中等离子体的电场效应而形成的体积力，均具有微观和介观尺度下的力学效应，这也直接证明了本文提出的微观-介观-宏观多尺度动力系统和介观膜稳定性理论存在一定的合理性。

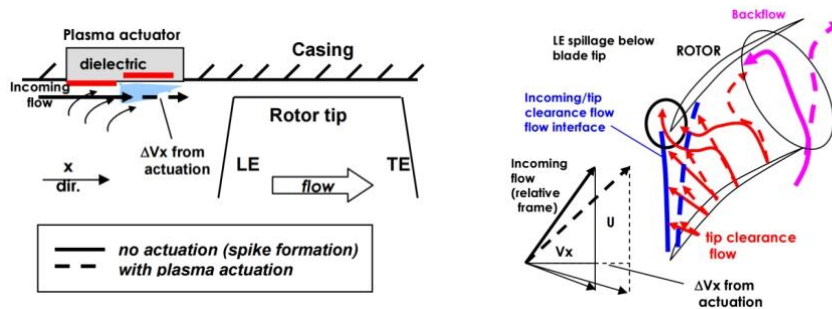


图1 等离子体气动激励扩稳的机理解释

（3）介观膜流形存在的合理性。通过本文第5.1.3小节所述内容，旋转不稳定性和旋转失速的发生起始点几乎均存在于叶尖间隙处，即便可能在实验中发现旋转不稳定现象发生叶尖间隙之外的位置，也必然是轴流压气机内部几何构型较为复杂的地方，如叶根处，或其他叶片几何构型曲率出现非平滑变化的位置。现有已被实验和机理分析证明的有效的喘振主动控制方案，也表明对叶尖间隙处采取叶尖射流或等离子体等控制手段，能够在一定程度上有效抑制旋转失速和喘振的发生。

通过上述三点关于现有喘振主动控制方法的解析和论证，可以初步证明：轴流压气机可视为一类典型的微观-介观-宏观多尺度动力系统；介观膜流形的概念假设存在一定的合理性；基于现有的喘振主动控制方案，介观膜流形稳定性理论的场控制也得到

了初步的工程验证。

### 5.3 介观膜流形稳定性理论的研究展望

本文通过对微观-介观-宏观多尺度动力系统和介观膜流形稳定性理论的系统论证，提出了基于介观膜流形和场控制的喘振主动控制器设计的初步思路。鉴于本文第四章和第五章的 5.1 和 5.2 节的相关论述，本文基于现有的工程技术和理论研究的发展现状和未来趋势，提出了关于介观膜流形稳定性理论设想在喘振主动控制中的研究展望。具体如下：

#### （1）基于 Micro-PIV 的介观膜流形合理性验证实验构想

PIV (Particle Image Velocimetry) 粒子图像测速技术是全场瞬态的非接触式激光测速技术。PIV 技术能够细致的呈现流场处于某一瞬态位置时内部流动的完整信息，PIV 技术对压气机内部流场几乎没有干扰，具有测量精度高、空间分辨率高、动态响应快等优点，对轴流压气机非定常流动机理研究和喘振失速的预测技术研究均具有重要的价值，其原理如图 1.3 所示。显微粒子图像测速技术 (Micro-scale particle image velocimetry, Micro-PIV) 是在 PIV 技术基础上发展起来的一种针对微观流动测量与显示的技术，其配备的显微镜有效测量的尺度范围至少为  $0.1 \sim 100 \mu\text{m}$ ，且可以达到非常高的分辨率，这为基于 Micro-PIV 技术对开展介观膜流形的存在合理性提供了可能性。

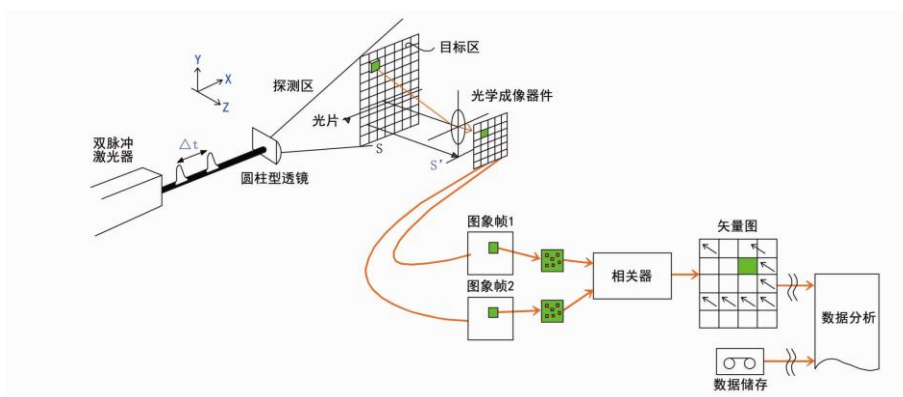


图 1.3 PIV 系统原理图

#### （2）基于介观膜流形稳定性理论设想的流体力学研究

由于本文提出的微观-介观-宏观多尺度动力系统的概念及其介观膜流形稳定性理论设想尚未成熟,未来还需要开展如下工作:对微观-介观-宏观多尺度动力系统的数学描述和模型构建,从而更好的达到在微观、介观和宏观尺度上的物理机理和数学描述的一致性;介观膜流形稳定性理论设想是否可以对微观流体力学和计算流体力学的发展提供一定的参考;

### (3) 基于介观膜流形稳定性理论的场控制在喘振主动控制中的应用

基于介观膜流形稳定性定理的扩稳思路是,在容易发生局部介观尺度失稳的位置布置,主动形成“光滑”的介观膜流形,消除局部的介观尺度的失稳扰动,从而使系统局部或全局满足介观膜流形稳定性定理,达到压气机系统扩稳的目的。因此,介观膜流形稳定性理论的进一步发展,可能为定位最佳的多级轴流压气机失稳测量位置提供了可能。

## 5.4 本章小结

本章基于本文第四章提出的微观-介观-宏观多尺度动力系统概念及其介观膜流形稳定性理论设想,首先阐述了基于微观-介观-宏观多尺度动力系统和介观膜流形稳定性视角的轴流压气机气动稳定性,将叶轮机流动稳定性通用理论与基于微观-介观-宏观多尺度动力系统概念相结合,提出了基于介观膜流形的轴流压气机稳定性模型。结合介观膜流形稳定性理论设想,给出了初步的稳定性判据。其次,在此基础上,本文提出了基于介观膜流形稳定性的场控制构想,并通过现有的喘振主动控制手段进行新的解析,从而在一定程度上对微观-介观-宏观多尺度动力系统和介观膜流形稳定性理论设想的合理性进行了验证。最后,对基于微观-介观-宏观多尺度动力系统、介观膜流形稳定性理论设想及其在喘振主动控制中的应用,进行了合理展望。

## 6 结论与展望

该部分主要包括三个部分：“结论”、“创新点”和“展望”。

### 6.1 结论

本文研究了

### 6.2 创新点

创新点应该以分条列举的形式进行提出，建议最多 3 条。

- (1) 以预报.....模型，建立了....。
- (2) 应用.....方法，对颗粒受力情况进行了分析。
- (3) .....

### 6.3 展望

本文针对航空涡扇发动机喘振主动控制的工程技术和理论构想。基于本文的结果，后续将在以下几个方面开展研究：

- （1）深度学习和人工智能技术在压气机失稳预测中的深入应用。终身学习、大模型、多源异构数据融合等；
- （2）喘振主动控制的机理研究和试验验证；
- （3）介观膜流形理论构想的进一步证明和在喘振主动控制中的应用验证。

## 参考文献

### (开题参考文献)

- [1] 姚华. 航空发动机全权限数字电子控制系统[M]. 北京: 航空工业出版社, 2014:45-47.
- [2] 刘大响, 叶培良, 胡骏. 航空燃气涡轮发动机稳定性设计与评定技术[M]. 北京: 航空工业出版社, 2004:23-30..
- [3] 廉筱纯, 吴虎. 航空发动机原理[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2005:56-70.
- [4] 旷桂兰, 姚峥嵘, 王道波. 某涡轴发动机整机喘喘试验研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(03):588-595.
- [5] 樊思齐. 航空发动机控制(下册)[M]. 西安:西北工业大学出版社, 2008:6-15.
- [6] Jaw L, Mattingly J D. Aircraft engine controls: design, system analysis, and health monitoring[M]. Reston, VA: AIAA Education Series, 2009:5-9.
- [7] Day I J. Stall, surge, and 75 years of research. ASEM Journal of Turbomachinery, 2016, 138(1):1-16.
- [8] Lu B, Wu F, Kim S.W. Switching LPV control of an F-16 aircraft via controller state reset[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2006, 14(2):267-277.
- [9] Salim A M, Jie Z. Compressor surge control using a variable area throttle and fuzzy logic control[J]. Transactions of the Institute of Measurement and Control, 2010, 32(4):347-75.
- [10] Epstein A H, Ffowce J E, Greitzer E M. Active Suppression of Aerodynamic Instabilities in Turbomachinery[J]. ASME Journal of Propulsion, 1989, 5(1):204-211.
- [11] Gu G X, Sparks A, Banda S S. An overview of rotating stall and surge control for axial flow compressors[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 1999, 7(6):639-647.
- [12] Emmons H W, Pearson C E, Grant H P. Compressor surge and stall propagation[J]. ASME Journal of Propulsion, 1955, 77:455-469.
- [13] Day I J. Stall inception in axial flow compressor[J]. ASEM Journal of Turbomachinery, 1993, 113(1):1-9.
- [14] McDougall N M, Cumpsty N A, Hynes T P. Stall inception in axial compressors[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1990, 112(1):116-125.
- [15] 张靖焯. 一种捕捉预示压气机失稳预警信号的新方法的研究[J]. 航空动力学报, 2004(02):270-277.

- [16] 李扬, 李应红, 吴云. 基于方差分析的某轴流式压气机失速征兆起始检测[J]. 航空计算技术, 2005(01):104-105.
- [17] 李小彪, 余海生, 孙健国. 一种涡扇发动机喘振信号判定方法[J]. 推进技术, 2009, 30(06):727-729.
- [18] Inoue M, Kuromaru M, Iwamoto T. Detection of a rotating stall precursor in isolated axial flow compressor rotors[J]. *Klinische Pdiatrie*, 1991, 113(2):281-287.
- [19] Park H G. Unsteady disturbance structures in axial flow compressor stall inception[D]. Massachusetts Institute of Technology, 1994.
- [20] Bright M M, Qammar H K, Wang L. Investigation of pre-stall mode and pip inception in high speed compressors through the use of correlation integral[J]. *American Society of Mechanical Engineers*, 1998, 121(4):V001T01A092.
- [21] Cameron J D, Morris S C. Spatial correlation based stall inception analysis[C]. *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*, 2007.
- [22] Tahara N, Kurosaki M, Ohta Y. Early stall warning technique for axial-flow compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2007, 129(3):375-384.
- [23] 李继超, 童志庭, 聂超群. 基于互相关分析的前失速先兆检测分析[J]. 航空学报, 2013, 34(01):28-36.
- [24] 刘卓. 航空发动机失速喘振辅助判别方法研究[J]. 计量与测试技术, 2019, 46(03):70-72.
- [25] Longley J P. Inlet distortion and compressor stability[D]. University of Cambridge, 1988.
- [26] Tryfonidis M, Etchevers O, Paduano J D, et al. Prestall behavior of several high-speed compressors[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1994, 117(1):V001T01A135.
- [27] Hoenen H, Arnold T. Development of a surge prediction system for multi stage axial compressors[C]. *IGTC2003Tokyo TS-040*, 2003.
- [28] 张朴, 魏泮亨, 李应红. 某型发动机旋转失速压力信号的频谱分析[J]. 空军工程大学学报(自然科学版), 2003(04):5-7.
- [29] Dremin I M, Furlotov V I, Ivanov O V, et al. Precursors of stall and surge processes in gas turbines revealed by wavelet analysis[J]. *Control Engineering Practice*, 2002, 10(6):599-604.
- [30] 姜涛, 贾智伟, 李应红. 基于小波分析的压气机失速故障检测[J]. 推进技术, 2003(01):55-57.
- [31] 吕建伟, 李军. 基于时频一小波分析的压气机失速过程研究[J]. 航空动力学报, 2004(04):490-494.
- [32] 张浩, 蒲秋洪. 基于小波分析的压气机气动失稳检测[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2005(01):38-40.

- [33] Salunkhe P B, Pradeep A. Theoretical analysis of rotating stall under static inflow distortion including effect of tip injection[J]. International Journal of Turbo and Jet Engines, 2010, 27(1):39-50.
- [34] 马冀, 陆凤霞. 基于 Daubechies 小波的压气机失速分析及预测[J]. 机械工程与自动化, 2011(04):123-125.
- [35] 向宏辉, 侯敏杰, 杨荣菲. 基于希尔伯特-黄与小波变换的压气机失速信号分析方法[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2015, 28(05):1-5.
- [36] Wang C, Chen T. Rapid detection of small oscillation faults via deterministic learning[J]. IEEE Transactions on Neural Networks, 2011, 22(8):1284-1296.
- [37] Wang C, Wen B H, Si W J. Modeling and detection of rotating stall in axial flow compressors: Part I—investigation on high-order M-G models via deterministic learning[J]. Acta Automatica Sinica, 2014, 40(7):1265-1277.
- [38] Wang C, Si W J, Wen B H. Modeling and detection of rotating stall in axial flow compressors: Part II—experimental study for low-speed compressor in Beihang university[J]. Control Theory and Applications, 2014, 31(10):1414-1422.
- [39] Huang S B, Su S M. Key Technology analysis for active compressor stabilization control of aero-engine[C]. 2011 International Conference on Mechatronic Science, Electric Engineering and Computer, 2007.
- [40] Paduano J D, Epstein A H, Valavani L. Active control of rotating stall in a low-speed axial Compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115:48-56.
- [41] Haynes J M, Hendricks G J, Epstein A H. Active stabilization of rotating stall in a three-stage axial compressor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1994, 116(2):226-239.
- [42] Weigl H, Paduano J, Frechette A. Active stabilization of rotating stall in a transonic single stage axial compressor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1998, 120:625-636.
- [43] Van Schalkwyk C M. Active control of rotating stall with inlet distortion[R]. GTL Report No.222, 1996.
- [44] Spakovszky Z S, Weigl H J, Paduano J D. Rotating stall control in a high-speed stage with inlet distortion: Part I-radial distortion[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1999, 121:510-516.
- [45] Spakovszky Z S, Schalkwyk C M, Weigl H J. Rotating stall control in a high-speed stage with inlet distortion: Part II-circuferential distortion. [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1999, 121:517-524.



- [46] Abed E H, Houpt P K. Bifurcation Analysis of surge and rotating stall in axial flow compressors[R]. NSFD-8803012, 1990.
- [47] McCaughan F E. Application of bifurcation theory to axial flow compressor instability[J]. Journal of Turbomachinery, 1989.
- [48] Behnken R L, Andrea R D, Murray R M. Control of rotating stall in a low-speed axial flow compressor using pulse air injection: modeling, simulations and experimental validation[C]. the 34th IAEE Conference, 1995.
- [49] Liaw D C, Abed E H. Active control of compressor stall inception: a bifurcation theoretic approach[C]. The National Science Foundation Engineering Research Center Program, 1994.
- [50] Eveker K M, Gysling D L, Nett C N. Integrated control of rotating stall and surge in aero-engines[C]. SPIE, 1995.
- [51] Simon J S, Valavani L. A Lyapunov based nonlinear control scheme for stabilizing a basic compression system using a close-coupled control valve[C]. Proceedings of the American Control Conference, 1991.
- [52] Krstic M, Protz J M, Paduano J D. Backstepping designs for jet engine stall and surge control[C]. Proceedings of the 35th Conference on Decision and Control, 1995.
- [53] Sanadgol D, Maslen E H. Sliding mode controller for active control of surge in centrifugal compressors with magnetic thrust bearing actuation[C]. The 9th International Symposium on Magnetic Bearings, 2004.
- [54] Laderman M, Greatrix D, Liu G J. Fuzzy logic control of surge in a jet engine model[C]. The 13th Propulsion Symposium, 50th CASI Annual Conference, Montreal, 2003.
- [55] Salunkhe P B, Reddy K, Pradeep A M. Tip injection as a means for rotating stall control in an axial flow Fan[J]. Journal of Power and Energy, 2009, 37(2):55-70.
- [56] 孙占恒. 航空发动机主动稳定控制方法研究[D]. 西安:西北工业大学, 2016.
- [57] 顾书文. 涡扇发动机失速模型的建立与稳定性主动控制研究[D]. 南京:南京航空航天大学, 2017.
- [58] 林鹏. 基于确定学习理论的畸变条件下轴流压气机失速预警研究[D]. 广州:华南理工大学, 2017.
- [59] 刘俊杰, 苏三买, 孙占恒, 刘超. 基于李亚普诺夫稳定性理论的压气机失速主动控制方法[J]. 推进技术, 2017, 38(11):2488-2495.
- [60] Li J, Liu Y, Du J, Zhang H. Automatic stability control using tip air injection in a multi-stage axial flow compressor[J]. Aerospace Science and Technology, 2020, 98:1-12.

- [61] Li J. Self-adaptive stability-enhancing technology with tip air injection in an axial flow compressor[J]. Journal of Turbomach, 2017, 139:1-9.
- [62] Li W, Han M, Wang J. Recurrent restricted boltzmann machine for chaotic time-series prediction[C]. 12th International Conference Advanced Computer Intelligence ICACI, 2020.
- [63] Han M, Li W, Feng S, Qiu T, Chen CLP. Maximum information exploitation using broad learning system for large-scale chaotic time-series prediction[J]. IEEE Transaction on Neural Networks and Learning System, 2020, 32(6):1-10.
- [64] Wang M, Chen Z, Lin P. Detection of rotating stall of axial compressors based on mixed pattern library[C]. Proc 30th Chinese Control Decision Conference CCDC, 2018.
- [65] Liu X, Teng J, Yang J, Sun X, Sun D, He C. Calculation of stall margin enhancement with micro-tip injection in an axial compressor[J]. Journal of Fluids Engineering Transactions of the ASME, 2019, 141:1-10.
- [1] 姚华. 航空发动机全权限数字电子控制系统[M]. 北京: 航空工业出版社, 2014:45-47.
- [2] 刘大响, 叶培良, 胡骏. 航空燃气涡轮发动机稳定性设计与评定技术[M]. 北京: 航空工业出版社, 2004:23-30..
- [3] 廉筱纯, 吴虎. 航空发动机原理[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2005:56-70.
- [4] 旷桂兰, 姚峥嵘, 王道波. 某涡轴发动机整机喘喘试验研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(03):588-595.
- [5] 樊思齐. 航空发动机控制(下册)[M]. 西安:西北工业大学出版社, 2008:6-15.
- [6] Jaw L, Mattingly J D. Aircraft engine controls: design, system analysis, and health monitoring[M]. Reston, VA: AIAA Education Series, 2009:5-9.
- [7] Day I J. Stall, surge, and 75 years of research. ASEM Journal of Turbomachinery, 2016, 138(1):1-16.
- [8] Lu B, Wu F, Kim S.W. Switching LPV control of an F-16 aircraft via controller state reset[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2006, 14(2):267-277.
- [9] Salim A M, Jie Z. Compressor surge control using a variable area throttle and fuzzy logic control[J]. Transactions of the Institute of Measurement and Control, 2010, 32(4):347-75.

- [10] Epstein A H, Ffowce J E, Greitzer E M. Active Suppression of Aerodynamic Instabilities in Turbomachinery[J]. ASME Journal of Propulsion, 1989, 5(1):204-211.
- [11] Gu G X, Sparks A, Banda S S. An overview of rotating stall and surge control for axial flow compressors[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 1999, 7(6):639-647.
- [12] Emmons H W, Pearson C E, Grant H P. Compressor surge and stall propagation[J]. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 1955, 77(4): 455-467.
- [13] Moore F K, Greitzer E M. A theory of post-stall transients in axial compression systems: Part I—Development of equations[J]. 1986.
- [14] McDougall N M, Cumpsty N A, Hynes T P. Stall inception in axial compressors[J]. 1990.
- [15] Garnier V H, Epstein A H, Greitzer E M. Rotating waves as a stall inception indication in axial compressors[J]. 1991.
- [16] Tryfonidis M, Etchevers O, Paduano J D, et al. Prestall behavior of several high-speed compressors[J]. 1995.
- [17] Day I J, Freeman C. The unstable behavior of low and high speed compressors[C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers, 1993, 78880: V001T03A013.
- [18] Camp T R, Day I J. 1997 Best Paper Award—Turbomachinery Committee: a study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor[J]. 1998.
- [19] McDougall N M, Cumpsty N A, Hynes T P. Stall inception in axial compressors[J]. 1990.
- [20] Garnier V H, Epstein A H, Greitzer E M. Rotating waves as a stall inception indication in axial compressors[J]. 1991.
- [21] Boyer K, King P, COPENHAVER W. Stall inception in single stage, high-speed compressors with straight and swept leading edges[C]//29th Joint Propulsion Conference and Exhibit. 1993: 1870.
- [22] Høyning D A. Stall inception in a multistage high-speed axial compressor[J]. Journal of Propulsion and Power, 1995, 11(5): 915-922.
- [23] Day I J, Breuer T, Escuret J, et al. Stall inception and the prospects for active control in four high-speed compressors[J]. 1999.
- [24] Mailach R, Lehmann I, Vogeler K. Rotating instabilities in an axial compressor originating from the fluctuating blade tip vortex[J]. J. Turbomach., 2001, 123(3): 453-460.
- [25] Høyning D A, Tan C S, Vo H D, et al. Role of blade passage flow structures in axial compressor rotating stall inception[C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. American

Society of Mechanical Engineers, 1998, 78620: V001T01A138.

[26] Vo H D, Tan C S, Greitzer E M. Criteria for spike initiated rotating stall[C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2005, 47306: 155-165.

[27] Yamada K, Kikuta H, Iwakiri K, et al. An explanation for flow features of spike-type stall inception in an axial compressor rotor[J]. Journal of turbomachinery, 2013, 135(2): 021023.

[28] Pullan G, Young A M, Day I J, et al. Origins and structure of spike-type rotating stall[J]. Journal of Turbomachinery, 2015, 137(5): 051007.

[29] Inoue M, Kuroumaru M, Yoshida S, et al. Short and long length-scale disturbances leading to rotating stall in an axial compressor stage with different stator/rotor gaps[J]. J. Turbomach., 2002, 124(3): 376-384.

[30] Hoess B, Leinhos D, Fottner L. Stall inception in the compressor system of a turbofan engine[J]. J. Turbomach., 2000, 122(1): 32-44.

[31] Bright M M, Qammar H K, Weigl H J, et al. Stall precursor identification in high-speed compressor stages using chaotic time series analysis methods[J]. 1997.

[32] Cameron J D, Bennington M A, Ross M H, et al. The influence of tip clearance momentum flux on stall inception in a high-speed axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(5): 051005.

[33] Young A M, Cao T, Day I J, et al. Accounting for eccentricity in compressor performance predictions[J]. Journal of Turbomachinery, 2017, 139(9): 091008.

[34] Inoue M, Kuroumaru M. Structure of tip clearance flow in an isolated axial compressor rotor[J]. 1989.

[35] Lim B J, Park T C, Kwon S. Stall inception and warning in a single-stage transonic axial compressor with axial skewed slot casing treatment[J]. Journal of mechanical science and technology, 2014, 28: 3569-3581.

[36] Longley J P, Shin H W, Plumley R E, et al. Effects of rotating inlet distortion on multistage compressor stability[J]. 1996.

[37] Hoenen H, Arnold T. Development of a surge prediction system for multi stage axial compressors[C]//Proceedings of the international gas turbine congress. 2003.

[38] Dremine I M, Furlatov V I, Ivanov O V, et al. Precursors of stall and surge processes in gas turbines revealed by wavelet analysis[J]. Control Engineering Practice, 2002, 10(6): 599-604.

[39] Sheng H, Chen Q, Zhang T. Aircraft Engine Surge-Precursor Detection and Antisurge

Control Method at Onboard Environment[J]. AIAA Journal, 2022, 60(8): 4855-4867.

[40] Dhingra M, Neumeier Y, Prasad J V R, et al. Stall and surge precursors in axial compressors[C]//39th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. 2003: 4425.

[41] Li Z, Venkateshwaran A, Karimpour S. Turbulent characteristics and air entrainment patterns in breaking surge waves[J]. Fluids, 2021, 6(12): 422.

[42] Gertz J B, Epstein A H. Unsteady design-point flow phenomena in transonic compressors[R]. 1986.

[43] Williams J E F, Huang X Y. Active stabilization of compressor surge[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1989, 204: 245-262.

[44] Paduano J D. Active control of rotating stall in axial compressors[R]. Cambridge, Mass.: Gas Turbine Laboratory, Massachusetts Institute of Technology, [1992], 1992.

[45] Haynes J M. Active control of rotating stall in a three-stage axial compressor[D]. Massachusetts Institute of Technology, 1993.

[46] Day I J. Stall inception in axial flow compressors[C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers, 1991, 78989: V001T01A034.

[47] Tahara N, Kurosaki M, Ohta Y, et al. Early stall warning technique for axial-flow compressors[J]. 2007.

[48] Weigl H J, Paduano J D, Frechette L G, et al. Active stabilization of rotating stall and surge in a transonic single stage axial compressor[M]. American Society of Mechanical Engineers, 1997.

[49] Suder K L, Hathaway M D, Thorp S A, et al. Compressor stability enhancement using discrete tip injection[J]. J. Turbomach., 2001, 123(1): 14-23.

[50] Dobrzynski B, Saathoff H, Kosyna G, et al. Active flow control in a single-stage axial compressor using tip injection and endwall boundary layer removal[C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2008, 43161: 139-148.

[51] Hathaway M D, Chriss R M, Wood J R, et al. Experimental and computational investigation of the NASA low-speed centrifugal compressor flow field[J]. 1993.

[52] Freeman C, Wilson A G, Day I J, et al. Experiments in active control of stall on an aeroengine gas turbine[J]. 1998.

[53] Strazisar A J, Bright M M, Thorp S, et al. Compressor stall control through endwall recirculation[C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2004, 41707: 655-667.

- [54] Weichert S, Day I, Freeman C. Self-regulating casing treatment for axial compressor stability enhancement[C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. 2011, 54679: 225-237.
- [55] Vo H D. Control of rotating stall in axial compressors using plasma actuators[C]//37th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit. 2007: 3845.
- [56] Greitzer E M, Tan C S, Graf M B. Internal flow: concepts and applications[J]. 2007.
- [57] Moore F K, Greitzer E M. A theory of post-stall transients in axial compression systems: Part I—Development of equations[J]. 1986.
- [58] Sari B, Bachelier O, Mehdi D. An S-regularity approach to the robust analysis of descriptor models[C]//2008 47th IEEE Conference on Decision and Control. IEEE, 2008: 4813-4818.
- [59] Taleb Ziabari M, Jahed-Motlagh M R, Salahshoor K, et al. Robust adaptive control of surge instability in constant speed centrifugal compressors using tube-MPC[J]. Cogent Engineering, 2017, 4(1): 1339335.
- [60] Hashem Z A, Yuan R L. Experimental and analytical investigations on short GFRP composite compression members[J]. Composites Part B: Engineering, 2000, 31(6-7): 611-618.
- [61] Imani H, Jahed-Motlagh M R, Salahshoor K, et al. Robust decentralized model predictive control approach for a multi-compressor system surge instability including piping acoustic[J]. Cogent Engineering, 2018, 5(1): 1483811.
- [62] Haddad W M, Corrado J R. Robust resilient dynamic controllers for systems with parametric uncertainty and controller gain variations[J]. International journal of control, 2000, 73(15): 1405-1423.
- [63] Banaszuk A, Hauksson H A, Mezic I. A backstepping controller for a nonlinear partial differential equation model of compression system instabilities[J]. SIAM journal on control and optimization, 1999, 37(5): 1503-1537.
- [64] Schobeiri M T. Active aerodynamic control of multi-stage axial compressor instability and surge by dynamically adjusting the stator blades[C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers, 2001, 78507: V001T03A067.
- [65] Tyan F, Bernstein D S. Dynamic output feedback compensation for systems with input saturation[J]. Control of Uncertain Systems with Bounded Inputs, 2005: 129-164.
- [66] Franco R, Ríos H, de Loza A F, et al. A robust nonlinear model reference adaptive control for disturbed linear systems: An LMI approach[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2021, 67(4): 1937-1943.

- [67] 聂超群, 桂幸民, 于清, 等. 跨音压气机近失速状态的非定常特征[J]. 工程热物理学报, 1999, 20(2): 171-175.
- [68] 邓向阳. 压气机叶顶间隙流的数值模拟研究[J]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2006.
- [69] 张靖焯, 林峰, 张宏武, 等. 旋转进口畸变与轴流压气机旋转失速相关联的模型与实验探索[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(2): 229-231.
- [70] 张环, 胡骏, 刘大响, 等. 旋转总压畸变对压气机稳定性影响的二维不可压缩模型[J]. 航空动力学报, 2009, 24(8): 1773-1784.
- [71] 郭晋, 胡骏, 屠宝锋, 等. 大涵道比风扇/增压级进气畸变数值模拟研究[J]. 推进技术, 2019, 40(11): 2498-2504.
- [72] Zhao F, Dodds J, Vahdati M. Flow physics during surge and recovery of a multi-stage high-speed compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2021, 143(6): 061008.
- [73] 王同辉, 王志强, 王学高. 叶片稠度对压气机最大有效静压升影响的数值模拟[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics/Nanjing Hangkong Hangtian Daxue Xuebao, 2022, 54(4).
- [74] 聂超群, 戴冀, 廖生芳, 等. 离心压缩系统喘振先兆的实验研究[J]. 工程热物理学报, 1997, 18(3): 306-310.
- [75] 吴云, 李应红, 朱俊强, 等. 等离子体气动激励扩大低速轴流式压气机稳定性的实验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(12): 2025-2030.
- [76] 黄伟, 黄向华. 基于二阶滑模的压气机喘振主动控制[J]. 中国机械工程, 2013, 24(21): 2852-2855.
- [77] 时培杰, 乔渭阳, 王良锋, 等. 轴流压气机叶尖射流扩稳试验[J]. 航空动力学报, 2014, 29(2): 384-390.
- [78] 苏三买, 刘俊杰, 孙占恒, 等. 基于非定常喷气的压气机模型及模态控制[J]. 航空动力学报, 2017, 32(10): 2509-2515.
- [79] 李小彪, 余海生, 孙健国, 等. 一种涡扇发动机喘振信号判定方法[J]. 推进技术, 2012, 30(6): 727-729, 739.
- [80] 张海波, 华伟, 吴伟超. 一种基于发动机喘振实时模型的主动稳定性控制方法[J]. 航空动力学报, 2013, 28(5): 1150-1158.
- [81] 李小彪, 余海生, 孙健国, 等. 一种涡扇发动机喘振信号判定方法[J]. 推进技术, 2012, 30(6): 727-729, 739.

- [82] 李杰, 樊丁, 彭凯, 等. 种涡扇发动机加速过程仿真研究方法[J]. 计算机仿真, 2011.
- [83] 陈振, 徐鉴. 轴流压气机旋转失速和喘振的非线性反馈控制[J]. 振动与冲击, 2013, 32(4): 106-110.



附录 A 附录内容名称

1 附录内容

以下内容可放在附录之内：

- (1) 正文内过于冗长的公式推导；
- (2) 方便他人阅读所需的辅助性数学工具或表格；
- (3) 重复性数据和图表；
- (4) 论文使用的主要符号的意义和单位；
- (5) 程序说明和程序全文。

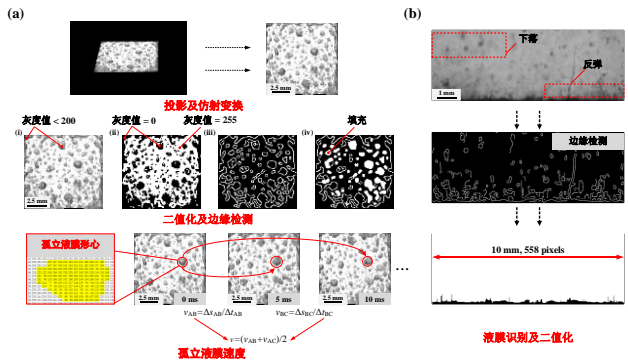
这部分内容可省略。如果省略，删掉此页。

2 附录内容 2

标题“附录 A 附录内容名称”选用“附录”样式：黑体，居中，小三，1.5 倍行距，段后 1 行，段前 0 行。

附录小节按“标题 1”样式重新排序，正文选择“正文”样式：每段落首行缩进 2 字，宋体，小四，多倍行距 1.25，前段、后段均为 0 行。

附录中的图题、表题采用插入题注：“附录-图”和“App. Fig.”形式：



App. Fig. 6.1 Image processing

附录-表 2.1 各参数误差(偏差  $B$  及随机误差  $\pm t_{95}S_{\bar{x}}$ )

App. Tab. 6.1 Errors  $E$  (combination of bias error  $B$  and random error  $\pm t_{95}S_{\bar{x}}$ ) of parameters

参数	$E^+$	$E^-$
$\delta h/h$	+9.78%	-9.78%
$\delta A_{\text{wet}}/A_{\text{wet}}$	+4.00%	0
$\delta d/d$	+2.00%	0
$\delta v/v$	+6.58%	-6.58%
$Bo$	+19.62%	-19.62%
$Ra$	+29.58%	-29.58%
$Ma_g$	+10.52%	-10.52%
$Ma_R$	+6.76%	-6.48%
$Wb$	+14.72%	-14.59%
$We$	+13.40%	-13.25%
$Re$	+7.04%	-6.75%



注：请保证该页为奇数页。

阅后删除此文本框。

学位论文题目：XXXXX

## 攻读博士学位期间科研项目及科研成果

首先列出博士生攻读博士学位期间发表（含已录用）与学位论文有关的学术论文，并注明属于学位论文内容的部分(章节)，作者（列出全部作者）、论文题目、刊物名称、时间、卷期号、页码以及检索信息、与学位论文相关章节。其他时间与学位论文内容(章节)无关的论文不得列出。

其次列出在攻读博士学位期间参与的科研项目(如国家自然科学基金或国家“863”计划等)，以及在这期间取得的科研成果(申请的发明专利、科研奖励等)。

书写格式说明：

标题“攻读博士学位期间科研项目及科研成果”选用“发表学术论文情况”样式：黑体，居中，小三，1.5倍行距，段后1行，段前0行。

“攻读博士学位期间科研项目及科研成果”正文选用“正文”样式：每段落首行缩进2字，宋体，小四，多倍行距1.25，段前一段后均为0行。

例：

### 已发表论文

[1] Zhao X, Yin Z, Zhang B\*, Yang Z. Experimental investigation of surface temperature non-uniformity in spray cooling [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 146: 118819. (SCI: 000500371700033, EI: 20194207543161, IF: 4.346, 本学位论文第三章)

[2] 作者1, 作者2, 作者3, 作者4\*. 基于导热逆问题的间歇性喷雾研究, *中国工程热物理学会多相流学术会议*, 2018, 北京. (本学位论文第四章)

### 待发表论文

[1] Zhang Q, Chen S\*, Yu H, Quan X\*. Solar-driven simultaneously extracting clean water and pure  $\text{NH}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$  solution by carbonized wood. In Preparation/Under Review (本学位论文第二章)

注：学位论文发明人，加黑。

注：学位论文作者、期刊名称加黑。SCI或EI检索号，当年影响因子。为统一，中英文文献均采用英文半角标点。阅后删除此文本框

### 发明专利

[1] 发明人 1, 发明人 2, 发明人 3. 多功能一次性压舌板: 中国. 发明类别: 发明专利. 授权公告号: 92214985.2 [P], 公开(或授权)日期: 1993.04.14.

[2] 发明人 1, 发明人 2, 发明人 3. 气体恒温控制装置及混合气体节流系统: 中国. 发明类别: 发明专利. 授权公告号: CN 107562086 B, 授权公告日: 2020.02.14.

### 获得奖励

[1] “大型 C/E 复合材料构件高质高效加工关键技术及其工艺装备”, **机械工业科学技术奖-科技进步一等奖**, 2013.10, 完成人排序: x/y(如 1/3).

注: 一般应为指导教师。阅  
后删除此文本框。

### 参与科研项目

[1] 国家自然科学基金面上项目(21476037): 微细通道内液滴运动行为的调控及混合与吸收过程强化机理的研究, 2015.01 – 2018.12, 负责人: 张三.

[2] 国家自然科学基金青年项目(52106077): 微重力喷雾冷却过程中孤立液膜流动特性及传热机理研究, 2022.01 – 2024.12, 负责人: 张三.

注：请保证该页为奇数页。

阅后删除此文本框。

学位论文题目：XXXXX

## 致 谢

学位论文中不得书写与论文工作无关的人和事(可以写家人)，对导师的致谢要实事求是。

对指导或协助指导完成论文的导师、资助基金或合同单位、提供帮助和支持的同志应在论文中做明确的说明并表示谢意。

这部分内容不可省略。

书写格式说明：

标题“致谢”选用“致谢”样式：黑体，居中，小三，1.5 倍行距，段后 1 行，段前 0 行。

致谢正文选用“正文”样式：每段落首行缩进 2 字，宋体，小四，多倍行距 1.25，段前、段后均为 0 行。

除正文、目录外，其他部分偶数  
页为空白页，因此此页为空白页。

删除后删除此文本框。

注：请保证该页为奇数页。

阅后删除此文本框。

论文题目：XXXXX

## 作者简介

姓名：

性别：

出生年月： 年 月

民族：

籍贯：

研究方向：

简历：

(从时间最近的教育经历写起，至大学)

二寸照片