

中图分类号: V231.9
学科分类号: 082304

论文编号 102870716-B004

博士学位论文

含结构间隙的航空发动机整机振动 建模与非线性动力学分析

研究生姓名 王海飞
学科、专业 载运工具运用工程
研究方向 航空发动机整机振动
耦合动力学建模与故障分析
指导教师 陈果 教授

南京航空航天大学
研究生院 民航学院
二〇一六年四月

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics
The Graduate School
College of Civil Aviation

Whole Vibration Modeling and Nonlinear Dynamic Analysis of
Aero-engine with Structure Clearance

A Thesis in
Vehicle Operation Engineering

By

Wang Haifei

Advised by
Prof. Chen Guo

Submitted in Partial Fulfillment

of the Requirements

for the Degree of

Doctor of Philosophy

April, 2016

承诺书

本人声明所呈交的博士学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得南京航空航天大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。

本人授权南京航空航天大学可以将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、汇编学位论文。

（保密的学位论文在解密后适用本承诺书）

作者签名：

日期： 年 月

摘要

由于制造、装配误差和使用磨损，航空发动机转子-支承-机匣耦合系统中普遍存在结构间隙，具体主要表现在：（1）轴承外圈与轴承座孔之间的配合松动间隙；（2）滚动轴承滚动体与内、外滚道之间的工作间隙；（3）叶片与机匣之间的转静间隙。这些典型的结构间隙将导致连接或支承的刚度出现强非线性特征，使航空发动机整机振动表现出复杂的非线性振动规律和特征。为了有效地分析这些故障特征，有针对性地控制航空发动机整机振动，本文进行了含结构间隙的航空发动机整机振动建模与非线性动力学研究，主要内容为：

（1）利用有限元梁单元建立了某型无人飞行器用小型发动机整机振动耦合动力学模型，并采用时域数值积分求解系统非线性响应。为模拟本文由于结构间隙导致的强非线性振动响应问题提供了整机耦合动力学模型。

（2）研究了轴承与轴承座之间的配合松动故障特征。首先，提出了轴承外圈与轴承座配合松动故障模型，指出该模型中在振动径向方向，存在典型的连接刚度非线性问题，针对该类连接刚度非线性问题，研究了连接件松动故障的非同步响应特征。建立了含连接件松动故障的集总质量模型，采用数值积分算法获得质量块的加速度响应，分析了不同的振动频率下的非同步响应特征，同时，建立了含连接件松动故障的试验器，通过试验验证了非同步响应规律；然后，基于转子-滚动轴承试验器，建立了含轴承外圈与轴承座配合松动故障的转子-滚动轴承试验器耦合动力学模型，利用数值积分算法仿真得到系统非线性响应，分析了拧紧力矩对轴承座响应的影响；最后，将该配合松动模型应用到某小型发动机，获取机匣加速度响应特征，并与该小型发动机的试车数据对比验证。仿真和试验得到的故障特征表现出了相同的故障特征。

（3）研究了考虑滚动轴承径向游隙的发动机整机振动响应特征分析。首先，针对某小型发动机整机振动耦合动力学模型，考虑到不同支承位置的滚动轴承径向游隙，分析了其对整机振动影响的灵敏度，然后，针对灵敏度高的支承位置，分析了不同转速下，转子与滚动轴承外圈的接触状态以及非线性响应规律，分析了转子与滚动轴承之间的接触力以及不同径向游隙对其的影响，从而揭示了径向游隙对转子运行的稳定性的影响。

（4）研究了叶片-机匣碰摩故障模型，及其在碰摩故障激励下的机匣响应特征。首先，建立了新型叶片-机匣碰摩模型，该模型将叶片考虑为矩形梁模型，考虑到叶片-圆盘耦合动力学模型以及转子坐标系和叶片坐标系之间的坐标变换；考虑叶片-机匣之间的不均匀间隙；其次，将新型碰摩模型与某小型发动机进行结合，建立含碰摩故障的发动机整机振动模型，采用数值积分方法求得机匣加速度的响应以及叶片响应规律；然后，利用含机匣的航空发动机转子试验器进行碰摩试验，对碰摩模型进行了验证。最后，将单点碰摩、局部碰摩模型应用到某小型发动机整机耦合动力学模型，获取机匣加速度振动响应特征。

关键词：航空发动机；结构间隙；响应特征；数值积分方法；有限元分析；整机振动

ABSTRACT

Due to manufacturing and assembly error, abrasion, structure clearance is universally existing in aero-engine rotor-bearing-casing coupling system, which contained the following part: firstly, fit loosening clearance between outer ring and hole of bearing; secondly, working clearance between roller and internal and external raceway of rolling bearing; thirdly, rotor-stator clearance between blade and casing. These typical structure clearances will cause strong nonlinear characteristics of connection or bearing stiffness, which will cause the whole vibration showing complex nonlinear vibration laws and characteristics. In order to analyze these fault characteristics effectively and control aero-engine whole vibration purposively, aero-engine whole vibration modeling and nonlinear dynamics research have been researched in this paper. The main content is following:

(1) A certain type unmanned flight for small engine whole vibration coupled dynamics model is established by using the finite element beam element and nonlinear response is solved by numerical integral algorithm. It can provide the coupling dynamic model of the engine for simulating strong nonlinear vibration response problems caused by the structure clearances.

(2) The characteristics of the fit looseness fault between the bearing and bearing housing are studied. Firstly, Outer ring and bearing housing with fit looseness fault model is put forward. The typical connector stiffness nonlinear problem exists in the vibration radial direction in the model. According to this connection stiffness nonlinear problems, asynchronous response characteristics of connectors looseness fault are studied. A lumped mass model with connectors looseness fault is established. The response of the system is obtained by numerical integration methods and the asynchronous response characteristics are analyzed. Rig with connectors looseness fault is established and the asynchronous response laws are verified by experiments. Based on the rotor-rolling bearing rig, coupling dynamics model of rotor-bearing rig with bearing outer ring and bearing housing fit looseness fault is established. System nonlinear response is obtained by numerical integration algorithm. The influence of tightening torque on bearing response is analyzed. Lastly, the fit looseness fault model is used in a certain type small engine model and casing acceleration characteristics are obtained, which are compared with test data. Simulation and test results show the same fault characteristics.

(3) The whole vibration response characteristics of engine are studied considering radial clearance of rolling bearing. For a small engine whole vibration finite element model, rolling bearing radial clearance at different supports are considered and the response sensitivity of the whole

machine vibration is analyzed. For the high sensitivity support, contacting state of the rotor, outer ring of rolling bearing and nonlinear response laws at different rotating speeds are analyzed. The contact force between rolling bearing and rotor and the influence of different radial clearance on the contact force were studied. It reveals the influence of the radial clearance on the stability of the operation of rotor.

(4) Blade-casing rubbing fault model and the casing response characteristics under blade-casing rubbing fault are studied. A new model for blade-casing rubbing fault is established. Blades are considered as rectangular beam model, the blade-disc coupling dynamics model and the coordinate transformation between rotor and blade are considered. Rubbing force changing caused by uneven clearance between blades is considered. The new rubbing model is applied to a certain type small engine. The engine whole vibration model with rubbing fault is established. The numerical integral method was applied to obtain the casing acceleration response and blade response laws. Rubbing test on aero-engine rotor rig with casing is conducted. Experiment validated the modeling correctly. Finally, the single-point rubbing model and the local rubbing model are applied to the small engine model. The casing response characteristics are analyzed.

Keywords: Aero-engine; Structure clearances; Response characteristics; Numerical integration methods; FEM; Whole vibration

目 录

第一章 绪论.....	1
1.1 研究背景及意义.....	1
1.2 研究现状.....	1
1.2.1 航空发动机整机振动建模方法.....	1
1.2.2 与结构间隙相关的松动故障振动机理及非线性特征研究现状.....	3
1.2.3 滚动轴承工作间隙对转子系统振动的影响研究现状.....	5
1.2.4 叶片-机匣碰摩故障研究现状.....	7
1.3 问题的提出.....	9
1.4 本论文的主要研究内容及安排.....	10
第二章 某型无人飞行器用小型发动机整机振动建模.....	12
2.1 引言.....	12
2.2 某型无人飞行器用小型发动机整机模型.....	12
2.3 动力学建模方法.....	13
2.3.1 离散支承模型.....	13
2.3.2 转子-支承-机匣耦合系统的求解方法.....	16
2.4 动力学模型参数.....	17
2.5 动力学模型验证.....	20
2.5.1 单部件模态试验验证.....	20
2.5.2 转子组装模态试验验证.....	21
2.5.3 整机模态试验验证.....	21
2.6 临界转速分析.....	22
2.6.1 原始支承刚度下的临界转速.....	22
2.6.2 支承刚度对临界转速的影响分析.....	23
2.7 小结.....	24
第三章 含轴承配合松动故障的发动机响应特征分析与验证.....	26
3.1 引言.....	26
3.2 轴承配合松动故障模型.....	26
3.3 含连接刚度非线性的集总质量模型.....	28
3.3.1 单盘转子模型.....	28

3.3.2 连接刚度非线性模型.....	28
3.4 连接件刚度非线性故障的模型试验验证.....	34
3.4.1 连接件刚度非线性试验原理.....	34
3.4.2 连接件刚度非线性试验验证.....	35
3.5 转子-滚动轴承试验器的轴承配合松动故障仿真分析.....	37
3.5.1 转子-滚动轴承试验器耦合动力学模型.....	38
3.5.2 配合松动故障仿真条件.....	39
3.5.3 不考虑拧紧力矩作用下轴承座加速度响应特征分析.....	39
3.5.4 拧紧力矩对轴承座加速度响应的影响分析.....	43
3.6 某无人飞行器用小型发动机滚动轴承配合松动故障仿真.....	46
3.6.1 仿真条件.....	46
3.6.2 不同配合间隙下的机匣加速度响应特征分析.....	46
3.6.3 拧紧力矩对机匣加速度响应的影响分析.....	49
3.7 试车数据验证分析.....	50
3.8 小结.....	53
第四章 含滚动轴承径向游隙的发动机整机振动响应特征.....	54
4.1 引言.....	54
4.2 考虑滚动轴承径向游隙的整机振动模型.....	54
4.3 含滚动轴承径向游隙的小型发动机整机振动仿真分析.....	55
4.3.1 动力学模型参数.....	55
4.3.2 计算条件.....	55
4.3.3 不同径向游隙下的临界转速分析.....	55
4.3.4 计算模态分析.....	57
4.3.5 不同转速下的机匣-转子特征分析.....	57
4.3.6 典型转速下转子-滚动轴承外圈的轴心轨迹以及机匣响应特征分析.....	59
4.3.7 滚珠受到非线性接触力及滚动轴承接触载荷变化过程.....	64
4.3.8 不同径向游隙对接触力的影响分析.....	65
4.4 结论.....	66
第五章 含新型转静碰摩故障的发动机整机振动仿真分析.....	67
5.1 引言.....	67
5.2 叶片振动与机匣多点变形转静碰摩故障模型.....	67
5.2.1 经典的弹性碰摩模型.....	67

5.2.2 叶片-圆盘耦合动力学模型.....	68
5.2.3 整体坐标系与局部坐标系之间的变换.....	68
5.2.4 叶片和圆盘间的弹性连接.....	69
5.2.5 叶片-叶片耦合力学模型.....	69
5.2.6 多叶片振动与机匣多点变形转静碰摩模型.....	70
5.2.7 转静间隙模拟.....	71
5.3 含叶片振动-机匣变形转静碰摩模型的转子-支承-机匣耦合动力学模型.....	72
5.3.1 动力学建模.....	73
5.4 机匣单点-转子全周的叶片-机匣碰摩故障仿真与试验验证.....	73
5.4.1 计算条件.....	73
5.4.2 叶片模型验证.....	73
5.4.3 试验与仿真比较分析.....	75
5.5 多种碰摩部位下的叶片-机匣碰摩故障仿真分析.....	80
5.5.1 机匣单点-转子局部碰摩.....	80
5.5.2 机匣两点-转子全周碰摩.....	81
5.5.3 机匣两点-转子局部碰摩仿真.....	83
5.5.4 机匣局部-转子全周(偏摩)仿真.....	84
5.5.5 机匣局部-转子局部(偏摩)仿真.....	85
5.5.6 机匣局部(沿全周变化)-转子局部碰摩仿真.....	86
5.5.7 机匣全周-转子全周碰摩仿真.....	88
5.6 含叶片-机匣碰摩故障的某小型发动机机匣响应特征分析.....	89
5.7 结论.....	91
第六章 总结与展望.....	92
6.1 总结.....	92
6.1.1 研究的主要内容.....	92
6.1.2 论文的创新工作.....	93
6.2 展望.....	94
参考文献.....	95
致谢.....	104
在学期间的研究成果及发表的学术论文.....	106

图表清单

图 1.1 论文框图.....	10
图 2.1 某型无人飞行器用小型发动机转子组装图.....	12
图 2.2 某型无人飞行器用小型发动机的转子-支承-机匣模型示意图（单位：mm）.....	13
图 2.3 转子-机匣支承示意图.....	14
图 2.4 转子-支承-机匣动力学求解流程图.....	16
图 2.5 涡轮转子计算与实验模态频率比较.....	20
图 2.6 压气机转子计算与实验模态频率比较.....	20
图 2.7 风扇转子计算与实验模态频率比较.....	21
图 2.8 转子组装的计算与实验模态频率比较.....	21
图 2.9 整机计算与实验模态频率比较（水平）.....	22
图 2.10 整机的计算与实验模态频率比较（垂直）.....	22
图 2.11 机匣加速度幅值-转速曲线.....	23
图 2.12 振型（23600rpm）.....	23
图 2.13 振型（32600rpm）.....	23
图 3.1 转子试验器配合松动端的剖面图.....	26
图 3.2 滚动轴承外圈-轴承座配合松动示意图.....	26
图 3.3 滚动轴承外圈-轴承座配合松动力学模型.....	27
图 3.4 外环与锁紧螺母相对运动受力示意图.....	27
图 3.5 质量块-基础松动模型示意图.....	29
图 3.6 1/2 固有频率下（45.3Hz）的波形特征.....	31
图 3.7 1/3 固有频率下（30.21Hz）的波形特征.....	31
图 3.8 2/5 固有频率下(36.37Hz)的波形特征.....	32
图 3.9 3/7 固有频率下(39.4Hz)的波形特征.....	33
图 3.10 4/9 固有频率下(40.5Hz)的波形特征.....	33
图 3.11 亚临界下的 Campbell 图.....	34
图 3.12 亚临界、通过临界及超临界下的 Campbell 图.....	34
图 3.13 松动试验现场图.....	34
图 3.14 松动故障试验机构三维模型图.....	34
图 3.15 不同接触状态下圆盘 2 的响应.....	35

图 3.16 盘 2 的响应的三维瀑布图.....	35
图 3.17 $1/2f_n$ 下降噪前后时域波形和频谱.....	36
图 3.18 $2f_n$ 下降噪前后时域波形和频谱.....	37
图 3.19 $3f_n$ 下降噪前后时域波形和频谱.....	37
图 3.20 转子试验器实物图.....	38
图 3.21 转子试验器模型示意图.....	38
图 3.22 试验与仿真得到的前三阶振型.....	38
图 3.23 转子位移振幅-转速变化的曲线.....	39
图 3.24 配合间隙 $30\mu\text{m}$ 下转子横向位移与轴承座垂向加速度三维瀑布图.....	40
图 3.25 配合间隙 $50\mu\text{m}$ 下转子横向位移与轴承座垂向加速度三维瀑布图.....	40
图 3.26 配合间隙 $100\mu\text{m}$ 下转子横向位移与轴承座垂向加速度三维瀑布图.....	40
图 3.27 转速 2000rpm 下轴承座加速度时域波形、频谱以及转子轴心轨迹.....	41
图 3.28 转速 2400rpm 下轴承座加速度时域波形、频谱以及转子轴心轨迹.....	41
图 3.29 转速 2600rpm 下轴承座加速度时域波形、频谱以及转子轴心轨迹.....	42
图 3.30 转速 4800rpm 下轴承座加速度时域波形、频谱以及转子轴心轨迹.....	42
图 3.31 转速 5400rpm 下轴承座加速度时域波形、频谱以及转子轴心轨迹.....	43
图 3.32 转速 7800rpm 下轴承座加速度时域波形、频谱以及转子轴心轨迹.....	43
图 3.33 配合间隙 $50\mu\text{m}$ 下转子横向位移与轴承座垂向加速度三维瀑布图.....	44
图 3.34 配合间隙 $100\mu\text{m}$ 下转子横向位移与轴承座垂向加速度三维瀑布图.....	44
图 3.35 配合间隙 $100\mu\text{m}$ 下转子横向位移与轴承座垂向加速度三维瀑布图.....	44
图 3.36 转速 2400rpm 和粘性阻尼 $1600\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 下轴承座加速度波形、频谱及转子轴心轨迹..	45
图 3.37 转速 2400rpm 和粘性阻尼 $3000\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 下轴承座加速度波形、频谱及转子轴心轨迹... 45	45
图 3.38 转速 10000rpm 和粘性阻尼 $1000\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 下轴承座加速度波形、频谱及转子轴心轨迹. 45	45
图 3.39 转速 10000rpm 和粘性阻尼 $1600\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 下轴承座加速度波形、频谱及转子轴心轨迹. 46	46
图 3.40 转速 10000rpm 和粘性阻尼 $2400\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 下轴承座加速度波形、频谱及转子轴心轨迹. 46	46
图 3.41 间隙 $30\mu\text{m}$ 下机匣加速度横向和垂向加速度三维瀑布图.....	46
图 3.42 间隙 $50\mu\text{m}$ 下机匣加速度横向和垂向加速度三维瀑布图.....	47
图 3.43 间隙 $100\mu\text{m}$ 下机匣加速度横向和垂向加速度三维瀑布图.....	47
图 3.44 转速 20400rpm 下机匣加速度降噪前后波形及其频谱.....	48
图 3.45 转速 33600rpm 下机匣加速度降噪前后波形及其频谱.....	48
图 3.46 转速 37600rpm 下机匣加速度降噪前后波形及其频谱.....	48
图 3.47 转速 33600rpm 下机匣加速度降噪前后波形及其频谱.....	49

图 3.48 转速 33600rpm 下机匣加速度降噪前后波形及其频谱.....	49
图 3.49 Z09077 发动机试车数据原始数据.....	50
图 3.50 水平振动加速度-时间曲线.....	50
图 3.51 垂直振动加速度-时间曲线.....	50
图 3.52 转速-时间曲线.....	51
图 3.53 转速-测点加速度振幅曲线.....	51
图 3.54 三维瀑布图.....	52
图 3.55 振动加速度时间波形及频谱 (31968rpm)	52
图 3.56 振动加速度时间波形及频谱 (32812 rpm)	53
图 4.1 滚动轴承模型.....	54
图 4.2 不同支承处不同间隙下机匣加速度幅值-转速曲线.....	56
图 4.3 图 4.2(a)的局部放大.....	56
图 4.4 文献[71]的结果.....	56
图 4.5 机匣节点 9 加速度的频率响应.....	57
图 4.6 不同支承径向游隙下机匣加速度瀑布图.....	58
图 4.7 支承 S ₂ 处含径向游隙下转子位移瀑布图.....	58
图 4.8 文献[125]的结果.....	58
图 4.9 不同支承处转子位移随着转速变化的分岔图.....	59
图 4.10 转速为 2000rpm 时转子-外圈的轴心轨迹、转子的 Poincaré 映射图以及机匣加速度时域波形和频谱.....	60
图 4.11 转速为 5000rpm 时转子-外圈的轴心轨迹、转子的 Poincaré 映射图以及机匣加速度时域波形和频谱.....	60
图 4.12 转速为 8000rpm 时转子-外圈的轴心轨迹以及机匣加速度时域波形和频谱.....	61
图 4.13 转速为 12000rpm 时转子-外圈的轴心轨迹以及机匣加速度时域波形和频谱.....	61
图 4.14 转速为 16100rpm 时转子-外圈的轴心轨迹以及机匣加速度时域波形和频谱.....	62
图 4.15 转速为 20600rpm 时转子-外圈的轴心轨迹.....	62
图 4.16 转速为 22500rpm 时转子-外圈的轴心轨迹、转子的 Poincaré 映射图以及机匣加速度时域波形和频谱.....	63
图 4.17 转速为 30000rpm 时转子-外圈的轴心轨迹、转子的 Poincaré 映射图以及机匣加速度时域波形和频谱.....	63
图 4.18 转速为 35000rpm 时转子-外圈的轴心轨迹以及机匣加速度时域波形和频谱.....	64
图 4.19 在不同转速下每个滚珠接触力的变化过程.....	65

图 4.20 不同转速下滚动轴承总接触力变化过程.....	65
图 4.21 不同径向游隙下每个滚珠接触力变化过程.....	65
图 4.22 不同径向游隙下滚动轴承总接触力变化过程.....	66
图 5.1 弹性碰摩模型.....	68
图 5.2 圆盘-叶片耦合动力学模型.....	68
图 5.3 叶片之间的耦合模型.....	70
图 5.4 多叶片-机匣碰摩模型.....	70
图 5.5 转静间隙随机匣圆周角度变化曲线.....	71
图 5.6 航空发动机转子试验器.....	72
图 5.7 涡轮机匣径向测点周向分布.....	72
图 5.8 转子-支承-机匣动力学模型.....	72
图 5.9 含碰摩的转子-支承-机匣耦合动力学求解流程.....	73
图 5.10 叶片三个方向的固有频率.....	74
图 5.11 叶片四个方向的振型.....	74
图 5.12 时域波形.....	76
图 5.13 时域波形（图 5.12 时域波形的局部放大）.....	76
图 5.14 频谱.....	76
图 5.15 频谱（图 5.14 的局部放大 2）.....	76
图 5.16 频谱（图 5.14 的局部放大 1）.....	77
图 5.17 倒频谱.....	77
图 5.18 碰摩点位置.....	77
图 5.19 叶片-机匣之间的碰摩力随时间变化过程.....	77
图 5.20 在碰摩故障下的叶片的振型.....	78
图 5.21 32 个叶片对应的叶尖 x' 向加速度时域波形.....	78
图 5.22 第 32 个叶片对应的叶尖 x' 向加速度响应以及频谱.....	78
图 5.23 32 个叶片对应的叶尖 y' 向加速度时域波形.....	78
图 5.24 第 32 个叶片对应的叶尖 y' 向加速度以及频谱.....	79
图 5.25 32 个叶片对应的叶尖 z' 向加速度时域波形.....	79
图 5.26 第 32 个叶片对应的叶尖 z' 向加速度响应以及频谱.....	79
图 5.27 32 个叶片对应的叶尖绕 x' 向扭转角的时域波形.....	80
图 5.28 第 32 个叶片对应的叶尖绕 x' 向扭转角以及频谱.....	80
图 5.29 时间波形图.....	80

图 5.30 时间波形（图 5.29 的局部放大）	80
图 5.31 频谱.....	81
图 5.32 倒频谱.....	81
图 5.33 碰摩点位置.....	81
图 5.34 碰摩力随时间变化过程.....	81
图 5.35 时间波形.....	82
图 5.36 时间波形（图 5.35 的局部放大）	82
图 5.37 频谱.....	82
图 5.38 倒频谱.....	82
图 5.39 碰摩点位置.....	82
图 5.40 碰摩力随时间变化过程.....	82
图 5.41 时间波形.....	83
图 5.42 时间波形（图 5.41 的局部放大）	83
图 5.43 频谱.....	83
图 5.44 倒频谱.....	83
图 5.45 碰摩点位置.....	83
图 5.46 碰摩力随时间变化过程.....	84
图 5.47 时间波形.....	84
图 5.48 时间波形（图 5.47 的局部放大）	84
图 5.49 频谱.....	84
图 5.50 倒频谱.....	84
图 5.51 碰摩点位置.....	85
图 5.52 碰摩力随时间变化过程.....	85
图 5.53 时间波形.....	86
图 5.54 时间波形（图 5.53 的局部放大）	86
图 5.55 频谱.....	86
图 5.56 倒频谱.....	86
图 5.57 碰摩点位置.....	86
图 5.58 碰摩力随时间变化过程.....	86
图 5.59 时间波形.....	87
图 5.60 时间波形（图 5.59 的局部放大）	87
图 5.61 频谱.....	87

图 5.62 倒频谱.....	87
图 5.63 碰摩点位置.....	87
图 5.64 碰摩力随时间变化过程.....	88
图 5.65 时间波形.....	88
图 5.66 时间波形（图 5.65 的局部放大）.....	88
图 5.67 频谱.....	89
图 5.68 倒频谱.....	89
图 5.69 碰摩点位置.....	89
图 5.70 碰摩力随时间变化过程.....	89
图 5.71 机匣单点碰摩-转子全周测点加速度时域波形、频谱以及倒频谱.....	90
图 5.72 机匣局部-转子全周（偏摩）测点加速度时域波形、频谱以及倒频谱.....	90

表清单

表 2.1 转子与机匣有限元单元数.....	18
表 2.2 转盘参数.....	18
表 2.3 风扇转子模型参数.....	18
表 2.4 压气机转子模型参数.....	18
表 2.5 涡轮转子模型参数.....	18
表 2.6 转子部分参数.....	19
表 2.7 机匣模型参数.....	19
表 2.8 机匣部分参数.....	19
表 2.9 滚动轴承参数.....	19
表 2.10 转子-机匣支承参数.....	19
表 2.11 转子-机匣连接参数.....	19
表 2.12 机匣-基础连接参数.....	19
表 2.13 转子-转子联轴器连接参数.....	19
表 2.14 系统的临界转速 (rpm)	22
表 2.15 风扇支承刚度灵敏度仿真结果汇总.....	23
表 2.16 压气机前支承刚度灵敏度仿真结果汇总.....	23
表 2.17 压气机后支承刚度灵敏度仿真结果汇总.....	24
表 2.18 涡轮支承刚度灵敏度仿真结果汇总.....	24
表 3.1 频率识别结果.....	38
表 4.1 滚动轴承参数.....	55
表 4.2 转子系统的固有频率.....	57
表 5.1 仿真模型与 ANSYS 模型固有频率对比.....	74

注释表

m_{wi}	滚动轴承外圈的质量	C_s	系统的阻尼矩阵
m_{bi}	轴承座的质量	K_s	系统的刚度矩阵
$k_{\bar{u}}$	轴承外圈与轴承座之间的线刚度	P_N	碰摩产生的法向力
$c_{\bar{u}}$	轴承外圈与轴承座之间的线阻尼	P_T	碰摩产生的切向力
$k_{\bar{v}}$	机匣与轴承座之间的线刚度	P_x	碰摩力在水平方向的分解
$c_{\bar{v}}$	机匣与轴承座之间的线阻尼	P_y	碰摩力在垂直方向的分解
F_{xRi}	轴承外圈受到水平方向的赫兹力	k_r	静子的径向刚度
F_{yRi}	轴承外圈受到垂直方向的赫兹力	f	库伦摩擦系数
F_{xCi}	轴承座受到水平方向的弹性力	θ_j	第 j 个叶片的角位移
F_{yCi}	轴承座受到垂直方向的弹性力	l	叶片长度
Q_s	系统的载荷矩阵	b	叶片宽度
M_s	系统的质量矩阵	h	叶片高度
G_s	系统的陀螺力矩矩阵	c	碰摩间隙

第一章 绪论

1.1 研究背景及意义

现代的涡扇发动机普遍采用薄壁机匣，转子-弹性支承结构-机匣系统互相耦合，形成了复杂的耦合系统模型，由于装配、制造和使用因素，航空发动机普遍存在结构间隙，结构间隙包含轴承外圈与轴承座之间的配合间隙、滚动轴承径向游隙、转子叶片与机匣之间的间隙等。对于高速旋转的航空发动机，结构间隙将导致连接件之间的配合面之间的碰摩与摩擦，严重的松动故障，会加剧不平衡、不对中等故障，从而导致叶片与机匣之间发生碰摩。因此，结构间隙对整机振动特征具有重要的影响。

现代的航空发动机高转速、高精度，滚动轴承的工况和结构参数的变化，特别是径向游隙导致滚动轴承内、外圈之间的非线性接触力的变化，其对整机振动非线性响应的影响较大，滚动轴承支承中很多非线性振动现象很难用线性理论去解释，因此，有必要建立含滚动轴承径向游隙的转子-支承-机匣整机模型，揭示系统中非线性因素导致的动力学行为。

为了提高航空发动机的推重比和效率，叶片与机匣之间的间隙越来越小，从而增加了叶片与机匣之间发生碰摩的可能性，使得叶片与机匣之间的碰摩故障成为一种常见的故障，可能导致严重事故与不可挽回的经济损失。美国运输部门报道：在 1962-1976 年间，在 417 百万小时飞行时间中，由转静子碰摩导致的事故占 10.2%；在 1994-1996 年间，由于发动机碰摩故障导致 4 架 F-16 飞机失事、339 架直接或者间接被迫停飞^[1]。因此，转静碰摩故障研究已成为旋转机械中一个重要的研究方向。

综上所述，研究与航空发动机结构间隙相关的几种典型故障，研究其对整机振动的影响的机理，不仅可以为工程人员发现故障，及时进行维修，而且可以避免其造成较大的经济损失，保障整个飞机的运行安全。

1.2 研究现状

1.2.1 航空发动机整机振动建模方法

建立航空发动机整机振动模型是研究整机振动的重要途径，主要方法分为传递矩阵法与有限元法。计算转子-支承系统的临界转速的主要方法是常规的传递矩阵法、Riccati 传递矩阵法。常规的传递矩阵法只适用于简单链式转子系统，如果破坏了某个站的参数传递关系，则传递矩阵就无法进行下去，此外，如果站数过多，会导致误差积累，矩阵病态，使得数值失稳；Riccati 传递矩阵法改善了计算精度，但是出现了漏根现象。上述两种方法不适用于多个支承、多个转子的转子-支承系统，因此，各种改进的传递矩阵法，如子结构传递矩阵法、阻抗耦合-传递矩

阵法、直接积分-传递矩阵法得到广泛应用。有限元法和子结构模态综合法也可以有效地计算不平衡稳态响应。有限元法对不同的元素构造不同的形函数和复杂模型的模拟的逼近,计算精度提高;模态综合法对大型复杂结构采用凝聚降解,计算效率高。常规的传递矩阵法及 Riccati 传递矩阵法适用于简单转子-支承系统,改进的传递矩阵,可以用来计算复杂转子-支承系统的稳态不平衡响应。有限元可以有效地计算复杂多转子-支承系统的稳态不平衡响应^[2]。

在早期,由于计算机计算能力的限制,传递矩阵法和模态综合法等传统方法占主导地位。苏民等^[3]采用子结构传递矩阵法,对复杂的某型发动机整机振动进行计算和分析。郑旭东等^[4]采用传递矩阵法,对某型发动机转子-支承-机匣-安装节系统的临界转速及应变能进行了计算,并与试验进行对比验证。欧园霞等^[5]采用模态综合法-有限元法,分析了发动机转子-支承-机匣系统的整机振动特性,采用复模态综合法,研究了非轴对称转子-机匣之间的耦合振动作用。子结构分析采用有限元法;转子采用具有粘性阻尼,考虑剪切变形的有限转子元素,机匣采用非轴对称载荷的截锥壳元素进行离散,计算了整机的响应规律。

目前,随着计算机技术和商用有限元软件计算能力的发展,基于商用有限元软件的整机实体有限元模型已逐渐成为了航空发动机整机振动的主要建模方法,北京航空航天大学的洪杰等^[6]采用静刚度、动刚度对某型发动机整机动力特性计算,比较了各种计算结果,分析了导致转子动刚度变化的原因,以及动刚度和机匣的局部振动对整机振动的影响效应;采用八节点实体单元进行发动机整机建模,采用 NASTRAN 程序计算陀螺力矩的影响,计算了发动机机匣的前、后支承的动刚度,分析了盘轴耦合振动及盘轴连接处的角刚度对转子动力特性的影响^[7];还研究了空心幅板结构、孔类零部件和附件机匣的简化方法,并将其应用于某型涡扇发动机中^[8];近年来,还采用两自由度动力学模型对转、静子的振动耦合机理进行了解释,需要采用整机动力学模型对发动机振动特性进行求解,采用整机三维模型对双转子涡扇发动机的固有振动特性进行了计算和评估^[9];提出了一种求解临界转速的求解方法^[10],详细描述了完全法和缩减法的求解过程,以及等效圆盘法进行有限元建模的等效原则^[11]。南京航空航天大学的罗贵火等^[12-15]建立了对某型双转子发动机进行了整机建模,采用仿真计算与试验得到机匣的振动模态、支承处的静刚度和动刚度,探讨了双转子临界转速的影响因素。沈阳航空航天大学王克明等^[16]建立了转子-支承一维有限元模型、三维实体模型以及传递矩阵法,计算了转子系统的临界转速、振型,并进行了比较;采用传递矩阵法计算系统的临界转速,通过改变刚度来改变系统的临界转速^[17]。

在国外,也有很多学者对整机振动建模方面做了大量研究。James T 等^[18]对某型涡扇发动机模型进行模态缩减,并采用模态分析进行验证。Sun G 等^[19]建立了含滚动轴承和挤压油膜阻尼器双转子有限元模型,数值模拟了叶片丢失的瞬态响应,同时他们^[20]还建立了挤压油膜阻尼器的双转子燃气涡轮发动机有限元模型,滚动轴承采用 Herz 接触模型,在叶片丢失过程中,

采用温度模型预测轴承部件温度增加。在叶片丢失下,利用数值运算方法,计算了突加不平衡响应。Hai P M 等^[21]提出了一种新的隐式 IRM (Impulsive receptance method) 时域分析方法,改进的方法的计算效率不受模式数的影响,很大程度上依赖于和非线性单元数,不仅计算速度快,而且计算精度高。与传统方法相比,改进后的计算速度提高了 40 倍。该分析方法可以应用于一个带非线性挤压油膜阻尼器轴承的整机模型。同时,他们还将 IRM 和 RHBM 应用到真实的三转子整机模型,展示了参数化研究结果,提出了 IRM 和 RHBM 技术得到真实转速下的响应^[22]。

为了有效地进行含故障的整机动力学仿真分析和计算,南京航空航天大学的陈果^[23-24]针对航空发动机整机结构,建立了一种新型的转子-支承-机匣耦合动力学模型。模型中考虑了转子-支承-静子之间的耦合,弹性支承以及挤压油膜阻尼器效应,转子为等截面欧拉梁,在转静子间的碰摩故障下,运用数值积分算法求得系统的响应,分析了整机的响应特征。近年来,又建立了能够更加真实模拟航空发动机固有振动特性的通用的转子-支承-机匣整机耦合动力学模型^[26-27],并用两种试验器进行模态验证。

1.2.2 与结构间隙相关的松动故障振动机理及非线性特征研究现状

结构间隙将导致连接件之间的松动,对于松动故障,国内外学者进行大量深入研究工作。在仿真建模方面,张靖^[28]考虑非稳态油膜力,针对转子-支承两端支座与基础同时出现两端松动情况,建立了该故障模式下的转子模型,利用数值积分方法,进行松动故障数值模拟,他^[29]还采用多尺度法,对自由和受载的转子,通过数值模拟展示了自由和受载振动非线性效应。谭大力等^[30]根据圆柱面配合引起的转子自激失稳振动的特性,建立了双转子试验器的圆柱面间隙配合失稳模型,采用传递矩阵法计算了低压转子系统的失稳转速,分析了圆柱面配合参数和轴承刚度对转子系统稳定性的影响。段吉安^[31]等建立了一种含松动故障的力学模型,该模型不仅可以考虑刚度分段线性变化,还可考虑松动故障产生的周期性冲击。Chu^[32]针对支座松动,考虑了刚度和阻尼分段线性模型,采用打靶法求取系统的周期解以及 Floquet 理论分析周期解的稳定性,分析了转速和不平衡量导致的周期,拟周期以及混沌振动现象。刘献栋^[33]针对松动故障,分析指出了,小波变换方法不但能很好地诊断支承松动故障,低转速下,能比 Fourier 变换在更精确地诊断出松动故障。陈果^[34]针对转子不平衡、轴承座松动故障以及滚动轴承游隙,建立了含故障的某型转子-支承模型,运用数值积分方法获取系统响应,分析了含故障下,转子系统的非线性响应规律。罗跃纲^[35-36]建立了含松动-碰摩耦合故障下的三轴承支承的双跨转子动力学模型,数值仿真了系统非线性动力学响应特征。陈恩利^[37]等对滚动轴承支承松动故障,考虑轴承间隙的非线性情况,建立了该故障下的转子动力学模型,数值计算了转子的非线性特性。李振平^[38]等采用转子动力学理论,分析了转子一端松动下的复杂非线性现象。姚红良^[39]等建立了含松动故障的转子模型,采用 KBM 法分析了转子在共振区的动力学特征。Y. He^[40]

等对转子-轴承系统基于反向问题的遗传算法识别支座松动,该方法将该问题设定为多参数优化问题,同时,研究了系统响应的非线性动力学特征和参数灵敏度,数值试验表明,该方法能有效地识别支座松动故障。S. M. Lee^[41]等为了识别时-频信息,采用新的时-频分析方法 HHT(希尔伯特-黄变换)应用到旋转机械进行局部碰摩和松动故障诊断,通过对比 FFT, STFT 和 CWT 显示了 HHT 的有效性,结果表明,当碰摩产生冲击信号将规则产生,而松动产生间隙碰撞和摩擦将不规则产生,通过 HHT 在这两种情况下,可以清晰诊断偏摩和松动故障。Mizuho Inagaki 等^[42]针对不旋转部件和静止部件的径向间隙,挤压油膜阻尼轴承具有轴承外圈和轴承座之间的间隙,伴随着各种非线性共振的自激振动产生。研究了自激振动的特征和自激振动产生的机理。M. Behzad^[43]利用能量法建立了有限元方法研究了带松动旋转盘松动的转子-轴承系统的响应,松动盘的数学模型表述类似于运动方程中的不平衡和陀螺效应,结果表明,转子响应和冲击现象可以表达为测量位置、松动盘的质量和惯量,旋转速度与松动盘转速比以及松动盘和转轴间隙的函数,该有限元模型数值上提供带有任意数量的松动盘在任何位置带各向同性或异性的支承下转子响应。刘杨^[44]等建立了含松动-碰摩耦合的双盘三支撑的动力学模型,分析了碰摩刚度与松动刚度导致的非线性现象。马辉^[45]等建立了含松动、碰摩以及松动-碰摩耦合故障的动力学模型,松动故障考虑为分段线性模型,碰摩考虑采用点-点接触模型,分析了三种故障下非线性现象特征,他^[46]还建立了由于螺栓松动引起的支座松动的有限元模型,分析了不同参数导致的非线性特征。

在试验方面, Muszynska^[47]建立了一端不平衡,轴承座松动以及转静间碰摩转子-轴承-静子模型,系统的非线性(变刚度,冲击和摩擦)与转子间断与静子单元接触相联系。基于局部冲击模型展示出周期同步振动($1\times$),非同步($1/2\times, 1/3\times, \dots$)以及转子的非线性现象,伴随有高次谐波。采用转子试验器,展示了含松动或者碰摩故障的振动特征,试验和理论一致。王四季等^[48]针对某型航空发动机涡轮后支点轴承外环装配工艺参数的特点,试验研究了轴承外环与衬套配合为过盈配合、间隙配合和过渡配合时的转子振动特性,同时研究了温度场和外环拧紧力矩参数对配合关系的影响。W. Lu^[49]等通过试验研究了转子系统的松动故障,轴承座与底座之间的预紧螺栓可以用来模拟支座松动故障,通过振动波形,频谱和轴心轨迹用来分析支座松动故障下的非线性响应,通过改变转速、松动间隙以及圆盘的位置等参数,分析了非线性振动特征,试验也发现了转子运动过程中的分频和倍频。A. S. Lee^[50]提出了转子系统的瞬态响应分析技术,该研究包括应用转子-轴承系统的传统的有限元建模方法,一种基-转移冲击力伴随状态空间 Newmark 方法的基于平均速度概念的直接时间积分的序列,通过转子-轴承系统的半正弦波强迫电磁激振器试验器试验,分析了仿真和试验结果分析定量误差,结果表明,转子的瞬态响应对冲击的持续时间敏感,特别的,当 $1/2(\times \text{持续时间})$ 时,冲击波靠近转子-支承系统的临界转速时,转子的瞬态响应被放大,共振将产生。任朝晖^[51]等试验研究了松动故障下,

分析了双盘转子系统的非线性动力学特性。

在松动故障识别方面, Fredric F. Ehrich^[52]使用简单的数学模型, 一个质量块安装在无质量的轴上, 采用分段支承刚度(双线性)来表示系统, 研究了亚临界、通过临界以及超临界下, 高速转子非同步响应新特征, 结果形式浮现了两次测试数据。陈予恕^[53]引用了非线性共振频率的概念, 指出如何求主共振频率域及其中心, 采用新方法对单自由度非线性系统的亚/超共振进行研究, 从理论上给出了产生亚(超)谐共振的条件, 模拟计算机的计算结果对所给理论作了部分验证。陈予恕^[54]采用理论推导与数值计算, 考虑两自由度系统的分段线性, 分析了结果得到的亚谐解, 其理论结果证明系统可能存在各种类型的亚谐解, 亚谐共振解在模拟计算机的计算结果以及现场试验的结果得到了部分证实。肖锡武^[55]针对不对称转子系统中, 刚度周期性变化问题, 建立了运动微分方程, 采用多尺度法结合奇异性理论, 分析研究了 1/2 亚谐共振-主共振, 求得平均方程、分叉响应方程和定常解, 讨论了多个参数导致的非线性特征。姜忻良^[56]针对三个自由度模型, 采用多尺度法, 研究了在强激励下导致的超谐共振与亚谐共振的非线性现象, 他们^[57]还将地基简化为集中参数模型, 运用多尺度法研究了亚谐共振与超谐共振现象。郝淑英^[58]针对火箭连接结构松动故障, 研究了阻尼、线性刚度及非线性刚度对系统响应的影响。陈安华^[59]利用多尺度法分析了刚度非线性转子系统的横向振动, 论证了当转频接近线性化固有频率的 1/2 或 1/3 时, 出现明显的二阶或三阶超谐共振现象, 试验与仿真一致。

1.2.3 滚动轴承工作间隙对转子系统振动的影响研究现状

对于滚动轴承工作间隙对转子系统振动的影响, 国内外学者做出大量研究。在国内, 针对滚动轴承间隙, 成枚等^[60]结合滚动轴承和 Alford 模型, 建立了某转子系统的动力学模型, 研究了转子系统的非线性动力学特征。邓四二等^[61]建立了含滚动轴承和高、低压转子耦合的滚动轴承-双转子动力学模型, 采用精细积分法和预估-校正 Adams-Bashforth-Moulton 多步法相结合的算法, 对某型滚动轴承-双转子进行非线性动力学求解, 分析了参数对转子系统的影响, 他们^[62]还采用传递矩阵法对滚动轴承-多转子系统进行了分析, 研究了滚子轴承中径向游隙对整机的影响。陈果^[63-65]建立了含不平衡/碰摩耦合故障下转子-支承系统的模型, 考虑滚动轴承的非线性, 采用数值仿真研究了系统的非线性现象, 并采用试验进行验证。罗贵火等^[66]建立了双转子航空发动机-支承-机匣耦合动力学模型, 考虑了高低压中介轴承耦合作用, 以及滚动轴承间隙, 采用试验验证了仿真的正确性。李洪亮^[67]揭示了球轴承-转子系统的共振机理, 考虑了重力、装配等因素引起的非对称轴承间隙以及滚珠与滚道之间的 Herz 接触, 建立了滚动轴承-转子系统的运动方程, 在主共振情况下, 采用平均法求得解析解, 采用奇异性理论计算了转迁集, 研究了不同参数域内共振解的分岔模式, 数值仿真验证了理论研究的正确性。张耀强等^[68]建立了含滚动轴承波纹度、Herz 接触力和径向游隙的转子动力学模型, 采用 Runge-Kutta-Fehlberg 方法进行求解, 分析了非线性响应特征。郭攀成^[69]针对圆柱滚子轴承, 理论分析了导致滚动轴承

径向工作游隙的原因。韩宝财等^[70]建立了含滚动轴承的转子系统动力学模型,考虑4个周期激励作用下的响应,采用数值方法仿真得到系统非线性特性。王彦生等^[71]建立含滚动轴承的转子模型,采用自适应 Runge-Kutta-Felberg 算法进行求解,分析了其非线性动力特性。何芝仙等^[72]建立了轴-滚动轴承耦合动力学模型,轴承考虑为6310轴承,由滚动轴承受力与变形关系的计算公式得到数值解,在变载荷下,利用 ADAMS 动力学仿真软件进行动力学仿真,研究了轴承游隙对系统的影响。白长青等^[73]建立了考虑滚动轴承非线性转子模型,研究转子参数对非线性特征的影响,采用 Floquet 理论,在不同间隙量下,研究了滚动轴承转子系统的周期解稳定性。

近年来,国外学者也做出很多研究。M. Tiwari 等^[74]模拟了支承在深沟球轴承上的平衡水平刚性转子的响应,研究了滚动轴承径向游隙对转子响应的影响。运动方程采用数值积分算法,通过谐波平衡交换频率时域方法验证有效的。研究了径向内间隙对稳定区域的影响,采用 Floquet 方法和形成高阶 Poincaré 映射分析了系统的响应的稳定性,研究了径向间隙对轴承刚度的影响。L. Tian 等^[75]针对支承在现代的浮环轴承上的涡轮增压器转子,采用增速和减速方法,讨论了某涡轮增压转子轴承间隙对转子动力学特性的影响。采用有限元方法离散转子,支承在理论计算上的轴承力,分析了转子系统的跳跃现象等非线性现象。Md. Zahid Hossain 等^[76]研究了简谐激励下,预载对带间隙的双线性系统的影响。不同的预载力可能导致系统的不同的平衡位置,改变平衡位置可以得到更宽的激励频率下非线性响应。引入混沌和多周期有助于理解旋转机械间隙问题。M. Karlberg 等^[77]针对含轴承间隙和稳定杆的转子系统的非线性振动,建立了2自由度分段线性模型,通过分析稳定状态,分岔图,以及李雅普诺夫指数和接触力评价系统。研究表明,稳定杆可以减少不稳定区域,总的接触正向力增加了,同时动力学部分减少,过渡线可以用来参数选择,稳定杆可以有效抑制非线性行为。T. C. Gupta 等^[78]针对含两个深沟球轴承的水平柔性转子理论上分析了不稳定性和混沌,激励源来源于转子不平衡和滚动轴承变柔性效应,柔性和刚性转子系统采用传统的 Timoshenko 梁模型,采用非自治打靶法及其改进分析了拟周期响应,打靶法用来获取稳定状态拟周期解,单值矩阵的特征值提供稳定性信息和拟周期解的分岔特征。最大的李雅普洛夫指数用来定量分析混沌响应,分析了转子不平衡、轴承间隙以及转子柔性对转子的不稳定性和混沌的影响。Magnus Karlberg^[79]研究了转子在接近静平衡位置处间隙如何影响刚度系数,发现了随着间隙改变特征频率减小,表明了近似支承刚度对在静平衡位置的振动有效。S. H. UPADHYAY 等^[80]针对支承在含阻尼的滚动轴承的高速不平衡转子的动力学行为,关注于非线性振动方面,转子轴承的非线性来源于 Herz 接触,转子的不平衡和径向游隙。结果展示了:随着转速变化,转子响应的不稳定性和混沌。采用复杂模型模拟非线性振动,分别考虑了保守和耗散能量的润滑的非线性接触刚度和阻尼,复杂模型的研究可以预测系统的行为和评估转子轴承系统的运行。

1.2.4 叶片-机匣碰摩故障研究现状

对于碰摩故障,国内外做出大量研究。早期的碰摩故障是经典的弹性碰摩模型。褚福磊等^[81-84]设计了一种模拟整周碰摩的机构,利用波形图、频谱图等分析了碰摩非线性响应特性,并采用遗传算法对碰摩部位进行识别。F. Ehrich^[85-86]等研究了碰摩转子系统的非线性现象。高艳蕾等^[87]通过试验模拟了发动机转子-机匣试验器试车过程中出现的碰摩故障,研究了碰摩故障模式及振动特征。刘耀宗等^[88]试验研究了机组转子碰摩故障,分析了局部碰摩下产生的分频与倍频现象。刘献栋等^[89]建立了含碰摩故障的发动机转子模型,采用数值计算仿真,采用小波变换诊断转静碰摩故障。刘长利等^[90]设计了转子碰摩试验器,研究了该转子系统的非线性特性。李东等^[91]建立了双跨碰摩及油膜故障下转子系统模型,对比刚性支承,仿真和试验结果具有一致性。李朝峰等^[92]建立了转子-轴承系统有限元模型,考虑了油膜力与碰摩故障的影响,采用 Newmark 法与打靶法分析该系统的稳定性,研究了系统参数对转子特性的非线性影响;他们^[93]还建立了发动机双转子有限元模型,考虑碰摩故障的作用,研究了碰摩间隙对双转子系统的影响。袁惠群等^[94]建立了双转子-机匣耦合动力学模型,考虑高低压转子的耦合作用,运用数值计算模拟了碰摩故障的响应,分析了非线性动力特性。

近年来,在经典的弹性碰摩模型基础上,碰摩故障的研究更加深入地考虑了实际叶片的结构特征。马辉等^[95-98]建立了建立了双盘转子系统的有限元模型,通过点-点接触单元模拟碰摩故障,通过圆形间隙变化来模拟转定子的分离及整周接触,考虑了系统参数对转子系统特性的影响,他们^[99-100]采用 ANSYS 有限元软件建立了有限元转子-盘片-机匣耦合模型,仿真了转子系统参数对系统动力学响应的影响,并采用试验进行验证。太兴宇等^[101-104]将叶片简化为考虑悬臂梁,推导了悬臂叶片的解析表达式以及叶尖与机匣的间隙变化函数,采用数值积分方法仿真了叶片-机匣碰摩,他们还推导了叶片和机匣间的碰摩模型。陈果等^[105-106]提出了一种新型叶片-机匣碰摩模型,能够仿真了叶片-机匣单点、多点、局部以及全周碰摩,并采用试验进行验证。但是该模型未能建立真实叶片模型,只是考虑了叶片-机匣碰摩效应;他们^[107]还提出了采用倒频谱分析对碰摩部位进行识别。王四季等^[108]设计了一种碰摩试验器,通过试验研究了高、低压转子对转时,单独及局部碰摩的响应特性。许琦等^[109]建立了碰摩转子系统的有限元模型,采用谐波平衡法,分析了各次谐波分量与频响矩阵之间的关系,提出转子系统碰摩故障传递机制。Joseph Páez Chávez 等^[110]建立了具有各向异性支承的减振环的 Jeffcott 转子数学模型,减振环的阻尼效应被引入到模型中,试验和数值结果展示了转子与减振环之间的冲击的模型预测能量。Zhenwei Yuan 等^[111]针对涡轮导向叶片的非线性间隙激励力导致的转子的径向碰摩动力学行为,通过数值模拟,对转子的 6 个自由度,分析了转子的非线性特征。刘书国等^[112]提出了基于隐式-显式相结合的积分方法,对叶片-机匣碰摩过程进行数值模拟,考虑了结构的低频线性稳态响应和碰摩引起的高频非线性瞬态响应,仿真了某高压涡轮结构的叶片-机匣碰摩瞬态

动力学过程。Williams^[113]提出了一种新的叶片-机匣碰摩方法，考虑到机匣内衬磨损的精细模型，该方法基于时间，非常有效，适用于很广的初始条件，该方法具有鲁棒性和可靠性；探索了叶片-机匣相互作用机理。当超过叶尖碰摩严重门槛水平，该方法预测不稳定性将产生，而且展示了通过碰摩容差最优改进叶片设计。Sunil K. Sinha^[114]考虑在反复脉冲载荷下 Timoshenko 梁动力学响应，叶尖承受到由于和外机匣局部碰摩引入库伦摩擦产生周期脉冲载荷，由于叶尖碰摩导致变形梁的瞬态响应，依据频移和旋转梁的非线性动力学响应。数值结果表明含变摩擦系数和接触载荷时间下的硬碰摩振动冲击问题，梁尖碰摩力效果通过系统传递可以分析叶片在间隙冲击性下的动力学稳定性。Turner K.^[115]研究了当叶片-机匣碰摩下，传统的发动机涡轮机械自由叶片的时间瞬态振动运动。实际叶片的有限元模型的应力-刚度的刚度矩阵和集总质量矩阵作为输入分析。叶尖表面碰摩力学摩擦的模型的特征需要经验信息，在研究的同步阶段需要从单叶片旋转-凹点测试。输出结果有效性得到展示。分析有效地模拟了完整的瞬态多个连续侵入，跟踪了叶尖接触力分布和叶片运动，包括叶片与机械接触前与接触后的叶片运动。Turner K.等^[116]研究了机翼与机匣之间的接触碰摩效应。为了计算高度非线性瞬态接触力对旋转件和静止件之间的效应，采用试验和理论分析。在碰摩阶段的叶片柔度影响较大，定量机翼柔度通过新的建模方法，基于力的持续和最大叶片变形。试验和仿真一致。Legrand M.等^[117]针对叶片盘和机匣径向碰摩导致的相互作用现象，考虑到这两种结构的旋转周期性和轴对称性，具有相同的本征形状，被描述为直行波。采用简单的二自由度模型，即预测外机匣和叶片盘碰摩该现象产生。为了考虑行波，每个结构采用两个 n_d 节点直径模态。采用显式时间积分结合 Lagrange 乘子法求解运动方程，考虑了接触约束，然后采用谐波平衡法。Batailly A.等^[118]提出了通过子模态综合技术的降阶模型，该模型提高了计算效率，研究了固定和自由界面降阶策略处理二维问题和强动力学约束下的直模态投影结果。采用显式时间积分方法结合 Lagrange 乘子法，讨论了位移和运动合成，以及采用相应的缩减方法接触快速参数可能性研究。研究表明了动力学约束人为地增强了模态作用的检测。Legrand 等^[119]提出了采用分段线性塑性本构法则的材料切削宏模型，可以容许在时间步进方法中实时使用当前的线性轮廓，为了减少计算载荷，叶片的有限元方程投影到缩减的基础。结果证明了在时间和空间上的收敛，叶片响应的频率成分对于磨损材料的出现较敏感。由于材料的去除服从较大的运动幅值和超过常规的线性条件的结构分散，叶尖和机匣之间的间隙连续增加。Padovan J.等^[120]研究了高速旋转机械中转子-叶片-机匣碰摩瞬态响应，考虑系统的单个和多个叶片包括不平衡大小，叶片/转子刚度，系统阻尼以及碰摩面摩擦特征的影响。Sinha 等^[121]针对旋转涡轮机械叶片丢失导致大的不平衡以及整个转子不对称，质量、陀螺力矩以及刚度矩阵的变化都是随着时间变化的，建立了由于轴的弯曲导致和叶片在圆盘表面内外交错弯曲的转动惯量和陀螺力矩效应，考虑到轴的材料内阻尼和支承系统的外阻尼，除了盘位置的不平衡，转轴受到力矩和力。因此，叶片采用初始扭转薄

壳模型，与弯扭运动在平面外方向以及扩展自由度叶翼纵向顺叶展方向耦合。叶尖碰摩力效应传递到轴，分析了转子动力学稳定性。

1.3 问题的提出

通过上节对研究现状的具体描述，不难看出，国内外学者对整机振动建模、与结构间隙相关的典型故障建模等做出了很多的研究成果。但是，仍存在如下不足：

(1) 在整机振动建模方面，未建立用于非线性故障仿真的更为真实的航空发动机整机振动模型。

国内外大部分学者提取转子-支承系统的非线性特征基于简单的 Jeffcott 转子模型，其优点是计算效率高，能模拟故障的定性特征，其缺点是模型参数与实际的航空发动机差别较大，无法真实模拟航空发动机的振动。对实际航空发动机建模的有效方法是传递矩阵法和有限元法，然而传递矩阵法难以模拟转子-轴承系统的强非线性特征，有限元法存在计算速度慢，计算效率低的问题，且采用有限元法模拟转子-轴承系统的强非线性问题较少。因此，采用 Jeffcott 转子可以用来模拟转子的强非线性特征，计算效率高，但是与实际的航空发动机模型相差较远；采用整机实体有限元法来模拟真实的发动机模型，通常被用来求取转子的临界转速与不平衡响应可达到很高的逼真度，但是很难分析非线性问题，且计算效率低。显然，航空发动机整机振动陷入了模型的真实性和复杂性、非线性与计算效率的难以协调的矛盾中，因此，寻求一种既能定量分析航空发动机整机振动，又能有效地模拟系统故障的非线性特征，同时具有很高的计算效率的动力学模型，具有很重要的理论意义和工程应用价值。

(2) 在航空发动机典型故障的研究方面，典型故障仿真未与整机振动模型相结合，航空发动机典型故障对整机振动的影响规律尚不清楚，故障模型亟待改进。

对于松动故障，现有的模型都是基于集总质量模型，在模型中考虑松动故障，与真实的航空发动机模型差别较大，很难模拟真实航空发动机的故障特征；而基于有限元模型，未曾考虑到支承结构的复杂性，而仅仅考虑松动故障的变刚度分段线性现象，且试验结果与真实的航空发动机试验结果相差较大。因此，考虑到实际航空发动机模型的真实性和真实性，需要建立真实的航空发动机有限元模型，解决松动故障在真实的航空发动机响应的征兆问题。由于连接件之间松动故障导致的伪临界超谐共振与伪临界亚谐共振现象，目前未能给出很好的解释，大部分学者都是基于松动故障在模型中的响应特征问题进行研究，而对于其机理未曾给出新的解释。

在结构间隙中，一种较常见的间隙是滚动轴承径向游隙，由于滚动轴承是航空发动机中重要部件，滚动轴承具有较强的非线性，其对整机振动的响应影响较大。目前，现有的滚动轴承模型较完善，而将其应用到航空发动机整机模型中较少；现有的模型大部分基于简单的集总质量模型，未曾考虑真实的航空发动机模型，未曾考虑转子-支承系统受载情况。

由于航空发动机工作状况较恶劣，航空发动机转静间隙较小，叶片与机匣容易产生碰摩，

目前大部分碰摩模型，都是基于经典的碰摩模型，没有考虑到由于转静间隙不均匀导致的碰摩故障，无法仿真计算多个叶片与机匣多点参与局部碰摩的情况，不能得到叶片的振动情况，未能建立含碰摩故障下的转子-叶片-机匣耦合系统的整机有限元模型。

(3) 典型故障分析未能提取机匣振动信号特征，研究结果很难应用到实际。

由于安装条件的限制，振动信号通常是通过机匣测得的，而不同类型不同部位的故障发生后，提取其在机匣振动信号中所表现出的特征，对于有效实施发动机故障诊断，具有重要指导意义。现有振动分析往往是基于转子振动位移的特征提取，而未直接研究在各种故障激励下所引发的机匣振动响应特征，因此，无法建立振动故障与测试信号特征的关联性，从而导致振动分析无法直接应用于实际故障诊断和振动抑制。

1.4 本论文的主要研究内容及安排

本文研究工作主要来源于与北京动力机械研究所的合作项目: XXX 发动机整机振动分析软件开发。本文针对某型无人飞行器用小型发动机结构，围绕发动机整机振动建模、故障建模以及故障分析进行了研究。具体研究框图如图 1.1 所示。

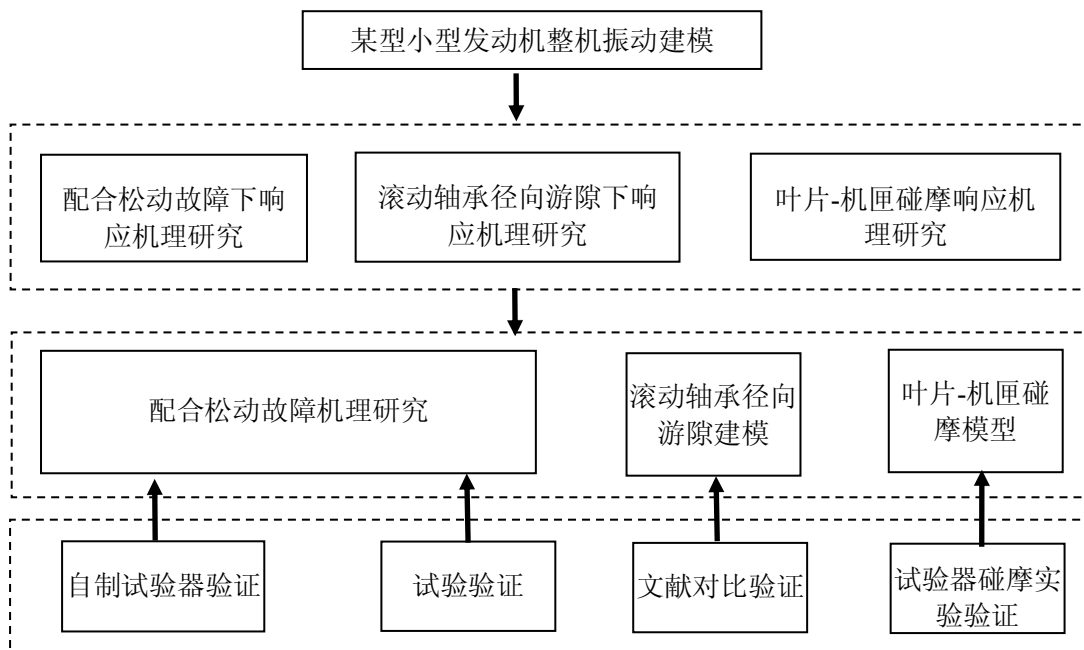


图 1.1 论文框图

本文具体内容安排如下：

第一章为绪论。首先介绍了课题的背景及意义，然后分析了整机振动建模与故障建模方面的研究现状，接着讨论了关于整机振动建模与故障建模方面有待研究的问题，最后介绍了本论文的研究内容及安排。

第二章对某型无人飞行器用小型发动机进行了整机振动建模。首先介绍了经典的转子有限

元建模方法,然后介绍了有限元机匣建模方法和离散支承的建模方法,最后介绍了时域数值积分求解方法,并利用时域数值积分法求取了系统的固有振动特性。本章的主要研究目的是为后续故障建模与仿真提供整机耦合动力学模型。

第三章研究了含配合松动故障的发动机整机振动响应特征。建立了轴承外圈与轴承座间的配合松动故障模型,首先,指出该故障模型在径向方向存在典型的连接刚度非线性问题,研究了该连接件松动故障的非同步响应特征。首先,建立了含连接件松动故障的集总质量模型,采用数值积分算法获得质量块的加速度响应,分析了不同的振动频率下的非同步响应特征,并建立了含连接件松动故障的试验器,验证了非同步响应规律;然后,基于转子-滚动轴承试验器,进行了轴承外圈与轴承座配合松动故障的故障仿真;最后将该配合松动模型应用到某型小型发动机,获取机匣加速度响应特征,并与该小型发动机的试车数据对比验证。

第四章研究了考虑滚动轴承径向游隙的发动机整机振动响应特征分析。首先,针对第二章建立的某型发动机整机振动有限元模型,考虑到不同支承位置的径向游隙,分析了其对整机振动影响的灵敏度,然后,针对较敏感的支承位置,分析了不同转速下,转子与滚动轴承外圈的接触状态以及非线性响应规律,分析了转子与滚动轴承之间的接触力以及不同径向游隙对其的影响,从而揭示了径向游隙对转子运行的稳定性的影响。

第五章研究了叶片-机匣碰摩故障模型,及其在碰摩故障激励下的机匣响应特征。首先,建立了新型叶片-机匣碰摩模型,该模型将叶片考虑为矩形梁模型,考虑到叶片-圆盘耦合动力学模型以及转子坐标系和叶片坐标系之间的坐标变换;考虑叶片-机匣之间的不均匀间隙;其次,将新型碰摩模型与航空发动机转子试验器进行结合,建立含碰摩故障的发动机整机振动模型,采用数值积分方法求得机匣加速度的响应以及叶片响应规律;然后,用含机匣的航空发动机转子试验器进行碰摩试验,对碰摩模型进行了验证。最后,将单点碰摩、局部碰摩模型应用到某小型发动机整机模型,获取机匣加速度响应特征。

第六章为结论与展望。对本文的工作进行了总结基础上,对未来的工作进行了展望。

第二章 某型无人飞行器用小型发动机整机振动建模

2.1 引言

现代的航空发动机的特点是高转速、高推重比，普遍采用薄壁机匣结构，转子-支承-机匣之间的耦合增强，形成了复杂的耦合系统，因此，航空发动机耦合动力学已经成为专门的研究热点。目前，计算转子-支承系统的临界转速、不平衡响应的方法主要有传递矩阵法，有限元法和模态综合法等。然而，传递矩阵法只能适用于边界条件较为简单的模型；由于模型复杂导致计算量大，在实际应用中，模态综合法受到限制。由于实际的航空发动机结构复杂，建立合理的有限元模型难度较大，而且由于计算单元数目巨大，计算量很大，计算速度较慢。现有的复杂有限元模型主要是针对线性系统进行分析，很难处理由于滚动轴承径向游隙、非线性碰摩力以及松动引起的变刚度等强非线性问题，而求解复杂的非线性系统响应的唯一的有效方法则是数值积分方法。

有鉴于此，本章针对某型无人飞行器用小型发动机，利用文献[25,121]的航空发动机整机振动建模方法，建立了一种转子-支承-机匣耦合动力学模型，转子和机匣采用有限元梁模型，支承考虑为集总单元模型，考虑多种支承结构、连接结构的类型以及系统存在的非线性因素，采用数值计算算法求得系统的响应。由于航空发动机整机验证试验很困难，本章的目的并不是计算发动机的整机临界转速及其固有振动特性，而是仿真计算发动机的故障动力学特征。因此，并未对该模型进行整机试验验证，但是仿真得到的临界转速和振型基本上得到了项目甲方认可，在动力学特征方面与实际发动机接近。

2.2 某型无人飞行器用小型发动机整机模型

图 2.1 和图 2.2 为某型无人飞行器用小型发动机转子组装图与该发动机的转子-支承-机匣模型示意图，该发动机的尺寸通过 UG 软件从发动机的三维数模中测量得到。

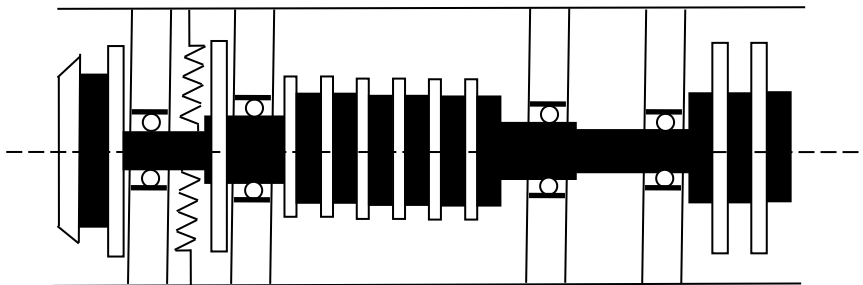


图 2.1 某型无人飞行器用小型发动机转子组装图

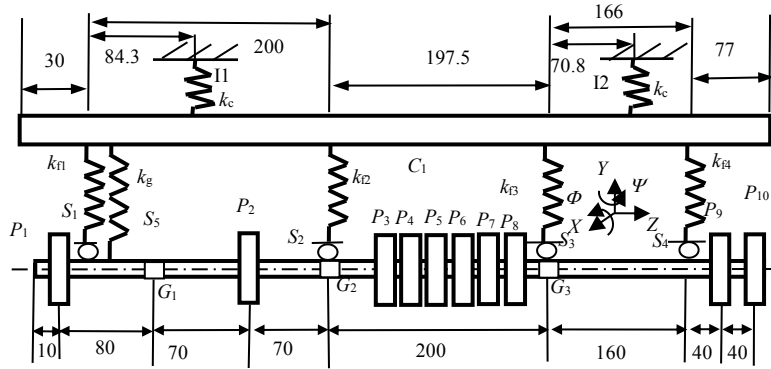


图 2.2 某型无人飞行器用小型发动机的转子-支承-机匣模型示意图 (单位: mm)

其中, P_1 : 风扇盘、 P_2 : 发电机旋转部件(磁钢)、 P_3 — P_8 : 6 个压气机盘、 P_9 : 涡轮盘 1、 P_{10} : 涡轮盘 2; C_1 : 机匣; G_1 : 风扇轴与传动轴套齿联轴器、 G_2 : 传动轴与压气机轴套齿联轴器、 G_3 : 压气机轴与涡轮轴套齿联轴器; S_1 : 风扇支点、 S_2 : 压气机前支点、 S_3 : 压气机后支点、 S_4 : 涡轮支点; I_1 : 前安装节、 I_2 : 后安装节; k_g : 齿轮泵啮合刚度、 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{13} 、 k_{14} : 转子-机匣支承刚度、 k_c : 机匣-基础连接刚度。该发动机为单转子, 多段轴采用花键连接等特点, 支撑类型为 0-2-2-0。

2.3 动力学建模方法

在建模过程中, 转子模型和机匣模型利用有限元梁模型, 转子通过力和力矩与其他转子、机匣以及支承耦合, 其中, 转子与转子间采用联轴器连接, 联轴器等效为线刚度和角刚度作用, 齿轮泵处等效为线刚度连接, 支承 S_1 、 S_2 、 S_3 、 S_4 处考虑为转子节点与滚动轴承、轴承座以及机匣节点相连, 具体建模方法参考文献[25,121]。本节对离散支承处的建模过程进行描述。

2.3.1 离散支承模型

对于某型无人飞行器用小型发动机, 为考虑到转子与转子、机匣与机匣之间的耦合作用, 转子与机匣之间支承连接, 本章引入了多个连接, 如转子与机匣之间的支承连接、转子与转子之间的联轴器连接、机匣与机匣之间的连接以及机匣与基础之间的连接。下面详述转子与机匣之间的支承连接、转子与转子之间的联轴器连接建模方法。机匣与机匣之间的连接模型与转子与转子之间的连接模型类似, 机匣与基础之间的连接采用线刚度模型, 具体建模方法参考文献[25,121]。

(1) 转子-机匣间的支承连接

对于每段转子-机匣之间的支承 $RC_i (i=1,2,\dots,N)$, 支承处包含滚动轴承与轴承座, 如图 2.3 所示, 设 RC 第 i 个支承与转子第 m 个节点和机匣的第 n 个节点相连, m_{wi} 为滚动轴承外圈的质量; m_{bi} 为轴承座的质量; k_{ti} 为轴承外圈与轴承座之间的线刚度, c_{ti} 为轴承外圈与轴承座之间的线阻尼; k_{fi} 为机匣与轴承座之间的线刚度, c_{fi} 为机匣与轴承座之间的线阻尼; F_{yRi} 和 F_{xRi}

分别为转子作用于轴承外圈的非线性赫兹力， F_{yCi} 和 F_{xCi} 分别为机匣作用于轴承座的线性弹性力。

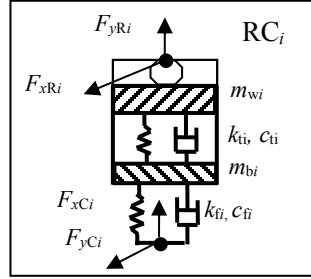


图 2.3 转子-机匣支承示意图

假设滚动轴承的外圈固定于轴承座上，滚动轴承内圈固定于转子上，设转子节点 m 的横向位移和垂向位移分别为 x_{Rm} 和 y_{Rm} ，滚动轴承外圈的第 i 个节点的横向位移和垂向位移分别为 x_{wi} 和 y_{wi} ，令 $x = x_{Rm} - x_{wi}$ ， $y = y_{Rm} - y_{wi}$ ，参考文献[25,122]，得到第 i 个支承的轴承力：

$$\begin{cases} F_{xRi} = \sum_{j=1}^N C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \cos \theta_j \\ F_{yRi} = \sum_{j=1}^N C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \sin \theta_j \end{cases} \quad (2.1)$$

式中， C_b 为赫兹接触刚度，可以由赫兹接触求得。 $H(\bullet)$ 是亥维塞函数，其大于 0 时，值为 1，否则为 0。 θ_j 为第 j 个滚珠的位置，有 $\theta_j = \omega_{\text{Cage}} \times t + \frac{2\pi}{N_b} (j-1)$ ， $j = 1, 2, \dots, N_b$ ，其中

N_b 为滚珠个数。 ω_{Cage} 为保持架的旋转角速度，外滚道半径为 R ，内滚道半径为 r ，则

$\omega_{\text{Cage}} = \frac{\omega \times r}{R + r}$ ， ω 为转轴的旋转角速度。因此，滚动轴承外圈的运动微分方程为：

$$\begin{cases} m_{wi} \ddot{x}_{wi} + k_{ti} (x_{wi} - x_{bi}) + F_{dxi} = F_{xRi} \\ m_{wi} \ddot{y}_{wi} + k_{ti} (y_{wi} - y_{bi}) + F_{dyi} = F_{yRi} - m_{wi} g \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (2.2)$$

其中， F_{dxi} 和 F_{dyi} 为阻尼力，若考虑为粘性阻尼，则

$$\begin{cases} F_{dxi} = c_{ti} (\dot{x}_{wi} - \dot{x}_{bi}) \\ F_{dyi} = c_{ti} (\dot{y}_{wi} - \dot{y}_{bi}) \end{cases} \quad (2.3)$$

设机匣的第 n 个节点横向位移和垂向位移分别为 x_{cn} 和 y_{cn} ，支承 RC_i 处的轴承座横向位移和垂向位移分别为 x_{bi} 和 y_{bi} ，则机匣作用于支承 RC_i 上的力分别为：

$$\begin{cases} F_{xci} = k_{fi} (x_{cn} - x_{bi}) + c_{fi} (\dot{x}_{cn} - \dot{x}_{bi}) \\ F_{yci} = k_{fi} (y_{cn} - y_{bi}) + c_{fi} (\dot{y}_{cn} - \dot{y}_{bi}) \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (2.4)$$

则支承 RC_i 的轴承座的运动微分方程为：

$$\begin{cases} m_{bi}\ddot{x}_{bi} + k_{ti}(x_{bi} - x_{wi}) - F_{dxi} = F_{xci} \\ m_{bi}\ddot{y}_{bi} + k_{ti}(y_{bi} - y_{wi}) - F_{d\phi i} = F_{yci} - m_{bi}g \end{cases} \quad i=1,2,\dots,N \quad (2.5)$$

(2) 转子-机匣间的线性弹簧连接

对于转子-机匣间的弹性连接 $RCC_k (k=1,2,\dots,N)$, 设转子第 i 个节点与机匣第 j 个节点相连, 连接的径向刚度为 k_{gr} , 角向刚度为 $k_{g\alpha}$, 径向阻尼为 c_{gr} , 角向阻尼为 $c_{g\alpha}$, 设转子第 i 个节点的位移为: $x_{ri}, y_{ri}, \phi_{ri}, \psi_{ri}$, 速度为: $\dot{x}_{ri}, \dot{y}_{ri}, \dot{\phi}_{ri}, \dot{\psi}_{ri}$; 机匣第 j 个节点的位移为 $x_{cj}, y_{cj}, \phi_{cj}, \psi_{cj}$, 速度为: $\dot{x}_{cj}, \dot{y}_{cj}, \dot{\phi}_{cj}, \dot{\psi}_{cj}$ 。则作用在转子节点 i 上的力和力矩 $F_{rx_i}, F_{ry_i}, M_{rx_i}, M_{ry_i}$, 以及作用在机匣节点 j 上的力和力矩 $F_{cx_j}, F_{cy_j}, M_{cx_j}, M_{cy_j}$ 为:

$$\begin{cases} F_{rx_i} = k_{gr}(x_{cj} - x_{ri}) + c_{gr}(\dot{x}_{cj} - \dot{x}_{ri}) \\ F_{ry_i} = k_{gr}(y_{cj} - y_{ri}) + c_{gr}(\dot{y}_{cj} - \dot{y}_{ri}) \\ M_{rx_i} = k_{g\alpha}(\phi_{cj} - \phi_{ri}) + c_{g\alpha}(\dot{\phi}_{cj} - \dot{\phi}_{ri}) \\ M_{ry_i} = k_{g\alpha}(\psi_{cj} - \psi_{ri}) + c_{g\alpha}(\dot{\psi}_{cj} - \dot{\psi}_{ri}) \end{cases} \quad (2.6)$$

$$\begin{cases} F_{cx_j} = -F_{rx_i} \\ F_{cy_j} = -F_{ry_i} \\ M_{cx_j} = -M_{rx_i} \\ M_{cy_j} = -M_{ry_i} \end{cases} \quad (2.7)$$

(3) 转子-转子间的联轴器连接

对于转轴段之间的联轴器 $RRC_k (k=1,2,\dots,N)$, 设左端转子的第 i 个节点与右端转子的第 j 个节点连接联轴器, 假设联轴器的径向刚度为 k_{Rr} , 角向刚度为 $k_{R\alpha}$, 径向阻尼为 c_{Rr} , 角向阻尼为 $c_{R\alpha}$, 左端转子的第 i 个节点的位移为: $x_{RLi}, y_{RLi}, \phi_{RLi}, \psi_{RLi}$, 速度为: $\dot{x}_{RLi}, \dot{y}_{RLi}, \dot{\phi}_{RLi}, \dot{\psi}_{RLi}$; 右端转子的第 j 个节点的位移为 $x_{RRj}, y_{RRj}, \phi_{RRj}, \psi_{RRj}$, 速度为: $\dot{x}_{RRj}, \dot{y}_{RRj}, \dot{\phi}_{RRj}, \dot{\psi}_{RRj}$ 。则作用于左端转子节点 i 上的力和力矩 $F_{Rxi}, F_{Ryi}, M_{Rxi}, M_{Ryi}$, 以及作用于右端转子节点 j 上的力和力矩 $F_{Ryj}, F_{Ryj}, M_{Ryj}, M_{Ryj}$ 为:

$$\begin{cases} F_{Rxi} = k_{Rr}(x_{RRj} - x_{RLi}) + c_{Rr}(\dot{x}_{RRj} - \dot{x}_{RLi}) \\ F_{Ryi} = k_{Rr}(y_{RRj} - y_{RLi}) + c_{Rr}(\dot{y}_{RRj} - \dot{y}_{RLi}) \\ M_{Rxi} = k_{R\alpha}(\phi_{RRj} - \phi_{RLi}) + c_{R\alpha}(\dot{\phi}_{RRj} - \dot{\phi}_{RLi}) \\ M_{Ryi} = k_{R\alpha}(\psi_{RRj} - \psi_{RLi}) + c_{R\alpha}(\dot{\psi}_{RRj} - \dot{\psi}_{RLi}) \end{cases} \quad (2.8)$$

$$\begin{cases} F_{Ryj} = -F_{Rxi} \\ F_{Ryj} = -F_{Ryi} \\ M_{Ryj} = -M_{Rxi} \\ M_{Ryj} = -M_{Ryi} \end{cases} \quad (2.9)$$

(4) 机匣-基础间(安装节)弹性支承

对于机匣与基础间安装节的弹性支承 $CB_k (k=1,2,\dots,N)$, 设机匣第 i 个节点与基础用弹性支承相连, 支承的连接刚度为 k_{cx}, k_{cy} 。连接阻尼为 c_{cx}, c_{cy} , 设机匣第 i 个节点的位移为: x_{ci}, y_{ci} ,

速度为： $\dot{x}_{ci}, \dot{y}_{ci}$ 。则作用在机匣节点 i 上的力 F_{cxi}, F_{cyi} 为：

$$\begin{cases} F_{cxi} = -k_{cx}x_{ci} - c_{cx}\dot{x}_{ci} \\ F_{cyi} = -k_{cy}y_{ci} - c_{cy}\dot{y}_{ci} \end{cases} \quad (2.10)$$

2.3.2 转子-支承-机匣耦合系统的求解方法

下面简要介绍该复杂系统的求解方法。考虑每个梁单元具有两个节点，8 个自由度，分别为沿着 X 、 Y 方向平移和绕 X 、 Y 方向旋转，得到单元节点上的位移为：

$$\mathbf{q}_e(t) = [q_{1e} \ q_{2e} \ q_{3e} \ q_{4e} \ q_{5e} \ q_{6e} \ q_{7e} \ q_{8e}]^T。$$

通过矩阵组装，得到转子系统（机匣系统）的运动方程为：

$$\mathbf{M}_s \ddot{\mathbf{q}}_s + (\mathbf{C}_s - \omega \mathbf{G}_s) \dot{\mathbf{q}}_s + \mathbf{K}_s \mathbf{q}_s = \mathbf{Q}_s \quad (2.11)$$

式中， \mathbf{Q}_s 为系统承受的载荷； \mathbf{M}_s 为系统的质量矩阵； \mathbf{G}_s 为系统的陀螺力矩矩阵； \mathbf{K}_s 为系统的刚度矩阵； \mathbf{C}_s 为系统的阻尼矩阵。

本文采用比例阻尼，即 $\mathbf{C}_s = \alpha_0 \mathbf{M}_s + \alpha_1 \mathbf{K}_s$ ，可以得到第 i 阶阻尼比为：

$$\xi_i = \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha_0}{\omega_i} + \alpha_1 \omega_i \right) \quad (2.12)$$

通过转子任意两阶的固有频率和阻尼比，求出 α_0, α_1 ，求得系统的阻尼矩阵 \mathbf{C}_s 。

对于转子系统（机匣系统），采用 Newmark- β 法获取转子的响应（机匣响应）。对于离散支承结构，采用改进的 Newmark- β 法（新型显示积分法-翟方法），通过对单个微分方程的求解，获得支承位置集总单元的响应，然后通过求解作用力（力矩）作用到相连的部件，由此，形成一个个求解序列，即整机振动的响应。该方法的优点是，Newmark- β 法的要求是形成动力学矩阵，不要求质量对角化，翟方法不要求形成动力学矩阵，而直接求解微分方程组。该方法的特点是求解效率很高。具体求解流如图 2.4 所示。

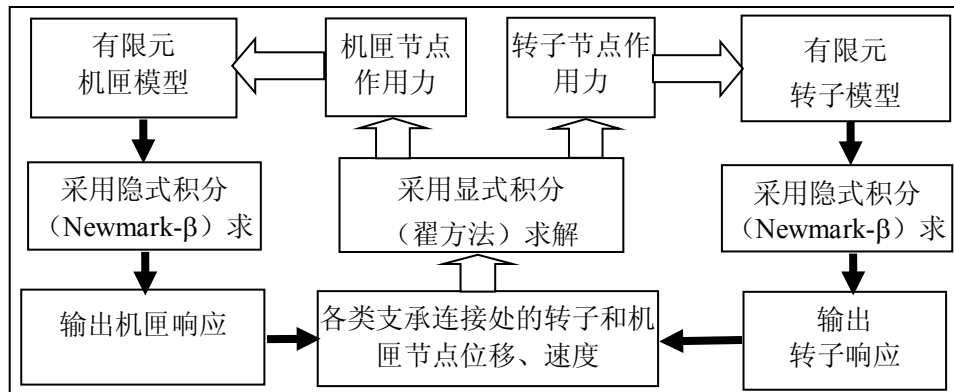


图 2.4 转子-支承-机匣动力学求解流程图

具体求解步骤为：

- (1) 初始计算

- 1) 形成刚度矩阵 $[K]$ ，质量矩阵 $[M]$ 及阻尼矩阵 $[C]$ ；
- 2) 获得初始值 $\{X_0\}$ 、 $\{V_0\}$ 、 $\{A_0\}$ ；
- 3) 选择步长 Δt 、参数 α 、 β ，计算常数：

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{1}{\alpha\Delta t^2}, a_1 = \frac{\beta}{\alpha\Delta t}, a_2 = \frac{1}{\alpha\Delta t}, a_3 = \frac{1}{2\alpha} - 1, \\ a_4 &= \frac{\beta}{\alpha} - 1, a_5 = \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\beta}{\alpha} - 2 \right), a_6 = \Delta t(1 - \beta), a_7 = \beta\Delta t \end{aligned} \quad (2.13)$$

- 4) 形成有效刚度矩阵：

$$[\tilde{K}] = [K] + a_0[M] + a_1[C]$$

- 5) 求逆矩阵 $[\tilde{K}]^{-1}$ ；

(2) 对于每个时间步长计算

- 1) $n+1$ 时刻的载荷向量

$$\{\tilde{P}_{n+1}\} = \{P_n\} + [M](a_0\{X_n\} + a_2\{V_n\} + a_3\{A_n\}) + [C](a_1\{X_n\} + a_4\{V_n\} + a_5\{A_n\}) \quad (2.14)$$

- 2) 求解 $n+1$ 时刻的位移、速度及加速度

$$\{X_{n+1}\} = [\tilde{K}]^{-1} \{\tilde{P}_{n+1}\} \quad (2.15)$$

$$\{A_{n+1}\} = a_0(\{X_{n+1}\} - X_n) - a_2\{V_n\} - a_3\{A_n\} \quad (2.16)$$

$$\{V_{n+1}\} = \{V_n\} + a_6\{A_n\} + a_7\{A_{n+1}\} \quad (2.17)$$

翟方法的积分格式：

$$\begin{cases} \{X\}_{n+1} = \{X\}_n + \{V\}_n\Delta t + \left(\frac{1}{2} + \psi\right)\{A\}_n\Delta t^2 - \psi\{A\}_{n-1}\Delta t^2 \\ \{V\}_{n+1} = \{V\}_n + (1 + \phi)\{A\}_n\Delta t - \phi\{A\}_{n-1}\Delta t \end{cases} \quad (2.18)$$

式中 Δt —时间积分步长；下标 n —代表 $t=n\Delta t$ 瞬时；下标 $n+1$ —代表 $t=(n+1)\Delta t$ 瞬时；下标 $n-1$ —代表 $t=(n-1)\Delta t$ 瞬时； ψ 、 ϕ —积分参数，通常选取 $\psi=\phi=1/2$ 。

2.4 动力学模型参数

某型小型发动机的转盘、转轴以及机匣参数是通过 UG 软件从发动机的三维数模中获取得到，支承刚度一方面通过合作项目的甲方提供，另一方面根据经验选取，如表 2.1-表 2.13 所示。

其中，表 2.1 为转子和机匣的有限元单元数；表 2.2 为转盘参数，包括各转盘的质量和惯量等；表 2.3-表 2.6 为转子参数，包含风扇、压气机、涡轮转子对应坐标位置的内外径；表 2.7-表 2.8 为机匣参数，包括机匣内外径、机匣壁厚和弹性模量等；表 2.9 为 4 个支点位置的滚动轴承参数，表 2.10 为 4 个支点的转子-机匣支承参数 RC_1 、 RC_2 、 RC_3 及 RC_4 ；表 2.11 为转子-机匣线性弹簧连接参数，用于体现该处的齿轮泵啮合刚度；表 2.12 为机匣-基础间的连接刚度，用于模拟前、后安装节；表 2.13 为转子-转子联轴器连接参数。

表 2.1 转子与机匣有限元单元数

风扇转子	压气机转子	涡轮转子	机匣
11	10	11	24

表 2.2 转盘参数

参数	盘 P ₁	盘 P ₂	盘 P ₃	盘 P ₄	盘 P ₅
质量	3.88	1.41	0.695	0.81	0.639
极惯性矩 $J_{dp}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.028	0.0028	0.0047	0.0058	0.004
赤道惯性矩 $J_{dd}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.024	0.0024	0.0024	0.0029	0.002

参数	盘 P ₆	盘 P ₇	盘 P ₈	盘 P ₉	盘 P ₁₀
质量	0.678	0.64	1.758	10.28	10.28
极惯性矩 $J_{dp}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.0022	0.0041	0.0089	0.0503	0.0503
赤道惯性矩 $J_{dd}/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	0.0043	0.002	0.0046	0.0315	0.0315

表 2.3 风扇转子模型参数

序号	坐标/mm	外径/mm	内径/mm
1	0.0000	30.0000	0.0000
2	30.0000	48.0000	0.0000
3	71.0000	30.0000	0.0000
4	90.0000	30.0000	0.0000
5	114.0000	36.0000	0.0000
6	162.6000	24.0000	0.0000
7	230.0000	24.0000	0.0000

表 2.4 压气机转子模型参数

序号	坐标/mm	外径/mm	内径/mm
1	230.0000	37.6000	24.0000
2	248.5000	37.6000	24.0000
3	286.5000	37.6000	24.0000
4	307.5000	37.6000	24.0000
5	329.5000	37.6000	24.0000
6	374.5000	37.6000	24.0000
7	408.5000	37.6000	24.0000
8	427.5000	37.6000	24.0000

表 2.5 涡轮转子模型参数

序号	坐标/mm	外径/mm	内径/mm
1	427.5000	30.0000	18.0000
2	463.5000	49.0000	36.9000
3	593.5000	49.0000	36.9000

4	625.5000	49.0000	36.9000
5	670.5000	49.0000	36.9000

表 2.6 转子部分参数

弹性模量 E/Pa	密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	泊松比 μ	比例阻尼系数 α_0	比例阻尼系数 α_1
2.07×10^{11}	7.8×10^3	0.3	5	1.35×10^{-5}

表 2.7 机匣模型参数

序号	坐标/mm	外径/mm	内径/mm
1	0.0000	260.0000	230.0000
2	200.0000	260.0000	230.0000
3	360.0000	260.0000	230.0000
4	526.0000	260.0000	230.0000
5	670.5000	260.0000	230.0000

表 2.8 机匣部分参数

壁厚/mm	弹性模量 E/Pa	密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	泊松比 μ	比例阻尼系数 α_0	比例阻尼系数 α_1
15	2.07×10^{11}	7.8×10^3	0.3	5	1.35×10^{-5}

表 2.9 滚动轴承参数

滚动轴承	外滚道半径	内滚道半径	滚珠个数 N_b	接触刚度 $C_b/(\text{N}/\text{m}^{3/2})$	轴承间隙 $r_0/\mu\text{m}$	外圈质量 m_w/kg	轴承座质量 m_b/kg
S ₁	39.5	29	13	12.4×10^9	0	0.2	10
S ₂	39.5	29	13	12.4×10^9	0	0.2	10
S ₃	32	17	14	11.9×10^9	0	0.2	10
S ₄	32	17	14	11.9×10^9	0	0.2	10

表 2.10 转子-机匣支承参数

支承	转子节点	机匣(节点)	$k_t/(\text{N}/\text{m})$	$c_t/(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$	$k_{t'}/(\text{N}/\text{m})$	$c_{t'}/(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$
RC ₁	3	2	1×10^8	2000	1×10^8	1000
RC ₂	1	9	1×10^8	2000	1×10^8	1000
RC ₃	11	16	1×10^8	2000	1×10^8	1000
RC ₄	8	22	1×10^8	2000	1×10^8	1000

表 2.11 转子-机匣连接参数

连接	转子节点	机匣(节点)	$k_{gr}/(\text{N}/\text{m})$	$c_{gr}/(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$	$k_{ga}/(\text{N}/\text{m})$	$c_{ga}/(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$
RCC ₁	6	4	1×10^8	0	1×10^8	0

表 2.12 机匣-基础连接参数

连接	机匣(节点)	$k_c/(\text{N}/\text{m})$	$k_a/(\text{N} \cdot \text{m}/\text{rad})$	$c_c/(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$	$c_a/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/\text{rad})$
CB ₁	8	1×10^9	1×10^5	2000	0
CB ₂	23	1×10^9	1×10^5	2000	0

表 2.13 转子-转子联轴器连接参数

连接	$k_{Rr}/(\text{N}/\text{m})$	$k_{Ra}/(\text{N} \cdot \text{m}/\text{rad})$	$c_{Rr}/(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$	$c_{Ra}/(\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}/\text{rad})$
RRC ₁	1×10^8	1×10^4	2000	0

RRC ₂	1×10^8	1×10^4	2000	0
RRC ₃	1×10^8	1×10^4	2000	0

2.5 动力学模型验证

为了验证仿真模型的正确性,采用单部件模型试验、转子组装模态试验以及整机模态试验进行验证。

2.5.1 单部件模态试验验证

(1) 涡轮转子模态分析

图 2.5 (a) 为仿真计算得到的自由状态下,通过敲击得到的频响函数,图 2.5 (b) 为敲击实验得到的自由状态涡轮转子频响函数。从图中可以看出计算和实验的模态频率基本吻合。

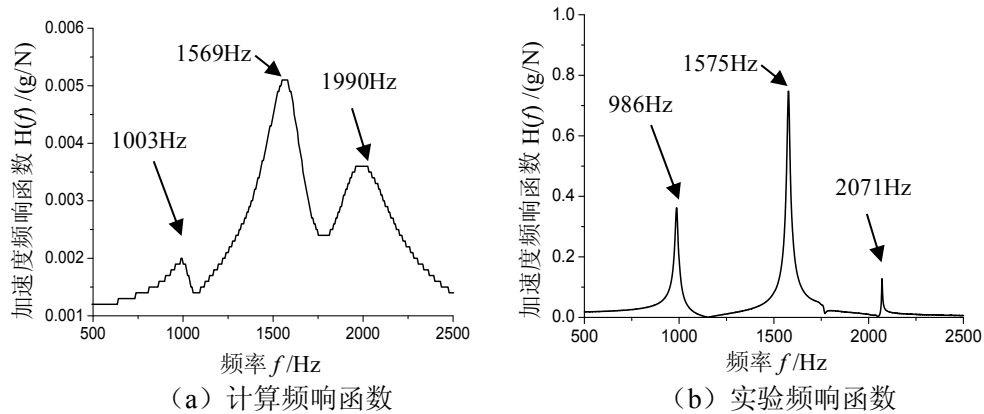


图 2.5 涡轮转子计算与实验模态频率比较

(2) 压气机转子模态分析

图 2.6 (a) 为仿真计算得到的自由状态下,通过敲击得到的频响函数,图 2.6 (b) 为敲击实验得到的自由状态压气机转子频响函数。从图中可以看出计算和实验的模态频率基本吻合。

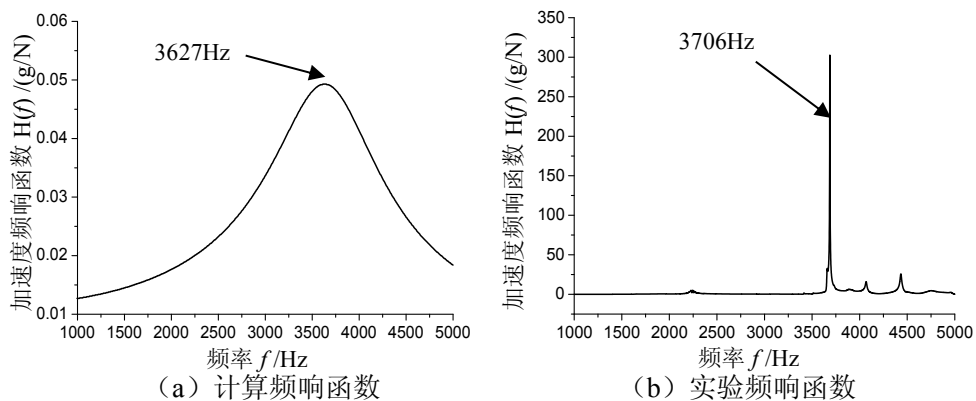


图 2.6 压气机转子计算与实验模态频率比较

(3) 风扇转子模态分析

图 2.7 (a) 为仿真计算得到的自由状态下,通过敲击得到的频响函数,图 2.7 (b) 为敲击

实验得到的自由状态压气机转子频响函数。从图中可以看出计算和实验的模态频率基本吻合。

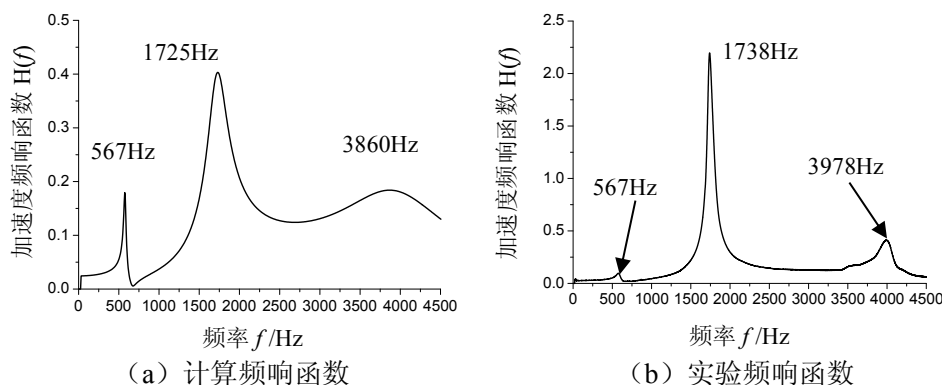


图 2.7 风扇转子计算与实验模态频率比较

2.5.2 转子组装模态试验验证

图 2.8 (a) 为仿真计算得到的自由状态下,通过敲击得到的频响函数,图 2.8 (b) 为敲击实验得到的自由状态转子组装的频响函数。从图中可以看出计算和实验的模态频率有一定差别,但是在 1000Hz 内均存在若干共振频率。计算与实验的差别主要来源于实验和计算的边界条件差别,以及转子模型参数的误差等。

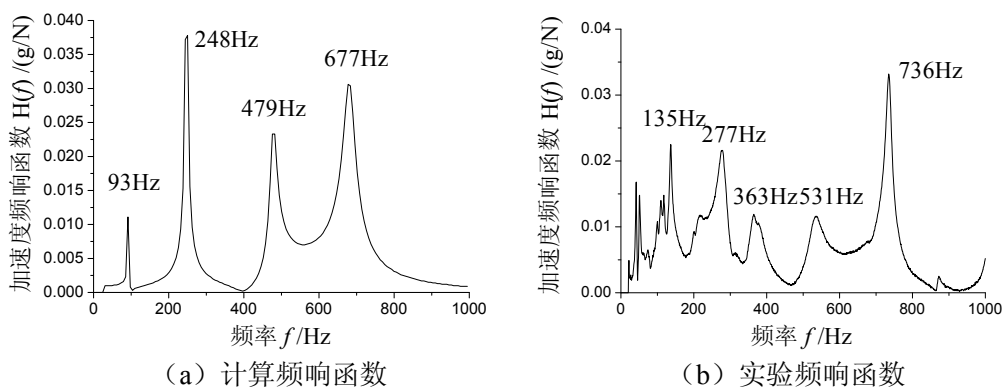
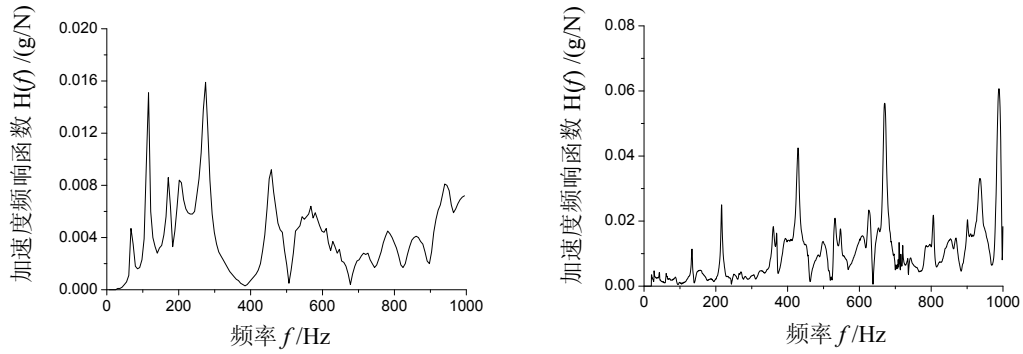


图 2.8 转子组装的计算与实验模态频率比较

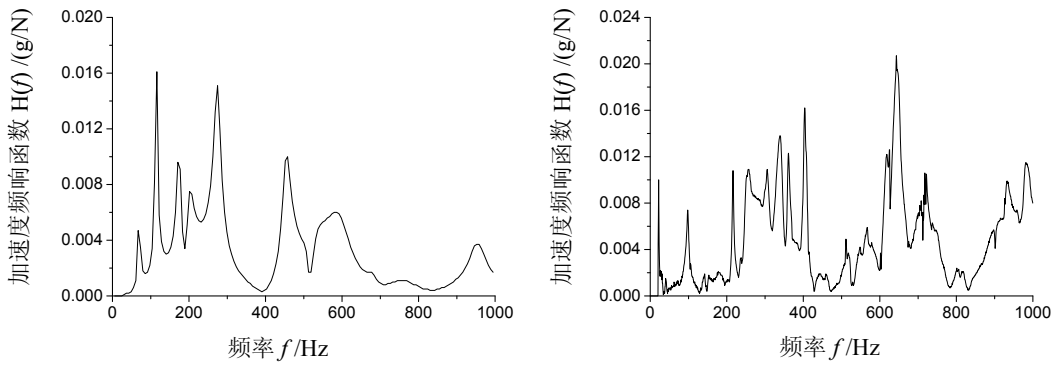
2.5.3 整机模态试验验证

图 2.9 (a) 为仿真计算得到的整机安装条件下水平频响函数,图 2.9 (b) 为敲击实验得到的整机安装条件下水平频响函数。图 2.10 (a) 为仿真计算得到的整机安装条件下垂直频响函数,图 2.10 (b) 为敲击实验得到的整机安装条件下垂直频响函数。从图中可以看出计算和实验的模态频率有一定差别,但是在 1000Hz 内均存在若干共振频率。计算与实验的差别主要来源于实验和计算的边界条件差别,以及转子模型参数的误差等。



(a) 计算频响函数 (b) 实验频响函数

图 2.9 整机计算与实验模态频率比较 (水平)



(a) 计算频响函数 (b) 实验频响函数

图 2.10 整机的计算与实验模态频率比较 (垂直)

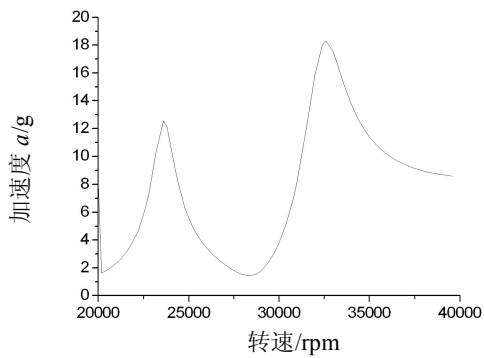
2.6 临界转速分析

2.6.1 原始支承刚度下的临界转速

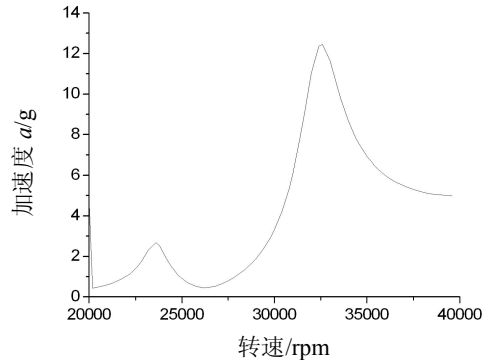
表 2.14 为原始支承刚度下, 即 4 个支承位置的刚度分别为 $5 \times 10^7 \text{N/m}$ 、 $5 \times 10^7 \text{N/m}$ 、 $1 \times 10^8 \text{N/m}$ 、 $1 \times 10^8 \text{N/m}$ 下, 均考虑为线性刚度, 仿真计算转子-支承-机匣系统的临界转速, 图 2.11 为机匣不同测点转速-振幅曲线, 图 2.12、图 2.13 分别为系统的前两阶振型, 分别对应于风扇转子摆动以及压气机转子弯曲振型。

表 2.14 系统的临界转速 (rpm)

第 1 阶	第 2 阶
23600	32600



(a) 机匣节点 2



(b) 机匣节点 9

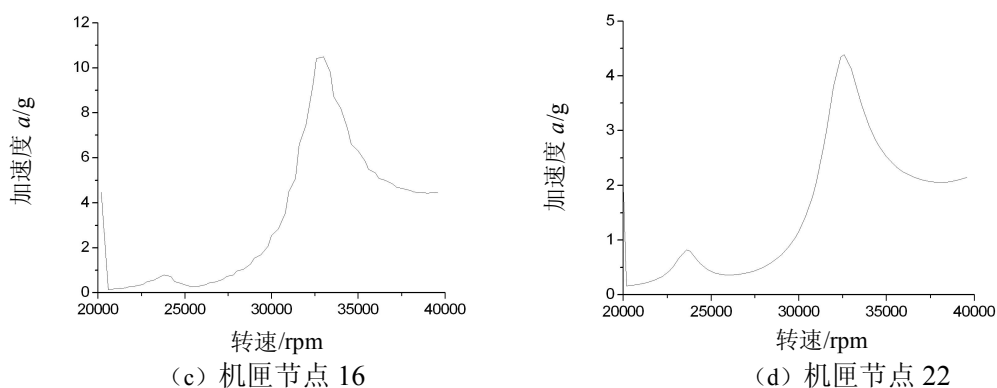


图 2.11 机匣加速度幅值-转速曲线

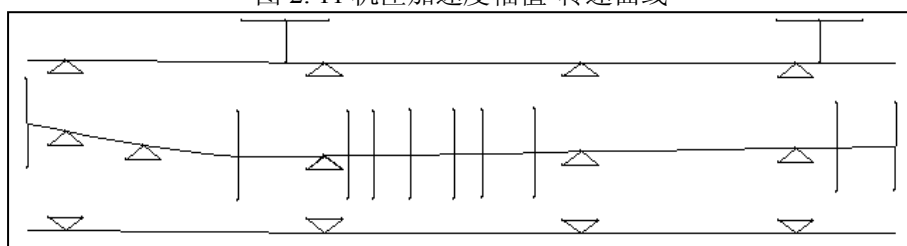


图 2.12 振型 (23600rpm)

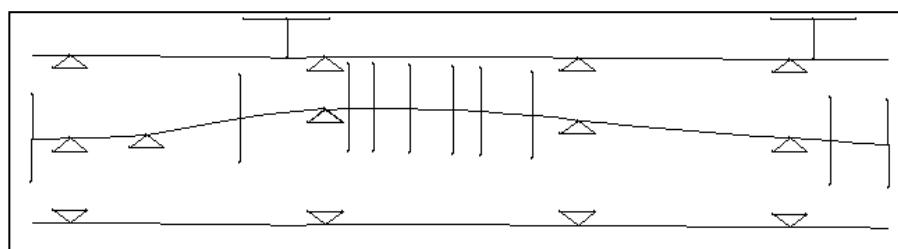


图 2.13 振型 (32600rpm)

2.6.2 支承刚度对临界转速的影响分析

(1) 风扇支承刚度对临界转速的影响分析

表 2.15 为不同风扇支承刚度下, 仿真得到的前两阶临界转速汇总表。从表中可以看出, 风扇支承刚度对系统的第一阶临界转速影响较大, 对第二阶临界转速影响较小。

表 2.15 风扇支承刚度灵敏度仿真结果汇总

支承条件	风扇支承/(N/m)	第一阶临界转速/rpm	第二阶临界转速/rpm
工况 1	5.0e7	23600	32600
工况 2	1.0e8	28400	32600
工况 3	2.0e8	—	32400

(2) 压气机前支承刚度对临界转速的影响分析

表 2.16 为不同压气机前支承刚度下, 仿真得到的前两阶临界转速汇总表。从表中可以看出, 压气机前支承刚度对系统的第二阶临界转速影响较大, 对第一阶临界转速没有影响。

表 2.16 压气机前支承刚度灵敏度仿真结果汇总

支承条件	压气机前支承/(N/m)	第一阶临界转速/rpm	第二阶临界转速/rpm
------	--------------	-------------	-------------

工况 1	5.0e7	23800	32600
工况 2	1.0e8	23800	37000
工况 3	2.0e8	23800	39600

(3) 压气机后支承刚度对临界转速的影响分析

表 2.17 为不同压气机后支承刚度下, 仿真得到的前两阶临界转速汇总表。从表中可以看出, 压气机后支承刚度对系统的第二阶临界转速影响较大, 对第一阶临界转速没有影响。

表 2.17 压气机后支承刚度灵敏度仿真结果汇总

支承条件	压气机后支承/(N/m)	第一阶临界转速/rpm	第二阶临界转速/rpm
工况 1	5.0e7	23600	31000
工况 2	1.0e8	23600	33400
工况 3	2.0e8	23600	34600

(4) 涡轮支承刚度对临界转速的影响分析

表 2.18 为不同涡轮支承刚度下, 仿真得到的前两阶临界转速汇总表。从表中可以看出, 涡轮支承刚度对系统的第一阶和第二阶临界转速影响较小。

表 2.18 涡轮支承刚度灵敏度仿真结果汇总

支承条件	涡轮支承/(N/m)	第一阶临界转速/rpm	第二阶临界转速/rpm
工况 1	1.0e7	23800	32600
工况 2	5.0e7	23800	32600
工况 3	1.0e8	23600	32600
工况 4	2.0e8	23600	32600

从表 2.15-表 2.18 可以得出如下结论:

(1) 风扇转子刚度对第一阶临界转速影响较大, 可以通过控制风扇支承的刚度, 控制第一阶临界转速;

(2) 压气机转子前、后支承刚度对第二阶临界转速影响较大, 可以通过控制压气机前、后支承的刚度, 控制第二阶临界转速;

(3) 涡轮转子支承刚度对第一阶、第二阶临界转速影响较小, 调节涡轮支承刚度对系统的临界转速影响不大。

2.7 小结

本章简要描述了航空发动机整机振动耦合动力学建模方法。其中, 转子考虑为有限元梁模型, 机匣考虑为不旋转的有限元梁模型, 支承系统中, 考虑转子与轴承外圈之间的 Herz 接触力以及轴承外圈与机匣之间的线性弹性力。采用 Newmark- β 算法以及改进的 Newmark- β 算法 (翟方法), 求取系统的响应。该建模方法求解速度快, 而且能考虑复杂结构中的故障, 所以是一种处理非线性故障的有效方法。

利用航空发动机整机振动建模方法, 建立了某型无人飞行器用小型发动机转子-支承-机匣耦合动力学模型, 进行了必要的模态试验验证, 分析了发动机整机临界转速及其影响因素。由

于航空发动机整机验证试验很困难，本文的目的是确保发动机固有振动特性与实际发动机接近的情况下仿真计算故障特征，并为后续后续三章研究考虑结构间隙下的整机振动特征提供整机动力学模型。

第三章 含轴承配合松动故障的发动机响应特征分析与验证

3.1 引言

航空发动机轴承外圈与轴承座之间的配合由于装配、使用过程中的力和温度作用，将产生一定的间隙。该间隙的存在使该部位存在连接刚度的非线性，表现出明显的冲击特征，同时伴随着外圈与轴承座孔间的相对滑动，还具有一定的摩擦效应。本章首先建立了轴承配合松动故障模型，详细研究了连接刚度非线性所引发的非线性故障特征，解释了其中的超调和亚谐共振现象，并利用试验器进行了验证，然后，针对转子-滚动轴承实验器进行配合松动故障仿真，某无人飞行器用小型发动机进行含轴承配合松动故障的整机振动仿真，并与试车振动数据进行了故障特征验证。

3.2 轴承配合松动故障模型

图 3.1 为轴承外圈-轴承座配合松动端的剖面图。针对滚动轴承外圈-轴承座之间的配合松动，建立了轴承外圈-轴承座之间的配合松动模型，如图 3.2 所示。其中，设拧紧力矩引起的摩擦阻尼为 c_f ，轴承外圈与轴承座的连接刚度为 k ，外圈与轴承座间的接触刚度 k_r ，轴承刚度为 k_b ，轴承阻尼为 c_b 。图 3.2 表明，在轴承外圈-轴承座不同的配合间隙 δ 内，表现出刚度非线性。

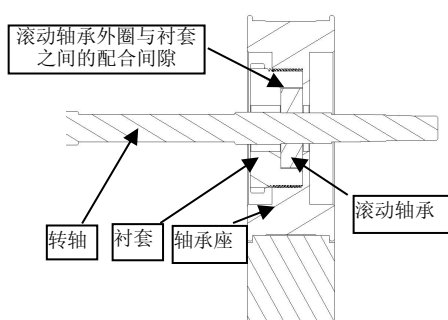


图 3.1 转子试验器配合松动端的剖面图

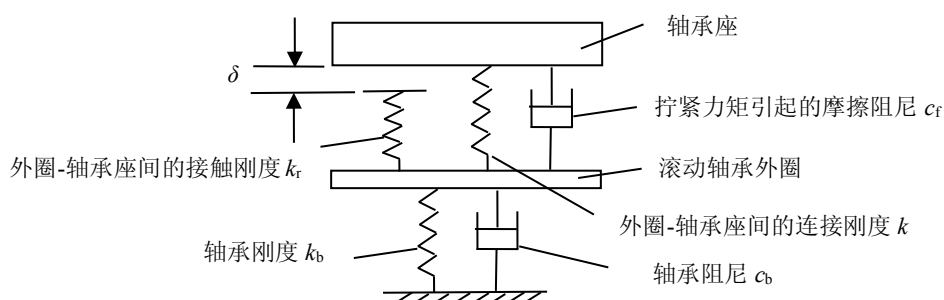


图 3.2 滚动轴承外圈-轴承座配合松动示意图

针对轴承外圈与轴承座间发生碰撞与摩擦效应，建立轴承外圈与轴承座之间碰撞与摩擦的力学模型，如图 3.3 所示。

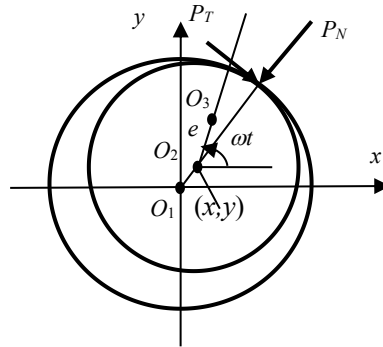


图 3.3 滚动轴承外圈-轴承座配合松动力学模型

设内部配合件的横向位移为 x_I ，外部配合件的横向位移为 x_O ，该松动模型类似碰撞与摩擦模型。其中， c 为松动间隙， r 为轴承外圈-轴承座之间的径向位移，其表达式如下：

$$r = \sqrt{(x_I - x_O)^2 + (y_I - y_O)^2} \quad (3.1)$$

若 $r < c$ ，则不发生碰摩。若 $r \geq c$ ，则会发生碰摩。假设转静子的碰摩服从库仑摩擦定理，求得碰摩产生的法向力和切向力分别表示如下：

$$\begin{cases} P_N = k_r \cdot (r - c) \\ P_T = f \cdot P_N \end{cases} \quad (3.2)$$

其中， k_r 为配合件之间的碰摩刚度、 f 为摩擦系数，将法向和切向碰撞力和摩擦力分解在 x 和 y 轴，可以得到：

$$\begin{cases} P_x = k_r(1 - c/r)[-(x_I - x_O) + f \cdot (y_I - y_O)] \\ P_y = k_r(1 - c/r)[-(y_I - y_O) - f \cdot (x_I - x_O)] \end{cases} \quad (3.3)$$

考虑外环与锁紧螺母内表面摩擦效应，其相对运动示意图，如图 3.4 所示。

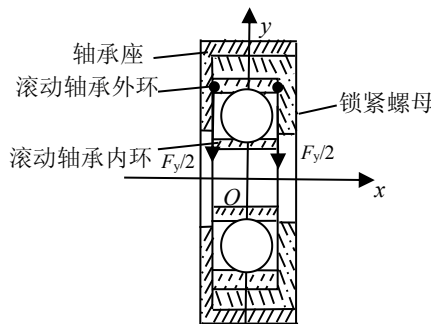


图 3.4 外环与锁紧螺母相对运动受力示意图

假设滚动轴承外环与锁紧螺母的内表面的拧紧力为 F_N ，摩擦系数为 μ ，设外环该时刻的水平方向的运动速度 v_{rx} ，垂直方向的运动速度 v_{ry} ，由于拧紧螺母固定在轴承座上，故拧紧螺母该时刻的水平方向的运动速度 v_{bx} ，垂直方向的运动速度 v_{by} ，则可以得到在外环接触面内受到的摩擦力，如公式 3.4 所示。

$$\begin{cases} F_x = -\mu F_N \text{sign}(v_{rx} - v_{bx}) \\ F_y = -\mu F_N \text{sign}(v_{ry} - v_{by}) \end{cases} \quad (3.4)$$

在本文中该摩擦力等效为粘性阻尼力，如公式 3.5 所示。其中， c_f 为轴承外圈与轴承座之间的等效粘性阻尼系数。

$$\begin{cases} F_x = -c_f(v_{rx} - v_{bx}) \\ F_y = -c_f(v_{ry} - v_{by}) \end{cases} \quad (3.5)$$

由此可见，轴承外圈与轴承座间的配合松动在径向表现出明显的连接刚度非线性特征，而轴承拧紧力矩将改变接触面间的摩擦力，从而改变摩擦阻尼，由于本文将摩擦阻尼等效为粘性阻尼，因此，拧紧力矩的变化间接反映出了等效粘性阻尼系数的变化。为了详细研究轴承配合松动故障特征，本章首先研究连接刚度非线性下的振动非线性规律，因此，建立了含连接刚度非线性故障的集总质量模型。

3.3 含连接刚度非线性的集总质量模型

3.3.1 单盘转子模型

单盘无质量轴的不平衡响应微分方程为：

$$\begin{cases} m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = me\omega^2 \cos \omega t \\ m\ddot{v} + c\dot{v} + kv = me\omega^2 \sin \omega t \end{cases} \quad (3.6)$$

其中， u 、 v 分别为圆盘的水平方向和垂直方向的位移， m 为圆盘的质量， c 为粘性阻尼， k 为轴的横向刚度， e 为偏心距， ω 为旋转角速度。

3.3.2 连接刚度非线性模型

在轴承配合松动模型中，设 δ 为滚动轴承外圈与轴承座之间的间隙，在不同的间隙范围内，外圈与轴承座之间的接触刚度为：

$$k = \begin{cases} k_1(x - y > \delta) \\ k_2(x - y \leq \delta) \end{cases} \quad (3.7)$$

其中，设 x 为轴承外圈的位移， y 为轴承座的位移， k_1 、 k_2 分别为对应于图 3.2 中的外圈挤压轴承座的接触刚度 $k+k_r$ 、外圈与轴承座的连接刚度 k 。

为了研究配合松动故障所引发的强非线性，保证每个频率下，在一个振动周期内，变刚度 k_1 、 k_2 均存在，因此，本文采用极小的松动间隙 δ ，故忽略松动间隙 δ 的影响，但是该模型仍表现出刚度非线性，简化为单向间隙下的松动模型为：

$$k = \begin{cases} k_1(x - y > 0) \\ k_2(x - y \leq 0) \end{cases} \quad (3.8)$$

为模拟发动机中配合松动导致的变刚度的情况，本章建立了单自由度质量-弹簧振动模型，模型中考虑了部件与基础之间的松动，部件假设为集总质量块，如图 3.5 所示。

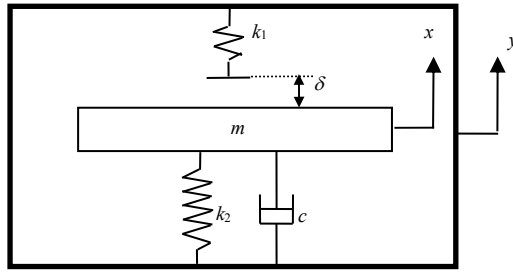


图 3.5 质量块-基础松动模型示意图

其中，设质量块的质量为 m ，质量块与基础之间的接触刚度为 k_2 ，阻尼为 c ；质量块与硬弹簧的接触刚度为 k_1 ，间隙为 δ ；质量块的振动位移为 x ，基础的振动位移为 y 。

质量块在基础激励下，运动的微分方程为：

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (3.9)$$

设基础激励的频率为 f ，幅值为 A ，则基础振动的位移为 $y = A\sin(2\pi ft)$ ，质量块与基础之间的相对位移为 $z = x - y$ ，则质量块与基础之间的相对运动方程为：

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = m\ddot{y} \quad (3.10)$$

公式 (3.10) 进一步可以得到：

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -mA(2\pi f)^2 \sin(2\pi ft) \quad (3.11)$$

由于单盘无质量轴模型中的公式(3.6)第二个方程与基础松动模型中的公式(3.6)类似，且松动故障具有方向性，故采用公式(3.11)简单模型进行松动故障仿真，以此来模拟单盘无质量轴的支承松动故障，采用相对位移 z 来模拟单盘转子的位移，采用相对加速度 \ddot{z} 来模拟单盘转子的加速度。

在不同间隙下，质量块与基础之间的接触刚度为：

$$k = \begin{cases} k_1 + k_2 & (x - y > \delta) \\ k_2 & (x - y \leq \delta) \end{cases} \quad (3.12)$$

该松动模型和公式 3.7 表现出的刚度非线性一致，通过该模型可以模拟配合松动故障中表现出的刚度非线性。

显然，硬弹簧支承下的系统固有频率为 $f_1 = ((k_1 + k_2)/m)^{1/2}$ ，软弹簧支承下的固有频率 $f_2 = (k_2/m)^{1/2}$ ，设系统的临界频率^[51]为 f_n ，由于一个周期内在极小间隙 δ 下的振动时间极短，对其可以进行忽略，故系统一个周期振动时间为质量块与硬弹簧接触的振动周期和质量块与软弹簧接触的振动周期之和的一半，即：

$$\frac{1}{f_n} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{f_1} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{f_2} \right) \quad (3.13)$$

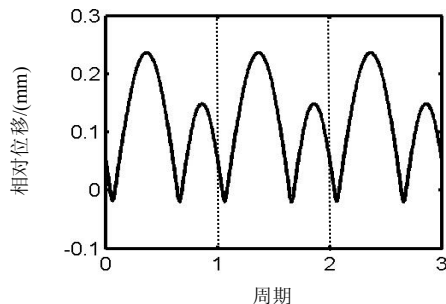
为研究松动故障所引发的强非线性特征，故采用较小的阻尼和较大的刚度，设质量块的质量 $m=10\text{kg}$ ，基础振动的振幅 $A=100\mu\text{m}$ ，质量块与基础之间的阻尼 $c=20\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$ ，接触刚度 $k_2=9.85 \times 10^5 \text{N}/\text{m}$ ， $k_1=100k_2$ ，按照公式 (3.13)，求得系统的固有频率 $f_n=90.9\text{Hz}$ 。采用改进的

Newmark- β 算法（新型显示积分法—翟方法^[123]）求解系统的响应，假设接触硬弹簧，接触情况标记为 1，接触软弹簧，接触情况标记为 0。

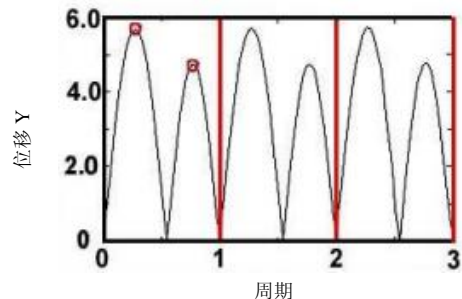
图 3.6 和图 3.7 分别为质量块振动频率在 $1/2f_n$ 与 $1/3f_n$ 下的结果。在图 3.6 (a)、图 3.7 (a) 中，质量块在基础激励下，相对位移在每个振动周期内时域波形分别出现两次和三次跳跃；图 3.6 (b)、图 3.7 (b) 为文献[51]的结果，文献[51]中的纵坐标均进行无量纲化处理；在图 3.6 (c) 中，相对位移的频谱出现了转频以及较强的转频的二倍频成分；在图 3.7 (c) 中，相对位移的频谱出现了转频、较强的转频的二倍频成分以及系统的固有频率；在图 3.6 (d)、(f) 和图 3.7 (d)、(f) 中，质量块加速度和相对加速度在每个振动周期内时域波形分别出现两次和三次冲击；在图 3.6 (e) 和图 3.7 (e) 中，刚度变化的周期为转速周期，从而产生转频的倍频成分。

图 3.8、图 3.9、图 3.10 分别为质量块振动频率在 $2/5f_n$ 、 $3/7f_n$ 以及 $4/9f_n$ 下的结果。图 3.8 (a) 中，相对位移在每两个振动周期内时域波形出现五次跳跃；在图 3.9 (a) 中，相对位移在每三个振动周期内时域波形有七次跳跃；在图 3.10 (a) 中，相对位移在每四个振动周期内时域波形有九次跳跃；在图 3.8 (b)、图 3.9 (b)、图 3.10 (b) 中，相对位移的频谱出现了转频、较强的非同步频率成分以及系统的固有频率；图 3.8 (c)、(d)，图 3.9 (c)、(d)，图 3.10 (c)、(d) 为文献[51]的结果；在图 3.8 (e)、图 3.9 (e)、图 3.10 (e) 中，刚度变化的周期分别为转速周期的两倍、三倍以及四倍，从而产生转频的 $1/2$ 、 $1/3$ 、 $1/4$ 分频成分；在图 3.8 (f) 中，质量块加速度在每两个振动周期内时域波形有五次冲击；在图 3.9 (f) 中，质量块加速度在每三个振动周期内时域波形有七次冲击；在图 3.10 (f) 中，质量块加速度在每四个振动周期内时域波形有九次冲击。

从图 3.6-图 3.10 中可以看出：由于松动故障，系统的固有频率成分和非同步响应被激发。当转频为 $1/J$ ($J=1, 2, \dots$) 的系统的固有频率时，即刚度变化的周期等于转速周期，将产生倍频成分；当转频为 $J/(2J+1)$ 、 $(J+1)/(2J+1)$ 、 $(2J-1)/(2J)$ ($J=2, 3, \dots$) 的系统的固有频率时，即刚度变化的周期等于转速周期的 n 倍，将产生 $1/n$ 分频成分，且激发系统的固有频率。



(a) 时域波形



(b) 时域波形（文献[51]的结果）

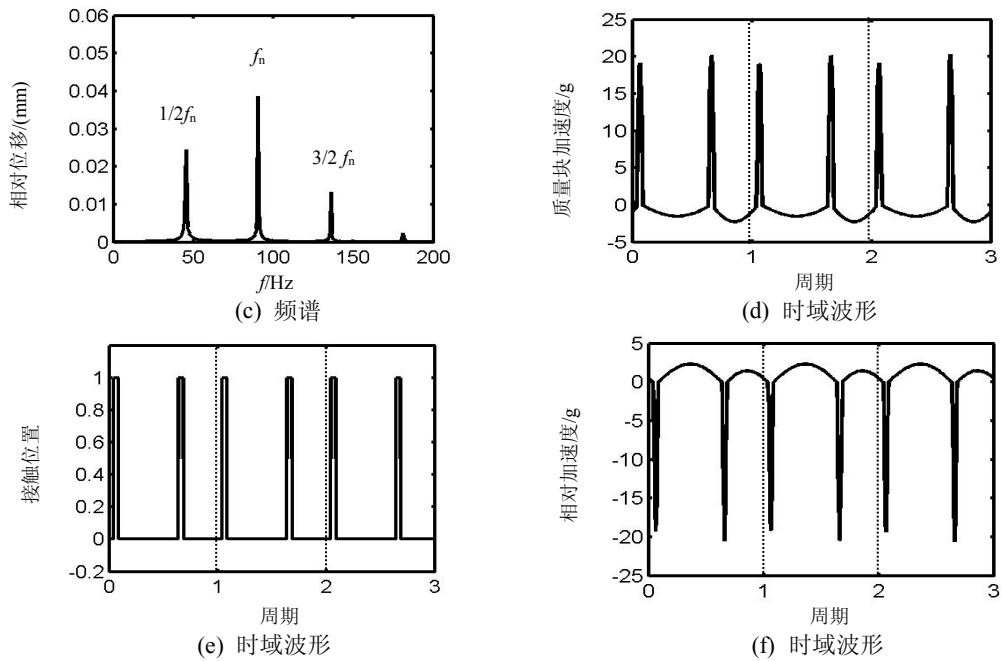


图 3.6 $1/2$ 固有频率下 (45.3Hz) 的波形特征

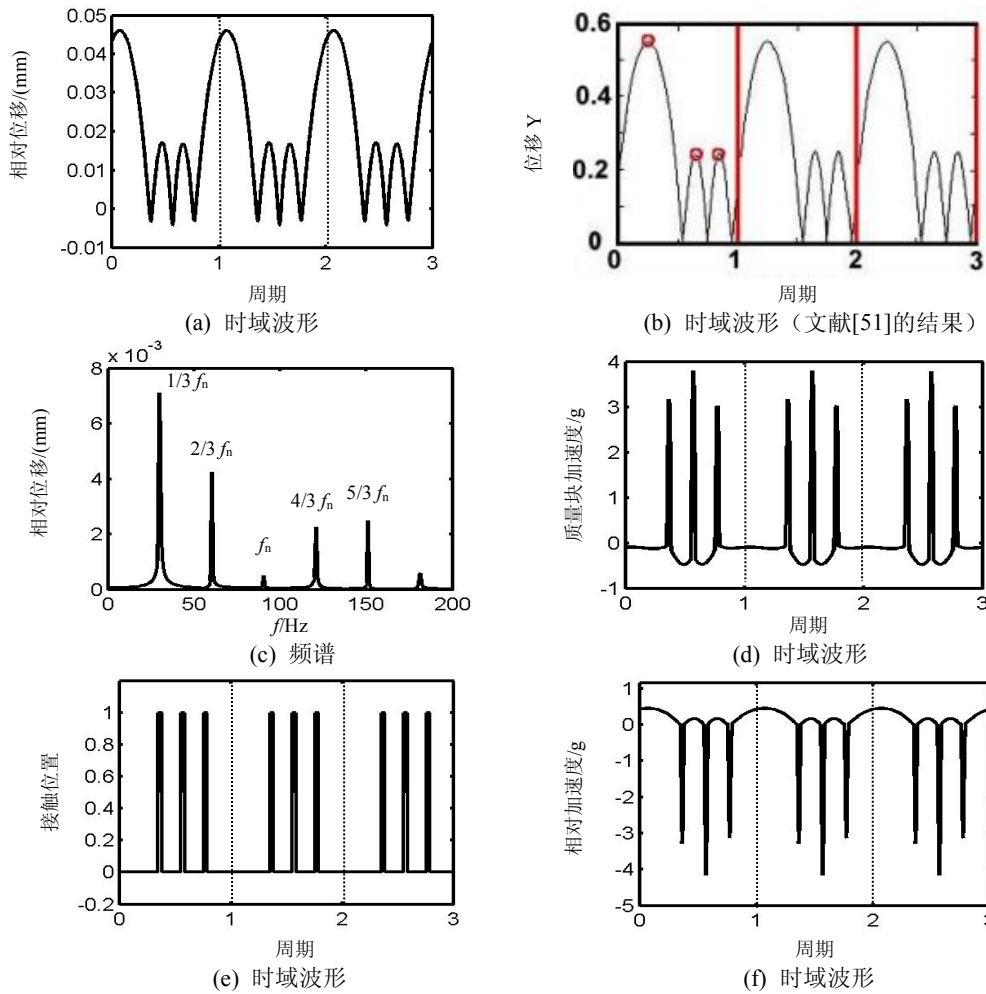


图 3.7 $1/3$ 固有频率下 (30.21Hz) 的波形特征

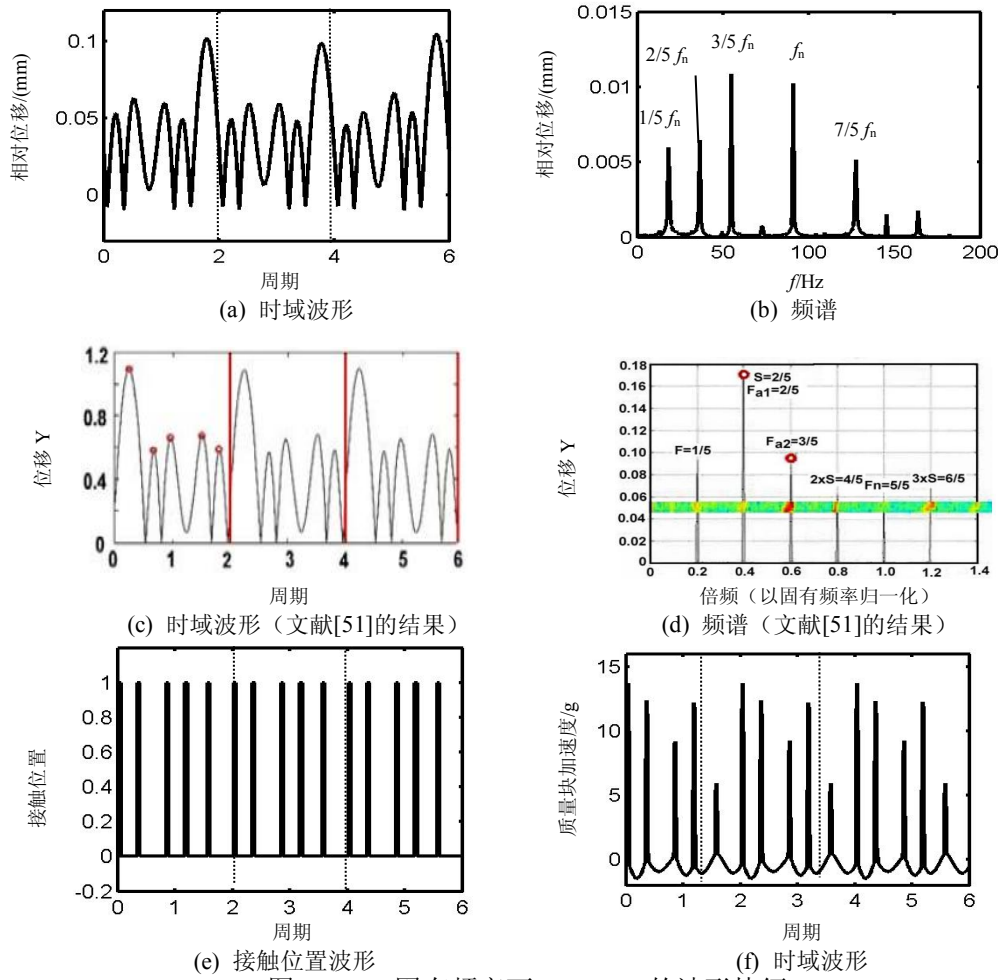
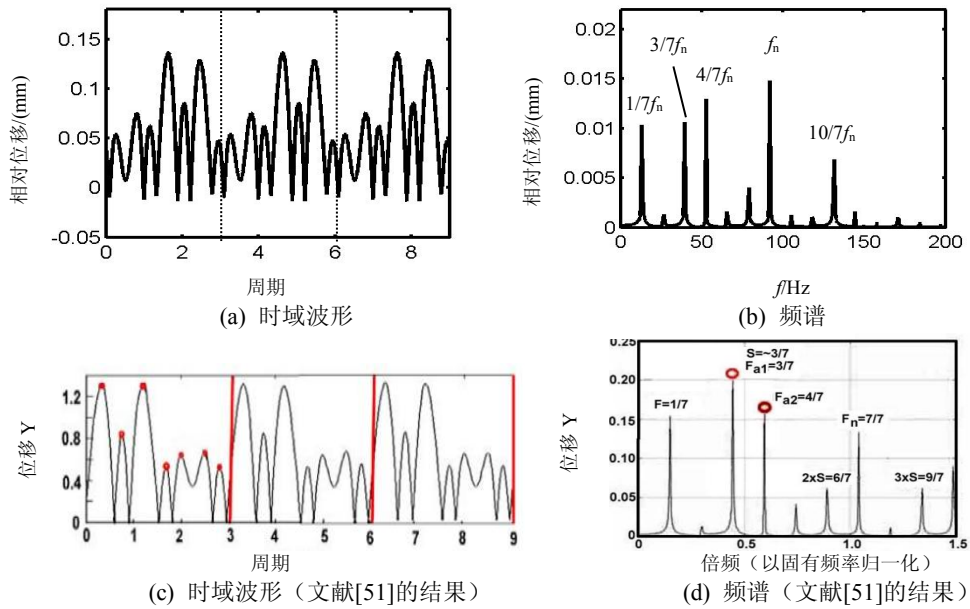


图 3.8 2/5 固有频率下(36.37Hz)的波形特征



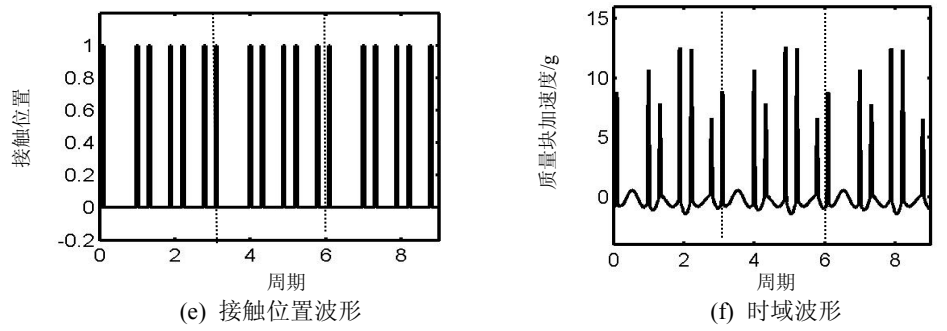


图 3.9 3/7 固有频率下(39.4Hz)的波形特征

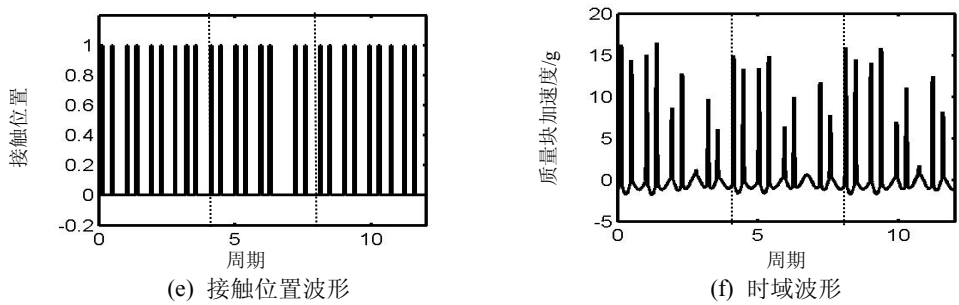
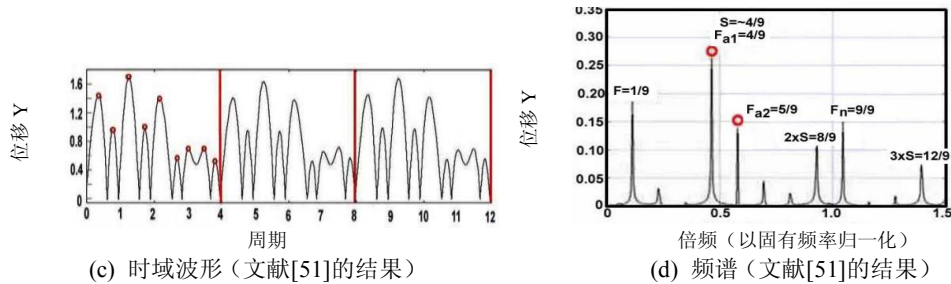
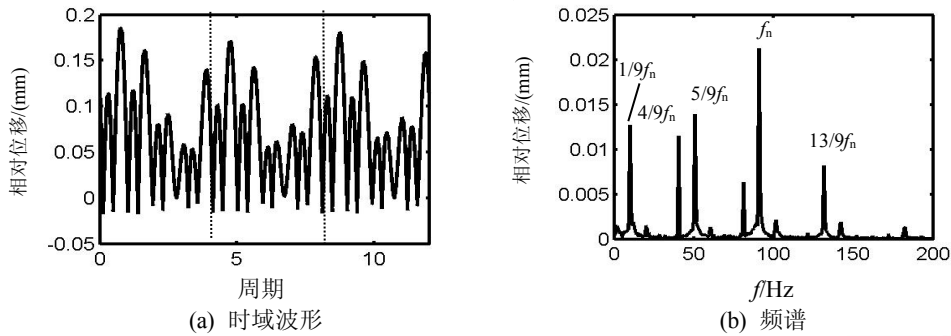


图 3.10 4/9 固有频率下(40.5Hz)的波形特征

在亚临界转速下，转子加速度的 Campbell 图，如图 3.11 所示。图 3.12 为文献[51]的分析结果。从图 3.11 中可以看出，在不同的转速下，松动故障在 Campbell 图中表现出交叉条纹特征，即非同步响应频率。当转频为 $1/4f_n$ 、 $1/3f_n$ 和 $1/2f_n$ 时，将产生转频的倍频成分；当转频为 $2/3f_n$ 时，将产生转频的 $1/2$ 分频等分频成分以及转频的倍频成分；当转频为 $3/4f_n$ 时，将产生转频的 $1/3$ 、 $2/3$ 分频等分频成分以及转频的倍频成分。发现了以 $1/2f_n$ 作为交叉点，向 $1/2f_n$ 两侧出现分频以及倍频现象，且距离 $1/2f_n$ 越远，分频与倍频更多，在通过临界以及超临界转速下也具有类似现象。当转速不在本文所述的特定转速下，将产生拟周期、分叉或者混沌现

象。图 3.11 与图 3.12 表现出相同的现象。

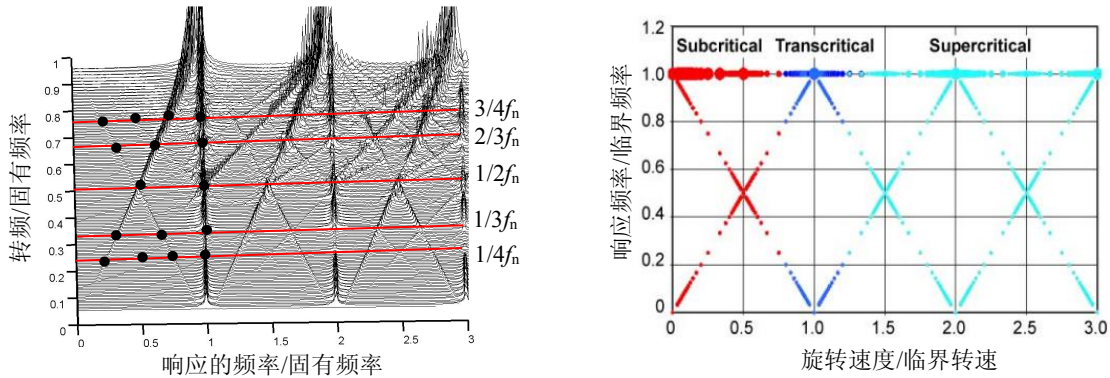


图 3.11 亚临界下的 Campbell 图 图 3.12 亚临界、通过临界及超临界下的 Campbell 图

3.4 连接件刚度非线性故障的模型试验验证

3.4.1 连接件刚度非线性试验原理

为验证连接件松动所表现出的非同步响应特征，建立了含松动间隙的试验台，试验台主要由两个圆盘组成，两个盘的质量分别为 2kg、3.5kg，采用该试验台进行了连接件松动故障试验，图 3.13 为试验现场图，图 3.14 为试验机构的 3D 数字模型图。从图 3.14 所示的试验构件三维图中可以看出，圆盘 2 采用四根弹簧 k_1 与圆盘 3 连接，圆盘 3 采用螺栓连接到振动台，圆盘 1 采用三根光杆连接到圆盘 3，因此圆盘 1、圆盘 3 和振动台将一起振动，圆盘 1 和圆盘 2 之间采用带间隙的弹簧 k_2 连接，通过控制间隙量来模拟连接件松动故障。在试验过程中，圆盘 3 和圆盘 1 与振动台一起振动，对圆盘 2 的弹簧质量系统形成基础激励，当圆盘 2 和圆盘 3 的相对运动位移较小时，弹簧 k_2 不与圆盘 2 接触，连接圆盘 2 的弹簧仅为 k_1 ，当圆盘 2 和圆盘 3 的相对运动位移较大时，弹簧 k_2 将与圆盘 2 产生接触，此时连接圆盘 2 的弹簧变为 k_1+k_2 。振动台的能量通过功率放大器输入，通过控制软件和圆盘 3 上的振动加速度传感器实现振动信号的反馈，由振动控制器将振动台面的振动控制在指定的频率和幅值下振动。圆盘 2 上的振动加速度传感器测取圆盘 2 的振动加速度，通过 NI USB-9234 采集卡将采集到的数字信号输入计算机进行保存。为了得到振动系统的振动特性，本试验采用从 5Hz 到 100Hz 的线性正弦扫频方法对振动台施加激励，获取在不同频率激励下的松动故障特征和规律。

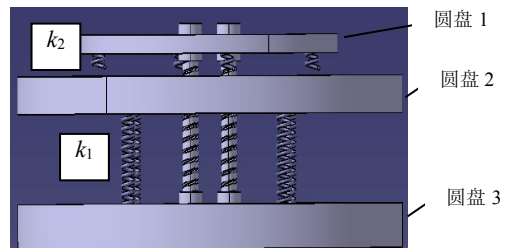
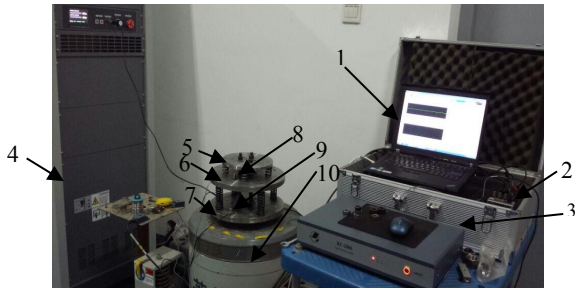


图 3.13 松动试验现场图 图 3.14 松动故障试验机构三维模型图

1—Computer; 2—NI USB-9234 采集卡; 3—振动控制器; 4—放大器; 5—盘 1; 6—盘 2; 7—盘 3; 8—加速度传感器 (B&K4508); 9—反馈控制传感器; 10—振动台

3.4.2 连接件刚度非线性试验验证

该试验采取三种方法测得圆盘 2 的加速度，分别为：1) 圆盘 2 一直与弹簧 k_2 不接触，在该条件下圆盘 2 仅与圆盘 3 有弹簧 k_1 的连接，此时的振动系统为线性系统，试验结果如图 3.15 (a) 所示；2) 圆盘 2 一直与弹簧 k_2 接触，在该条件下圆盘 2 不仅与圆盘 3 有弹簧 k_1 的连接，而且还与圆盘 1 有弹簧 k_2 的连接，此时的振动系统也为线性系统，只是其连接弹簧刚度为 k_1+k_2 ，试验结果如图 3.15 (b) 所示；3) 圆盘 2 与弹簧 k_1 存在松动间隙，在圆盘 2 和圆盘 1 的不同振动相对位移下，圆盘 2 可能与 k_1 接触，也可能与 k_1 不接触。此时的振动系统为一非线性系统，试验结果如图 3.15 (c) 所示。

从图 3.15 (a) 可以看出，在圆盘 2 不与 k_2 接触的情况下，系统为一线性系统，其固有频率为 14.6Hz；从图 3.15 (b) 可以看出，在圆盘 2 与 k_2 始终接触的情况下，系统也为一线性系统，由于振动系统的弹簧刚度变为 k_1+k_2 ，则其固有频率增加为 51.22Hz；当存在松动间隙时，圆盘 2 可能与 k_1 接触，也可能不接触，在较大的振动位移下，将产生半个周期与 k_2 接触，半个周期不与 k_2 接触的情形，根据公式 (3.13) 的计算结果为 f_n 为 22.7Hz，试验测得的结果为 22.2Hz，显然试验结果充分验证了该分析结果。

图 3.16 为圆盘 2 振动加速度随时间以及响应的频率的三维瀑布图。从图中可以看出，在 25s 附近，即 $1/2f_n$ 下，出现倍频；在 130s 附近，即 $2f_n$ 下，出现 1/2 分频；在 220s 附近，即 $3f_n$ 下，出现 1/3 分频。

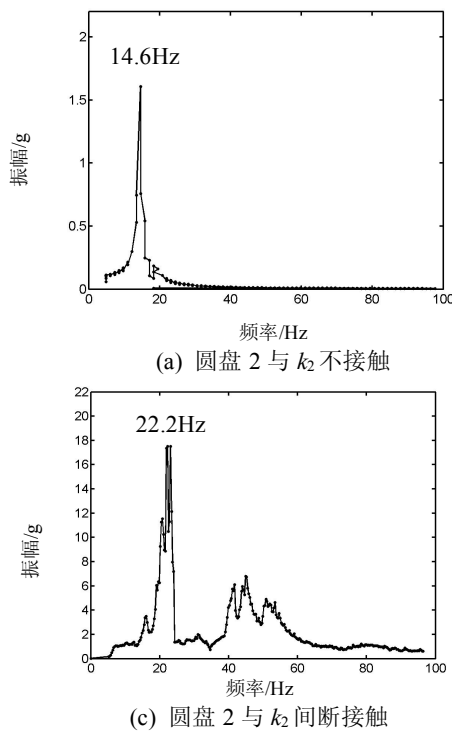


图 3.15 不同接触状态下圆盘 2 的响应

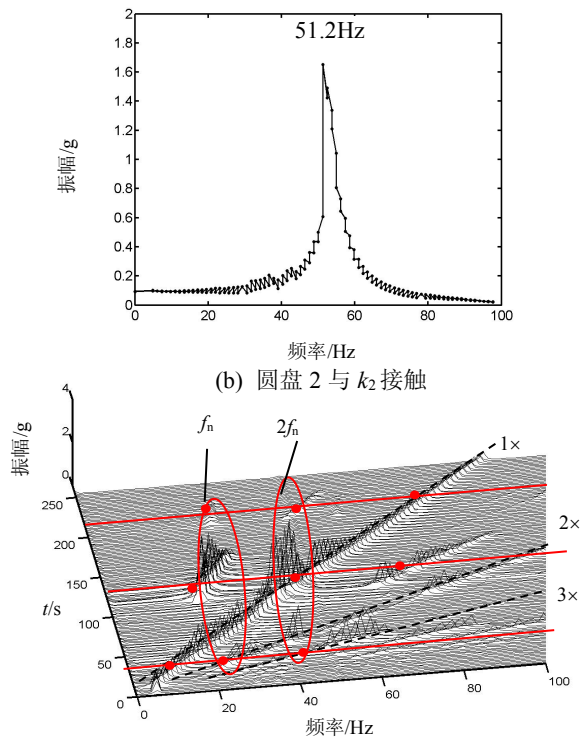


图 3.16 盘 2 的响应的三维瀑布图

为了从信号中有效地去除随机噪声，保留转速及其倍频分量等周期分量，本文采用自相关降噪方法进行信号降噪处理。图 3.17 为 25s 时，即频率 12.5Hz 下，圆盘 2 降噪前和降噪后的时域波形和频谱。从图中可以看出，在 $1/2f_n$ 下，出现较大的 2 倍频成分，即系统的固有频率 f_n ，且发现经过降噪后的时域波形表现出明显的冲击特征，波形上下不对称，呈现“截头状”波形。图 3.18 为 130s 时，即频率 45Hz 下，圆盘 2 降噪前和降噪后的时域波形和频谱。从图中可以看出，在 $2f_n$ 下，出现较大的 $1/2$ 分频成分，即系统的固有频率 f_n ，且发现经过降噪后的时域波形表现出明显的冲击特征，波形上下不对称，呈现“截头状”波形。图 3.19 为 220s 时，即频率 80Hz 下，圆盘 2 降噪前和降噪后的时域波形和频谱。从图中可以看出，在 $3f_n$ 下，出现较大的 $1/3$ 分频成分，即系统的固有频率 f_n ，且发现经过降噪后的时域波形表现出明显的冲击特征，波形上下不对称，呈现“截头状”波形。

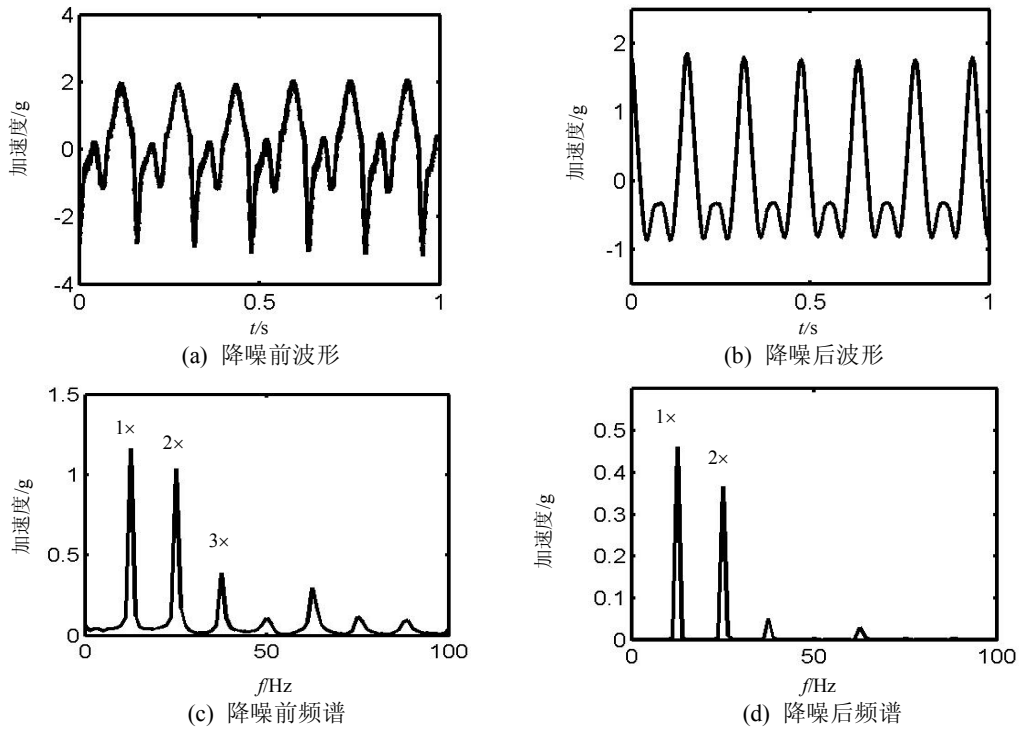
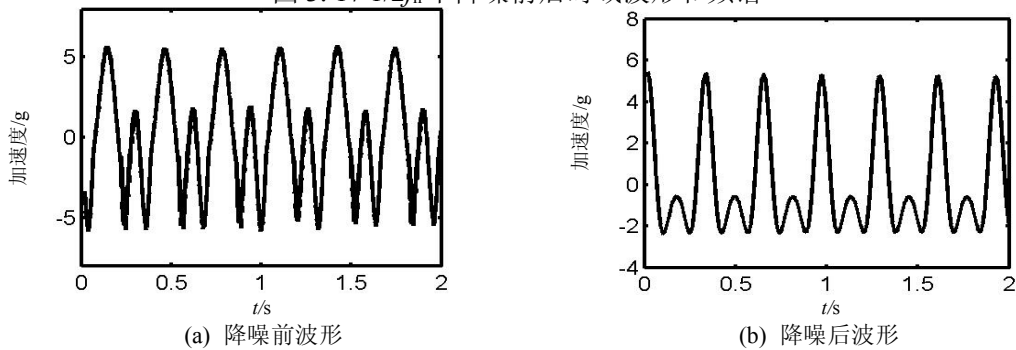


图 3.17 $1/2f_n$ 下降噪前后时域波形和频谱



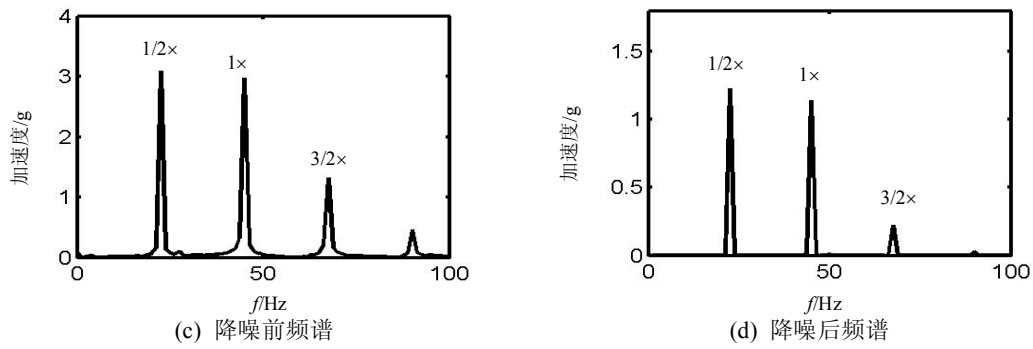


图 3.18 $2f_n$ 下降噪前后时域波形和频谱

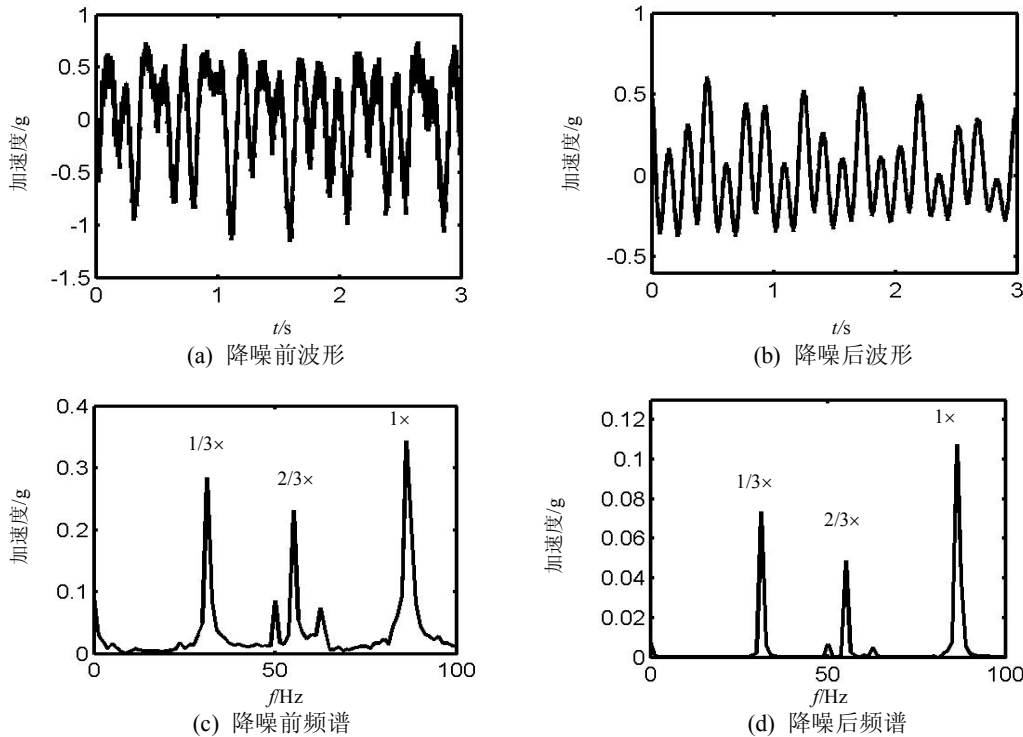


图 3.19 $3f_n$ 下降噪前后时域波形和频谱

由于实际振动台阻尼未知，圆盘 2 上下接触刚度和仿真中的刚度值有差别，且试验中圆盘 2 与几个弹簧接触不均匀，导致试验结果与仿真结果存在差异。但是对于振动台不同的激励频率下对比发现，对于连接件松动故障，加速度经过自相关降噪后，时域波形表现为明显的冲击特征，波形上下不对称，呈现“截头状”波形，此特征可以作为判定连接件松动故障的典型特征。而导致这种连接件故障出现该特征的原因在于，振动周期内刚度周期变化；当刚度变化的周期等于振动周期时，将产生倍频现象，在特定频率下，将激发系统的固有频率；当刚度变化的周期等于 n 倍振动周期时，则将产生 $1/n$ 分频及其倍频，在特定频率下，将激发系统的固有频率。

3.5 转子-滚动轴承试验器的轴承配合松动故障仿真分析

为了研究轴承外圈-轴承座配合松动故障导致的非线性响应特征，考虑滚动轴承外圈-轴承

座之间的碰撞与摩擦效应，考虑拧紧力矩的影响，采用转子-滚动轴承试验器进行仿真分析，并将轴承外圈-轴承座配合松动模型应用到小型发动机整机模型，进行配合松动仿真分析。

3.5.1 转子-滚动轴承试验器耦合动力学模型

图 3.20 为转子试验器实物图。图 3.21 为转子试验器模型示意图。其中， P_1 、 P_2 、 P_3 分别为转盘 1、转盘 2 以及转盘 3， S_1 、 S_2 分别为转子的两端支承位置， F_{yb1} 、 F_{yb2} 分别为转子与支承之间的接触力。在图中，圆盘 1 和圆盘 2 的质量均为 2.4kg，极惯性矩均为 $0.0125\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ，赤道惯性矩均为 $0.00625\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ；圆盘 3 的质量为 1.05kg，极惯性矩均为 $0.0008\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ，赤道惯性矩均为 $0.0004\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ；轴的直径为 0.0019m， L_1 — L_5 分别为 100mm、152mm、380mm、180mm 以及 130mm。



图 3.20 转子试验器实物图

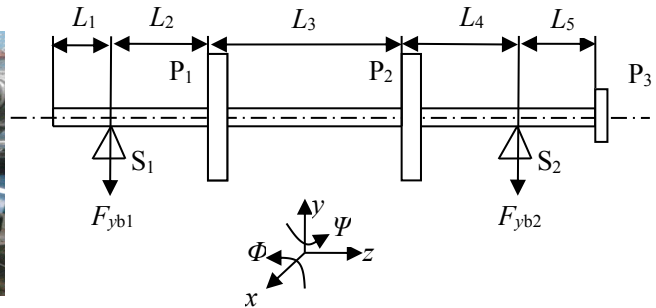


图 3.21 转子试验器模型示意图

在模态试验中，在转子上安装加速度传感器 2，用力锤敲击轴两端之间 6 个点，采用单测量点、多激励的方法，将力和加速度输入到 NI 采集器，通过模态软件获取参数值。

图 3.22 为前三阶试验振型和计算振型的结果比较，表 3.1 为对应的固有频率值。试验模态和仿真模态接近。该仿真模型具体算法流程参考文献[24]。

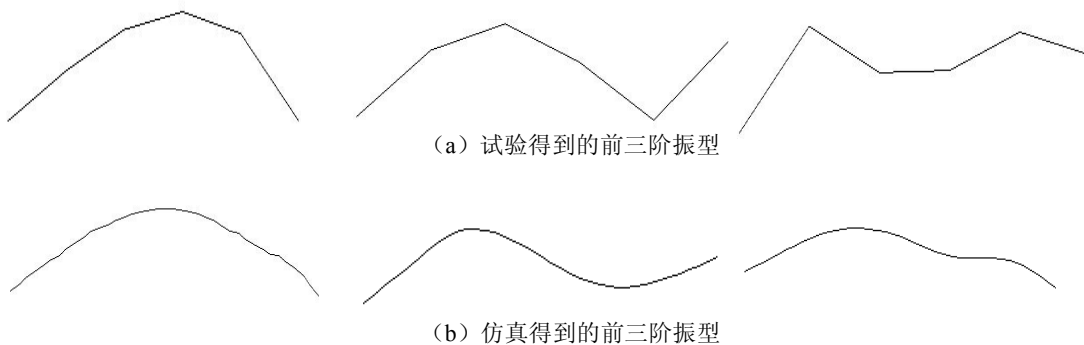


图 3.22 试验与仿真得到的前三阶振型

表 3.1 频率识别结果

	第一阶	第二阶	第三阶
实验频率/Hz	44.53	114.37	222.54
仿真频率/Hz	40.15	111.87	214.81

3.5.2 配合松动故障仿真条件

(1) 当轴承外圈和轴承座之间出现配合松动时, 不考虑滚动轴承外环与拧紧螺母内表面的摩擦效应, 分别设径向松动为 $0\mu\text{m}$ 、 $30\mu\text{m}$ 、 $50\mu\text{m}$ 、 $100\mu\text{m}$, 设碰撞刚度 $1 \times 10^8 \text{N/m}$, 摩擦系数为 0.1, 该处支承弹性刚度 $1 \times 10^6 \text{N/m}$, 不考虑滚动轴承非线性的影响, 滚动轴承采用线弹簧通过转子连接外圈, 线刚度设为 $1 \times 10^8 \text{N/m}$, 阻尼系数为 $2000 \text{N} \cdot \text{s/m}$, 对轴承外圈与轴承座之间的配合松动进行模拟;

(2) 当轴承外圈和轴承座之间出现配合松动时, 考虑滚动轴承外环与拧紧螺母内表面的摩擦效应, 分别设径向松动为 $0\mu\text{m}$ 、 $30\mu\text{m}$ 、 $50\mu\text{m}$ 、 $100\mu\text{m}$, 设碰撞刚度 $1 \times 10^8 \text{N/m}$, 摩擦系数为 0.1, 该处支承弹性刚度 $1 \times 10^6 \text{N/m}$, 不考虑滚动轴承非线性的影响, 滚动轴承采用线弹簧通过转子连接外圈, 线刚度设为 $1 \times 10^8 \text{N/m}$, 阻尼系数为 $2000 \text{N} \cdot \text{s/m}$, 对轴承外圈与轴承座之间的配合松动进行模拟;

(3) 分析不同的拧紧力矩作用下, 即不同粘性阻尼系数下, 在特定转速以及径向配合松动间隙下, 分析摩擦效应对响应特征的影响;

(3) 考虑盘 1、盘 2、盘 3 的不平衡激励, 其偏心距均设置为 0.01mm ;

(4) 转速范围为 $1000\text{--}10000 \text{rpm}$;

(5) 测点为后支承轴承座处垂向加速度信号以及转子位移信号。

3.5.3 不考虑拧紧力矩作用下轴承座加速度响应特征分析

图 3.23 为转子垂向位移振幅-转速变化的曲线。从图中可以看出前两阶临界转速分别为 2400rpm 和 6400rpm 。

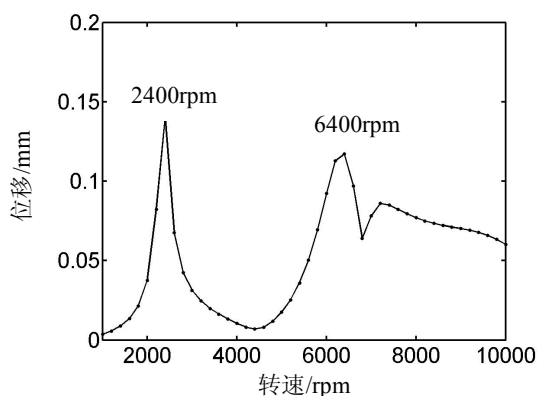


图 3.23 转子位移振幅-转速变化的曲线

图 3.24-图 3.26 为滚动轴承外圈与轴承座之间配合松动间隙分别为 $30\mu\text{m}$, $50\mu\text{m}$, $100\mu\text{m}$ 下, 转子位移信号和轴承座加速度信号的三维瀑布图。从图中可以看出, 随着配合间隙量的增大, 转子位移和机匣加速度出现明显的倍频成分, 即超谐共振, 在高转速下的倍频成分较低速下的倍频成分明显, 表明在高转速下由于碰撞效应表现出的非线性程度增强。

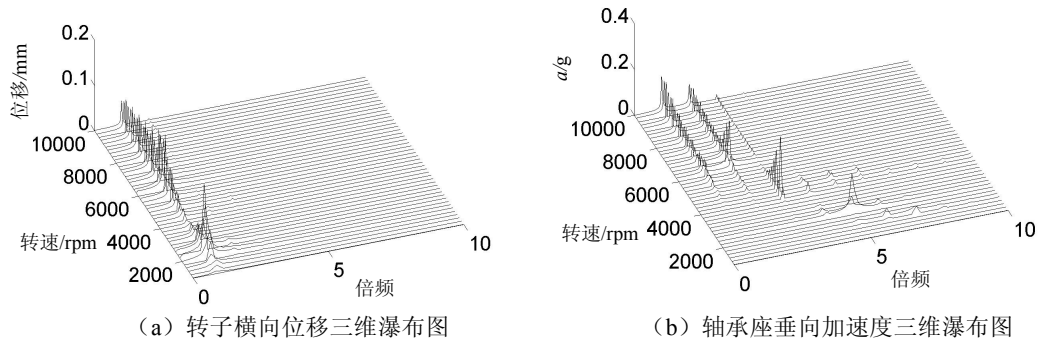


图 3.24 配合间隙 $30\mu\text{m}$ 下转子横向位移与轴承座垂向加速度三维瀑布图

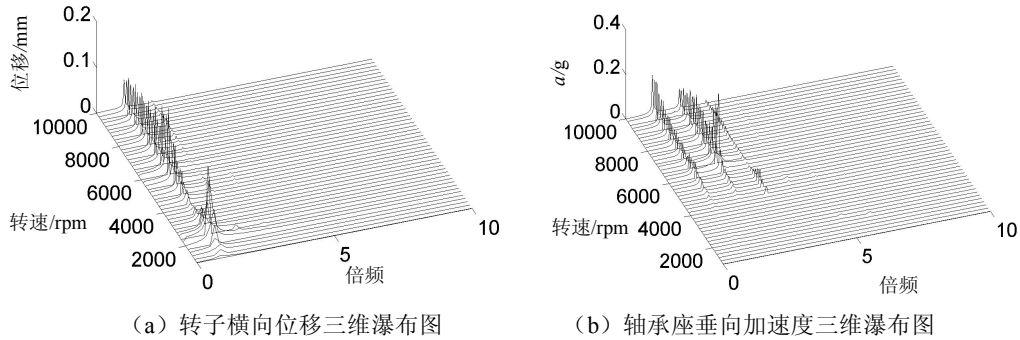


图 3.25 配合间隙 $50\mu\text{m}$ 下转子横向位移与轴承座垂向加速度三维瀑布图

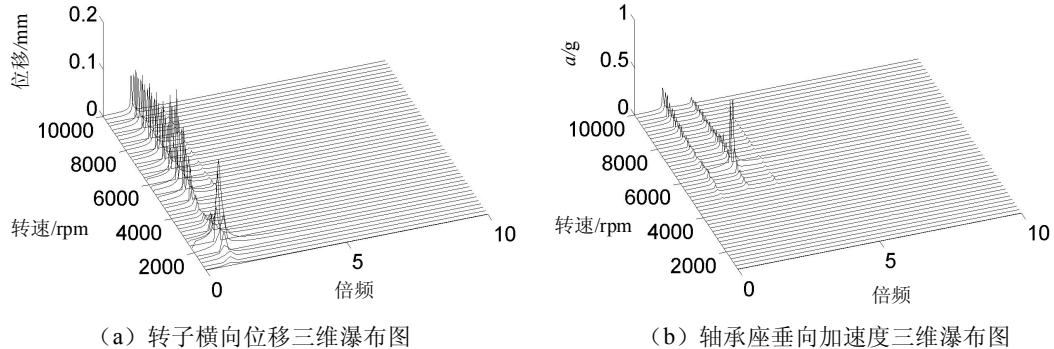


图 3.26 配合间隙 $100\mu\text{m}$ 下转子横向位移与轴承座垂向加速度三维瀑布图

图 3.27-图 3.32 为配合间隙 $50\mu\text{m}$ 下, 转速 2000rpm 、 2400rpm 、 2600rpm 、 4200rpm 、 4800rpm 、 5400rpm 、 7800rpm 下轴承座降噪前、后加速度时域波形、降噪前的频谱以及配合松动位置处转子轴心轨迹, 其中, 滚动轴承外圈与轴承座发生碰撞用红色表示, 不发生碰撞用蓝色表示。转速在一阶临界转速 2400rpm 前, 即转速 2000rpm 下, 加速度信号降噪前、后表现出周期性冲击现象, 由于滚动轴承外圈与轴承座配合间隙较大, 转子的振幅较小, 转子在轴承座底部涡动, 滚动轴承外圈与轴承座碰摩时间较短; 转速在第一阶临界转速 2400rpm , 由于转子的振幅较大, 滚动轴承外圈与轴承座配合间隙消失, 即滚动轴承外圈与轴承座发生碰撞与摩擦, 轴承座加速度信号降噪后表现出周期性冲击, 上下不对称, “截头状” 波形, 频谱上表现出倍频, 从转子的轴心轨迹可以看出, 碰摩时间较长; 当转速 2600rpm 下, 即转速通过第一阶临界转速时, 转子的振幅变小, 转子在轴承座底部涡动, 轴承座加速度降噪后表现出周期性冲击, 频谱上出现倍频, 从转子的轴心轨迹可以看出, 碰摩时间变短。当转速 4800rpm 下, 碰

摩时间又增加，轴承座加速度信号降噪后表现出周期性冲击，上下不对称，“截头状”波形。当转速在 5400rpm、7800rpm 下，滚动轴承外圈与轴承座配合间隙消失时，轴承座加速度轴承座加速度信号降噪后表现出周期性冲击，上下不对称，“截头状”波形，频谱上表现出倍频。

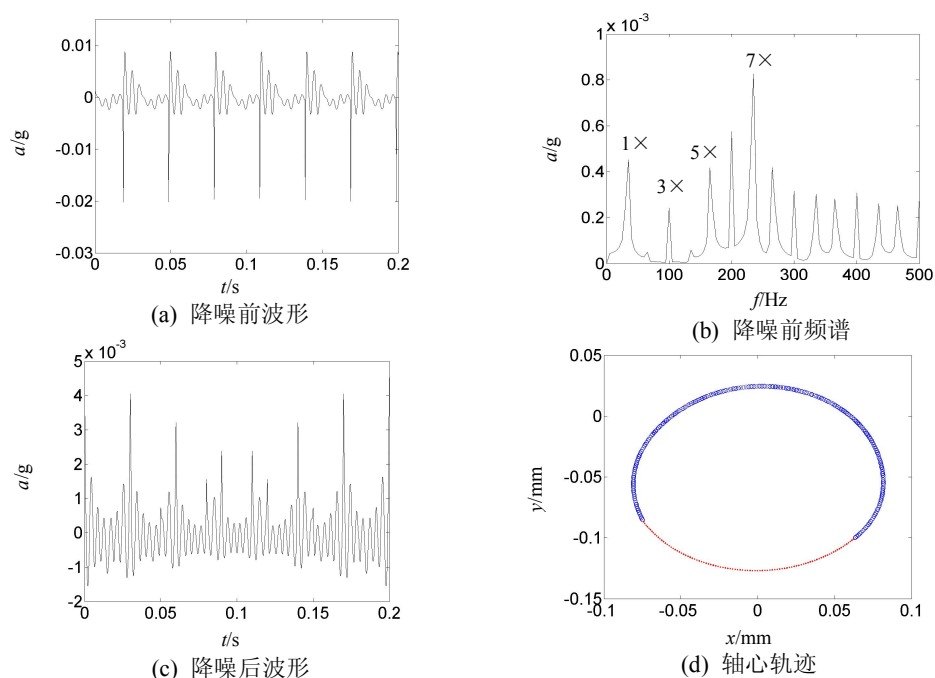


图 3.27 转速 2000rpm 下轴承座加速度时域波形、频谱以及转子轴心轨迹

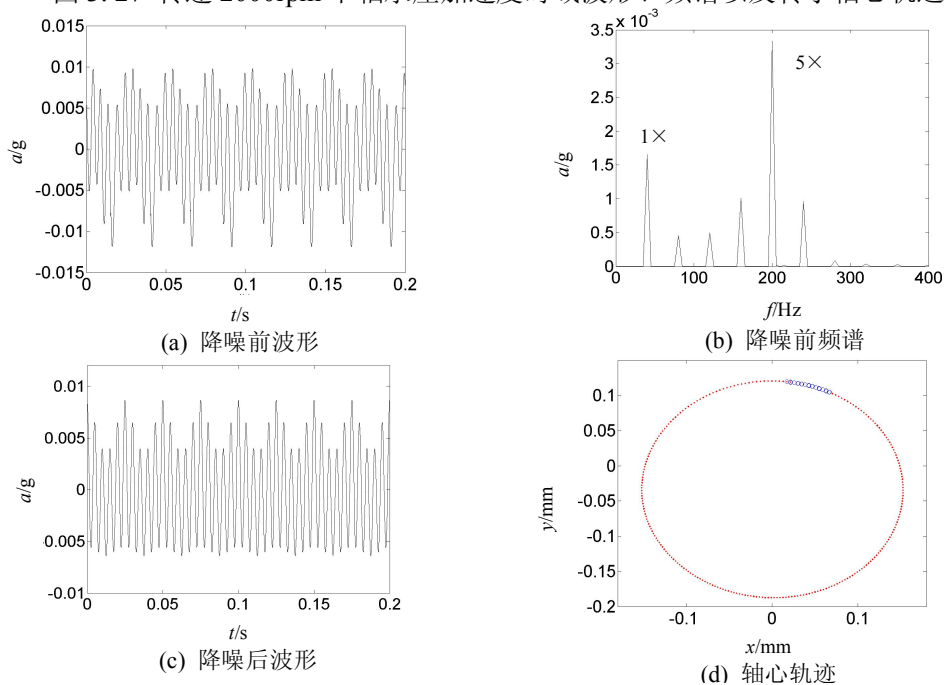


图 3.28 转速 2400rpm 下轴承座加速度时域波形、频谱以及转子轴心轨迹

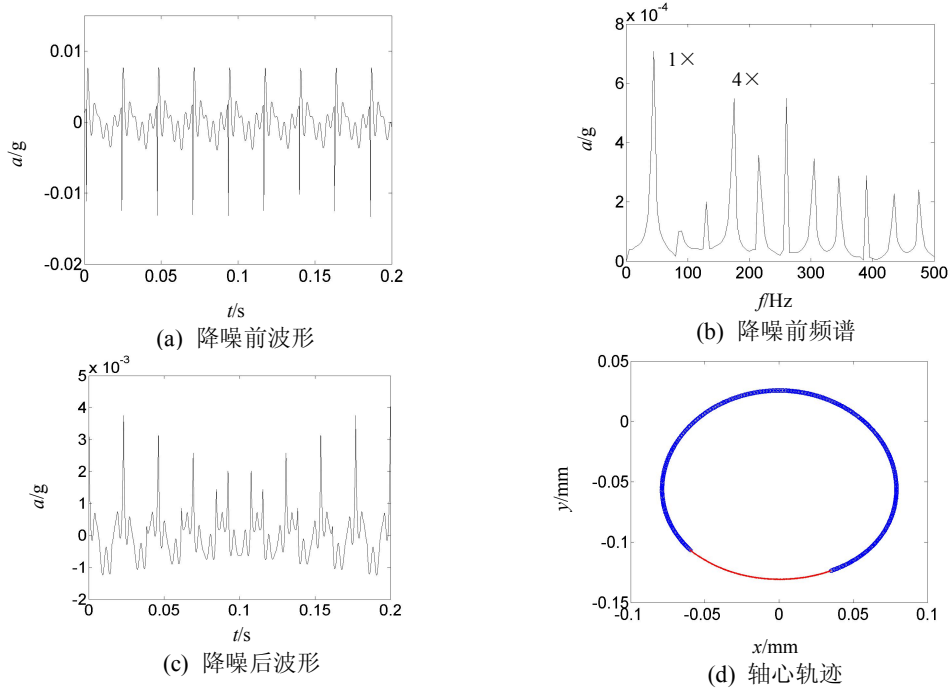


图 3.29 转速 2600rpm 下轴承座加速度时域波形、频谱以及转子轴心轨迹

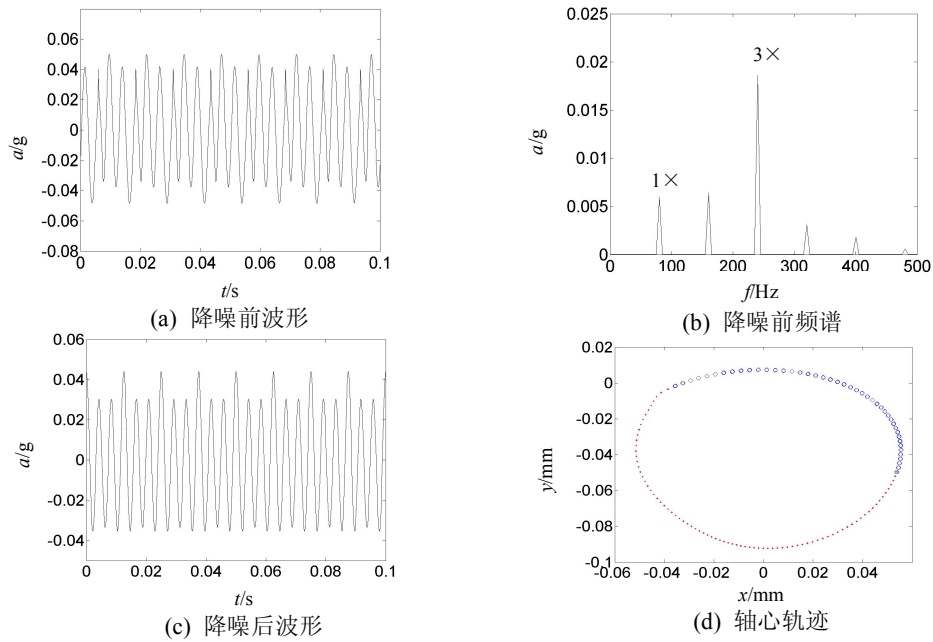
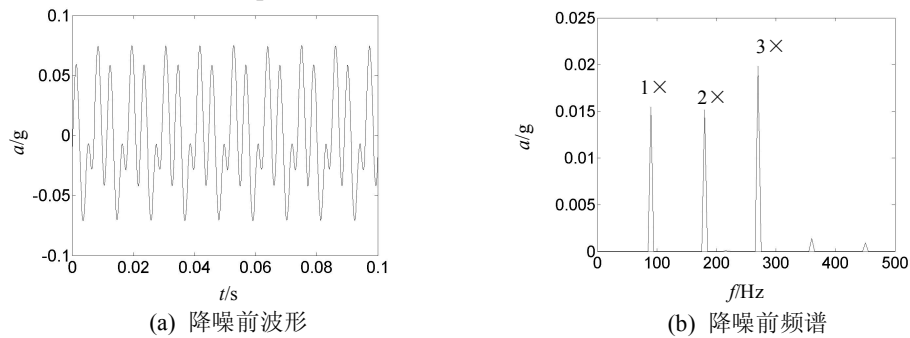


图 3.30 转速 4800rpm 下轴承座加速度时域波形、频谱以及转子轴心轨迹



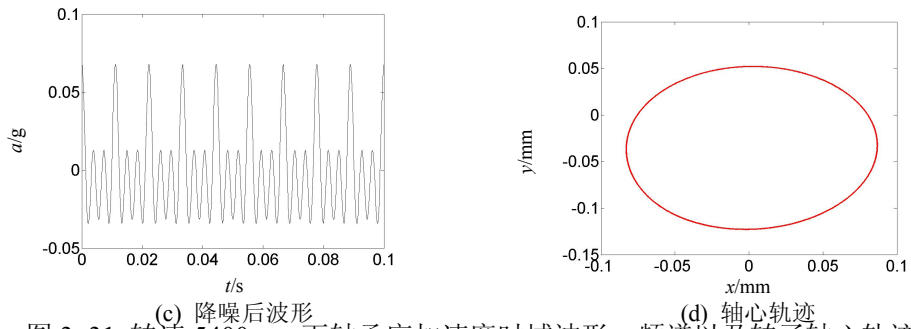


图 3.31 转速 5400rpm 下轴承座加速度时域波形、频谱以及转子轴心轨迹

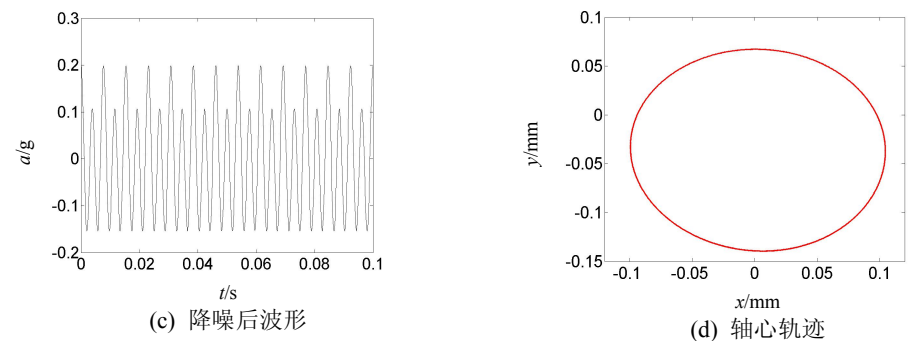
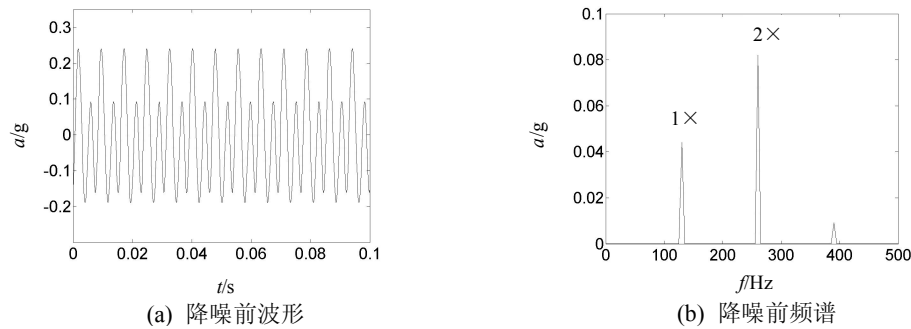
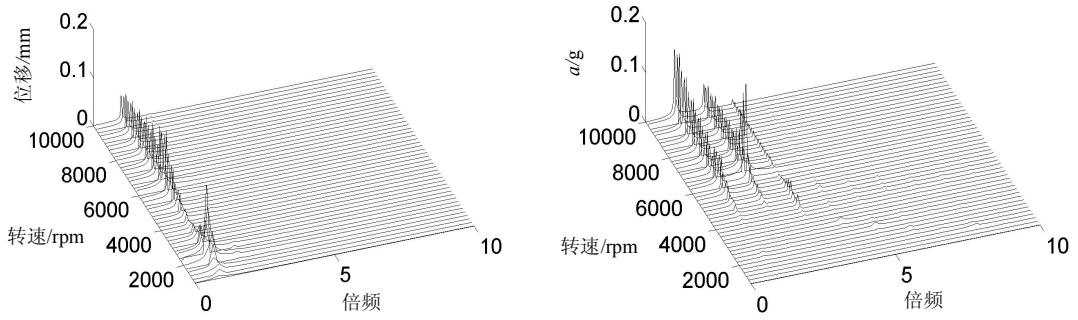


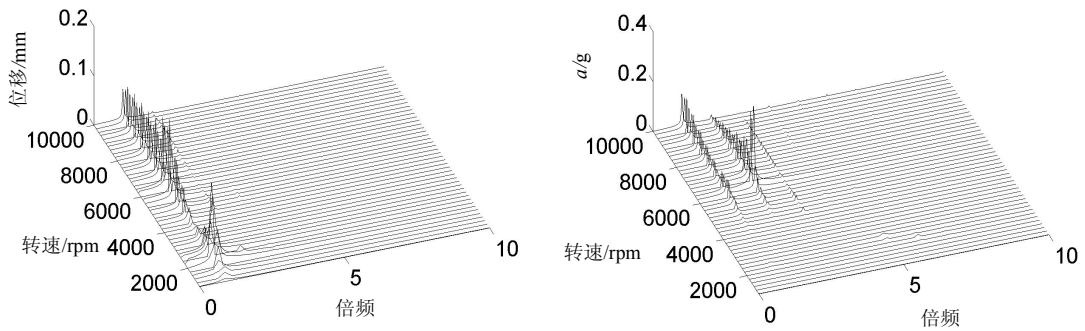
图 3.32 转速 7800rpm 下轴承座加速度时域波形、频谱以及转子轴心轨迹

3.5.4 拧紧力矩对轴承座加速度响应的影响分析

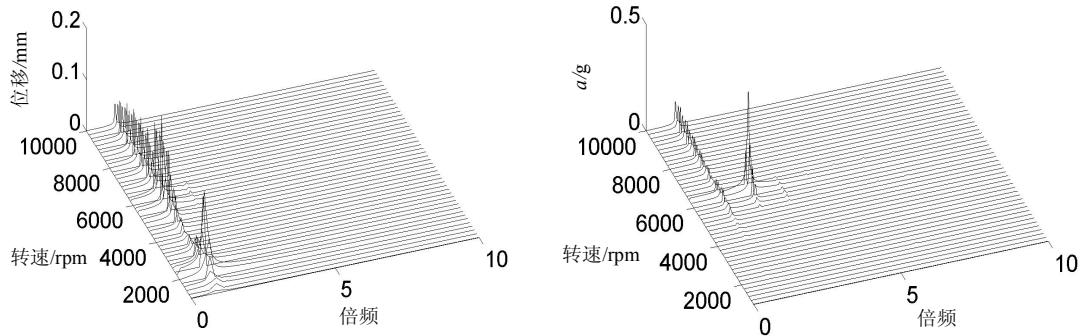
为了分析轴承外圈与轴承座之间拧紧力矩大小对轴承座的影响，本节在上节的基础上，仿真了滚动轴承外圈与轴承座之间配合松动处，粘性阻尼为 $1000 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 下，不同配合间隙 $30\mu\text{m}$ 、 $50\mu\text{m}$ 以及 $100\mu\text{m}$ 下，转子与轴承座的响应，如图 3.33-图 3.35 所示。对比发现，增加拧紧力矩，即增大滚动轴承外圈与轴承座之间的阻尼力，在不同转速下，减少了轴承座加速度的倍频成分。图 3.36-图 3.37 为转速 2400rpm 下，粘性阻尼为 $1600\text{N} \cdot \text{s/m}$ 和 $3000\text{N} \cdot \text{s/m}$ ，配合间隙 $50\mu\text{m}$ 下，轴承座降噪前时域波形、频谱，降噪后的时域波形以及转子的轴承轨迹。由图中可以看出，由于临界转速 2400rpm 下，振动较大，很难通过增加拧紧力矩，使得滚动轴承外圈与轴承座之间不发生碰撞与摩擦效应。图 3.38-图 3.40 为转速 10000rpm 下，粘性阻尼为 $1000\text{N} \cdot \text{s/m}$ 、 $1600\text{N} \cdot \text{s/m}$ 和 $3000\text{N} \cdot \text{s/m}$ ，配合间隙 $50\mu\text{m}$ 下，轴承座降噪前时域波形、频谱，降噪后的时域波形以及转子的轴承轨迹。由图中可以看出，由于转速不在临界转速下，振动较小，可以通过增加拧紧力矩，使得滚动轴承外圈与轴承座之间不发生碰撞与摩擦效应。



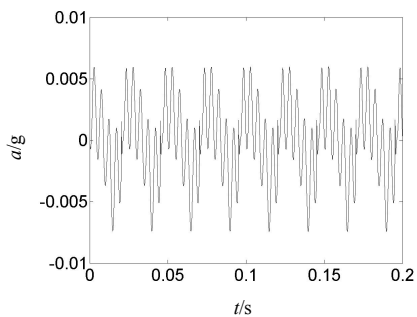
(a) 转子横向位移三维瀑布图 (b) 轴承座垂向加速度三维瀑布图
图 3.33 配合间隙 $50\mu\text{m}$ 下转子横向位移与轴承座垂向加速度三维瀑布图



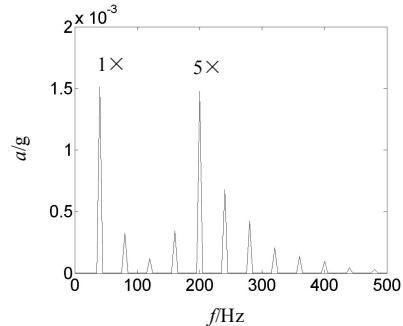
(a) 转子横向位移三维瀑布图 (b) 轴承座垂向加速度三维瀑布图
图 3.34 配合间隙 $100\mu\text{m}$ 下转子横向位移与轴承座垂向加速度三维瀑布图



(a) 转子横向位移三维瀑布图 (b) 轴承座垂向加速度三维瀑布图
图 3.35 配合间隙 $100\mu\text{m}$ 下转子横向位移与轴承座垂向加速度三维瀑布图



(a) 降噪前波形



(b) 降噪前频谱

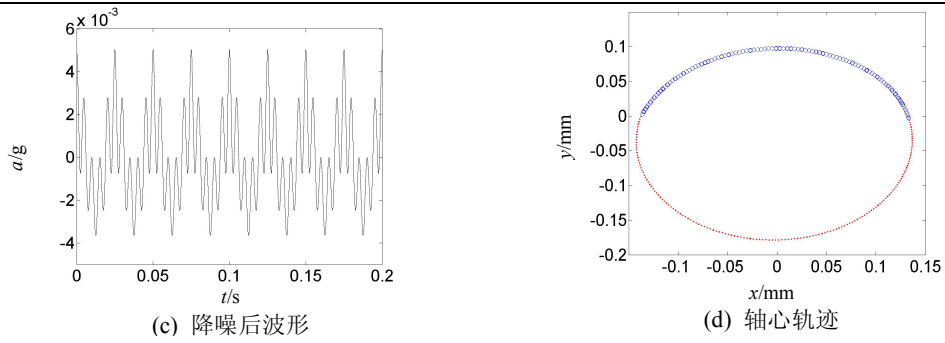


图 3.36 转速 2400rpm 和粘性阻尼 1600N · s/m 下轴承座加速度波形、频谱及转子轴心轨迹

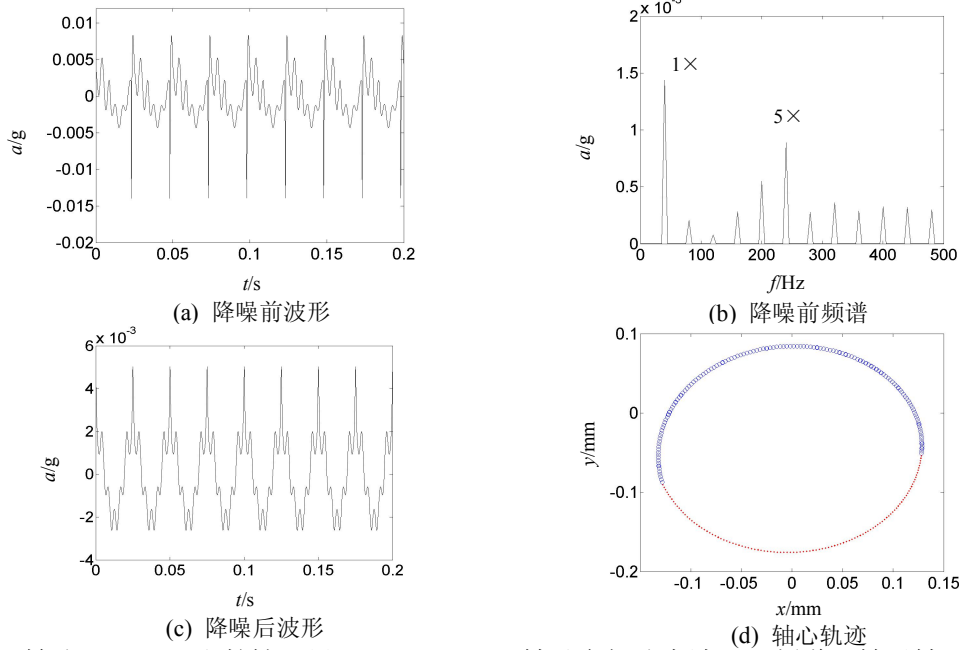


图 3.37 转速 2400rpm 和粘性阻尼 3000N · s/m 下轴承座加速度波形、频谱及转子轴心轨迹

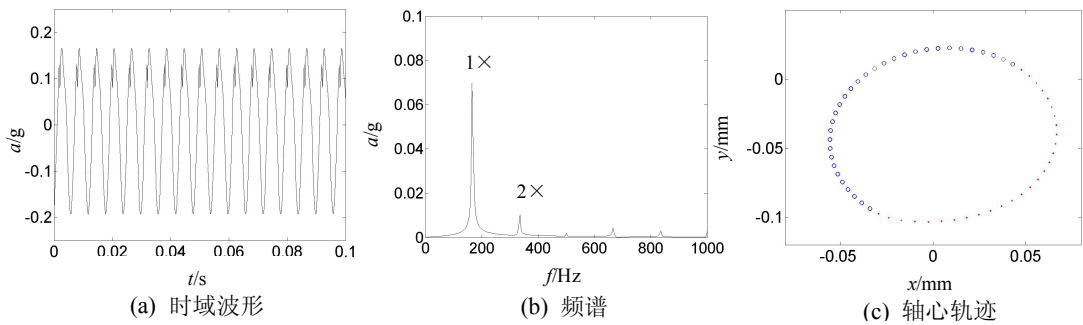


图 3.38 转速 10000rpm 和粘性阻尼 1000N · s/m 下轴承座加速度波形、频谱及转子轴心轨迹

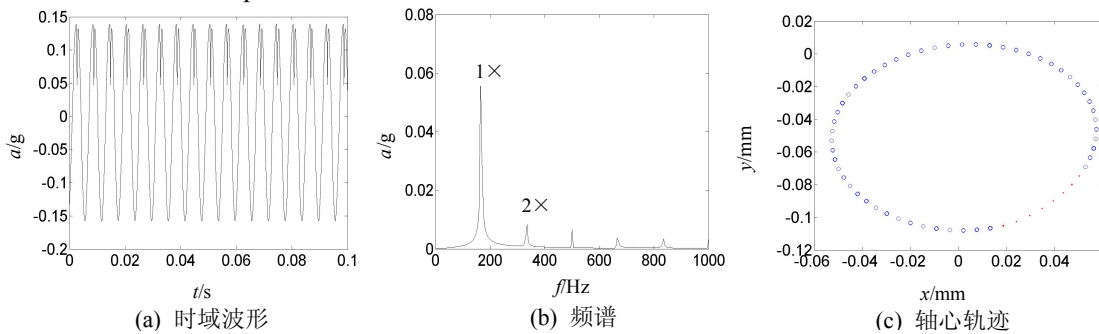


图 3.39 转速 10000rpm 和粘性阻尼 1600N·s/m 下轴承座加速度波形、频谱及转子轴心轨迹

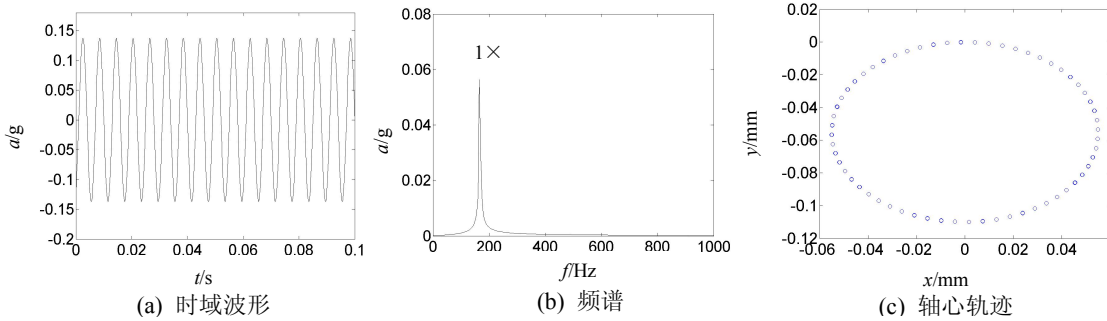


图 3.40 转速 10000rpm 和粘性阻尼 2400N·s/m 下轴承座加速度波形、频谱及转子轴心轨迹

3.6 某无人飞行器用小型发动机滚动轴承配合松动故障仿真

3.6.1 仿真条件

(1) 针对第二章建立的某无人飞行器用小型发动机整机振动模型，轴承外圈和轴承座之间出现配合松动时，碰撞刚度 $2 \times 10^8 \text{N/m}$ ，摩擦系数为 0.1，该处支承弹性刚度 $1 \times 10^6 \text{N/m}$ ，不考虑滚动轴承非线性的影响，滚动轴承采用线弹簧通过转子连接外圈，线刚度设为 $1 \times 10^7 \text{N/m}$ ，阻尼系数为 $2000 \text{N} \cdot \text{s/m}$ ，设径向松动量分别为 $30 \mu\text{m}$ 、 $50 \mu\text{m}$ 、 $100 \mu\text{m}$ ，考虑拧紧力矩作用下，粘性阻尼系数为 $1000 \text{N} \cdot \text{s/m}$ 。

(2) 考虑风扇支承处轴承外圈和轴承座之间的配合松动。

(3) 转速范围为 20000-40000rpm。

(4) 测点为机匣在压气机前支点处的振动加速度水平和垂直方向的加速度响应。

3.6.2 不同配合间隙下的机匣加速度响应特征分析

为了研究不同的间隙量对机匣加速度响应的影响，采用三种不同的间隙量 $30 \mu\text{m}$ 、 $50 \mu\text{m}$ 以及 $100 \mu\text{m}$ ，模拟不同间隙量下，配合松动量对机匣加速度响应的影响。图 3.41-图 3.43 为三种不同间隙量下机匣横向和垂向加速度三维瀑布图。从图中可以看出，(1) 随着间隙量的增大，倍频、分频越明显，出现超谐共振现象；(2) 机匣垂向加速度较机匣横向加速度三维瀑布图倍频成分明显。

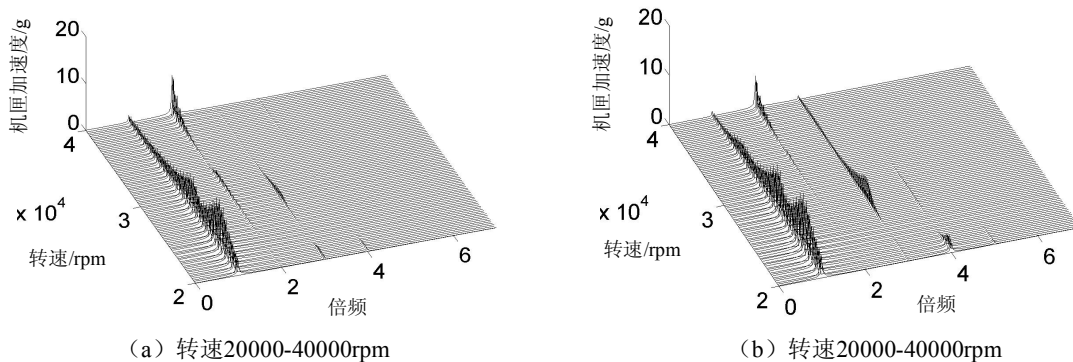


图 3.41 间隙 $30 \mu\text{m}$ 下机匣加速度横向和垂向加速度三维瀑布图

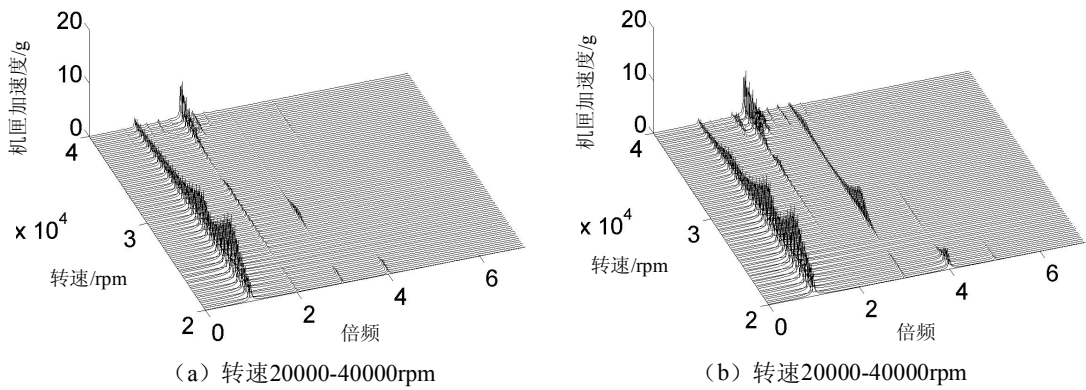


图 3.42 间隙 50 μm 下机匣加速度横向和垂向加速度三维瀑布图

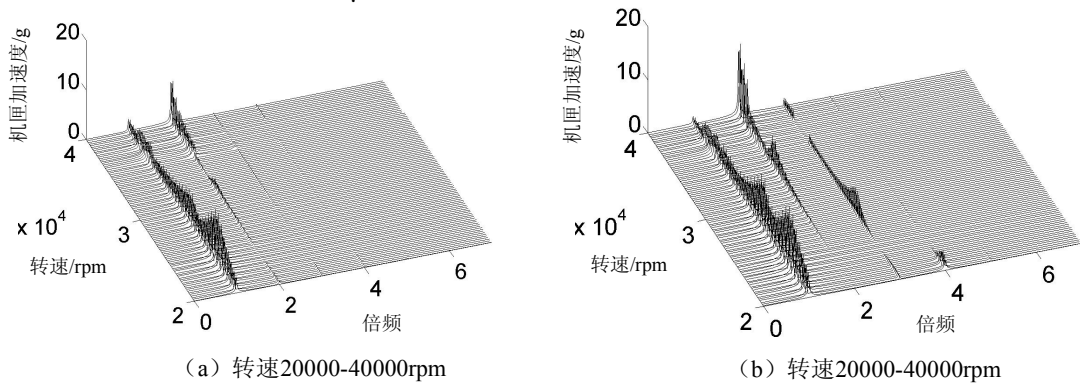
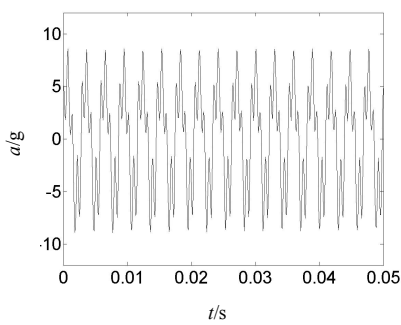
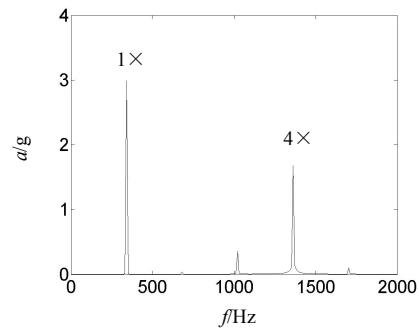


图 3.43 间隙 100 μm 下机匣加速度横向和垂向加速度三维瀑布图

图 3.44-图 3.46 分别为间隙 100 μm 下，不同转速 20400rpm、33600rpm、37600rpm 下的机匣加速度降噪前、后时域波形及其频谱。从图中可以看出，在不同转速下，机匣加速度信号降噪后表现出周期性冲击，上下不对称，“截头状”波形，频谱上出现转速的倍频成分。该现象与转静碰摩故障导致的响应特征类似^[124]。文献[125]指出：干摩擦是指转静子间的摩擦。这类摩擦大多数为径向摩擦，还包含配合件之间的摩擦。径向摩擦很普遍，如转子与静子间的摩擦；另外，滚动轴承外圈与轴承座孔，以及转轴与轴承内圈因配合松动而引发的摩擦，也与此情况类似。该文献表明，转静子摩擦与配合松动具有类似的现象。通过仿真发现，连接件变刚度松动故障和配合松动故障加速度信号降噪后表现出周期性冲击，上下不对称，“截头状”波形，频谱上以倍频为主。



(a) 降噪前波形



(b) 降噪前频谱

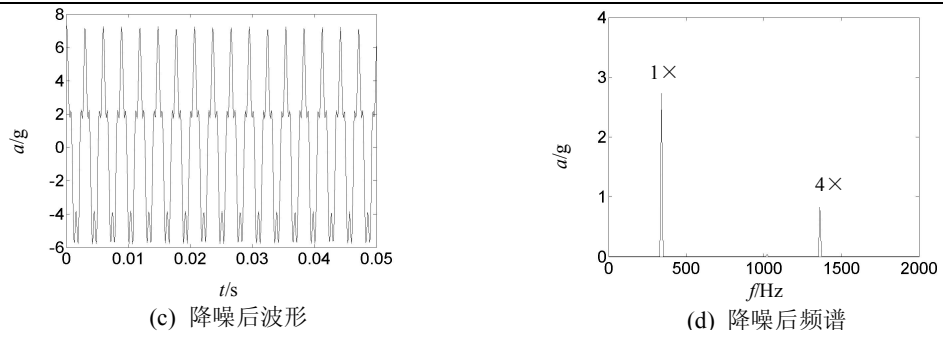


图 3.44 转速 20400rpm 下机匣加速度降噪前后波形及其频谱

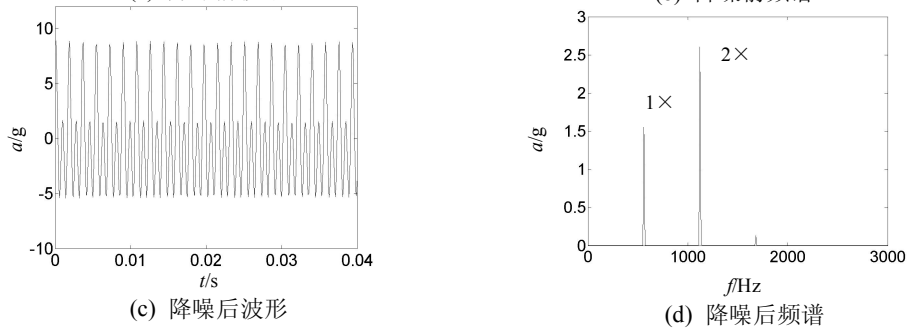
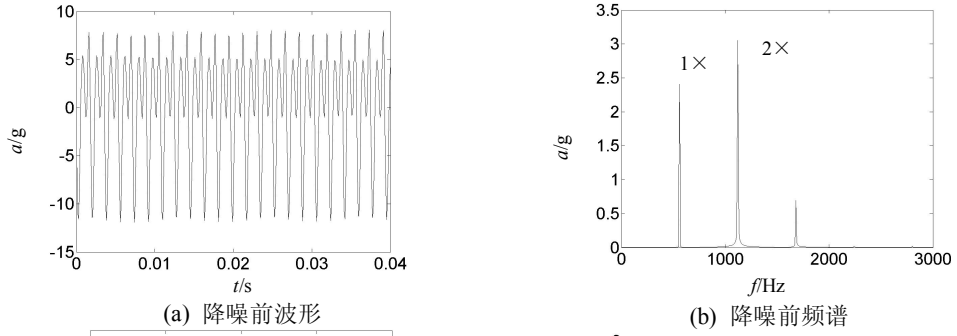


图 3.45 转速 33600rpm 下机匣加速度降噪前后波形及其频谱

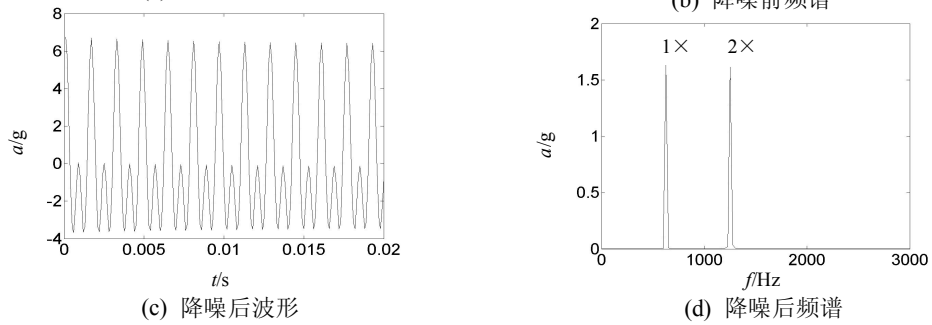
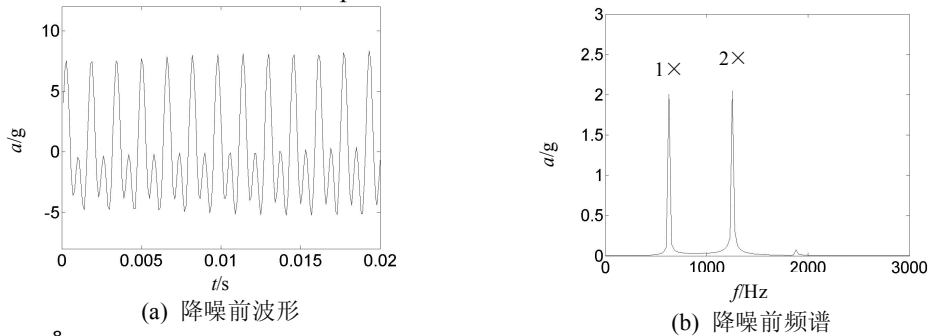


图 3.46 转速 37600rpm 下机匣加速度降噪前后波形及其频谱

3.6.3 拧紧力矩对机匣加速度响应的影响分析

为了分析轴承外圈与轴承座之间拧紧力矩大小对机匣响应的影响，仿真了滚动轴承外圈与轴承座之间配合松动处，不同粘性阻尼系数对机匣加速度响应的影响。在转速 33600rpm 下，不同配合间隙 $100\mu\text{m}$ 下，粘性阻尼为 $1600\text{ N}\cdot\text{s/m}$ 和 $3000\text{ N}\cdot\text{s/m}$ 下，机匣加速度的响应特征，如图 3.47-图 3.48 所示。对比图 3.45、图 3.47、图 3.48 可以看出，增加拧紧力矩，使得 1 倍频占优，二倍频次之，振动幅值降低，冲击现象逐渐不再明显，因此，可以通过增加拧紧力矩，减少滚动轴承外圈与轴承座之间碰撞与摩擦效应。

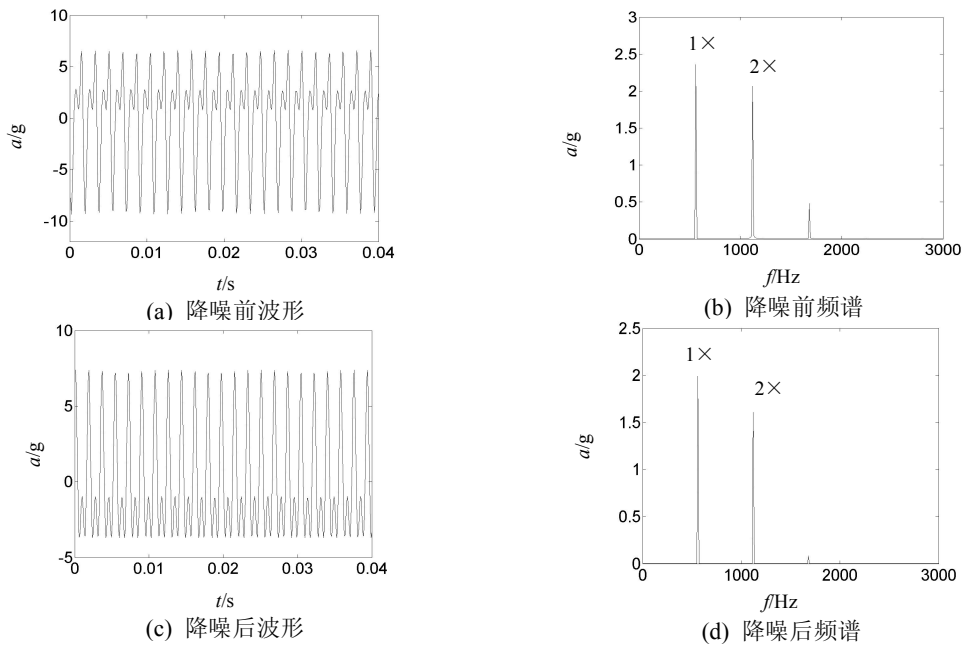


图 3.47 转速 33600rpm 下机匣加速度降噪前后波形及其频谱

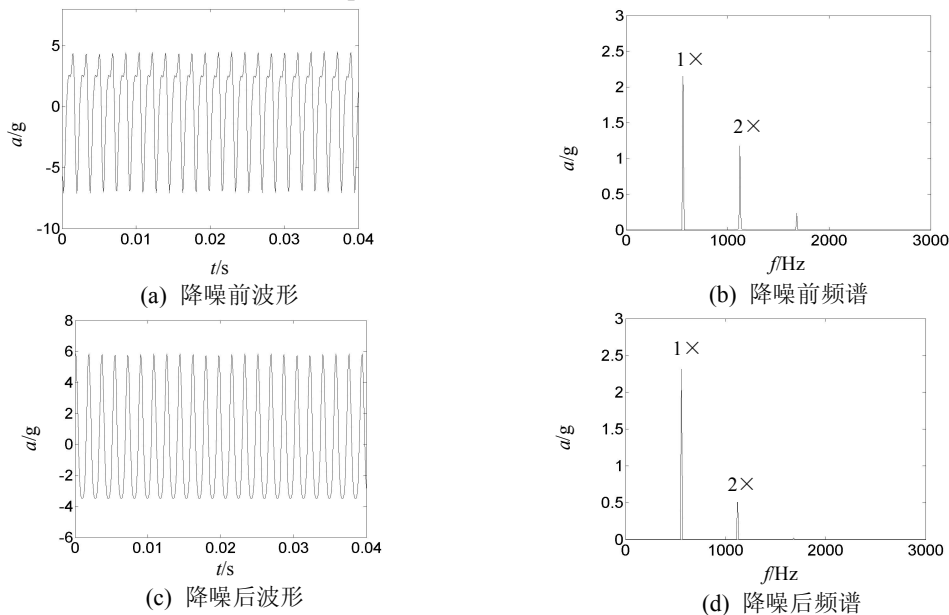


图 3.48 转速 33600rpm 下机匣加速度降噪前后波形及其频谱

3.7 试车数据验证分析

(1) 原始数据

图 3.49 为该型发动机实际试车数据，选择 470 秒时间区间进行分析。

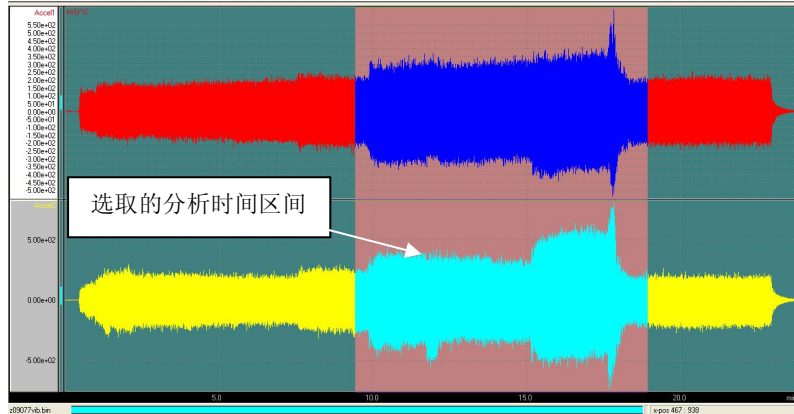


图 3.49 XXX 编号发动机试车数据原始数据

(2) 发动机振动随转速变化趋势分析

图 3.50、图 3.51 分别为水平和垂直测点振动加速度随时间的变化曲线，图中表现出了加速度 1 \times 、2 \times 、3 \times 、4 \times 分量以及 5k 以内的综合有效值随转速的变化关系曲线。图 3.52 为转速随时间变化曲线。图 3.53 为水平测点和垂直测点的振动加速度 1 倍频随转速的变化曲线。

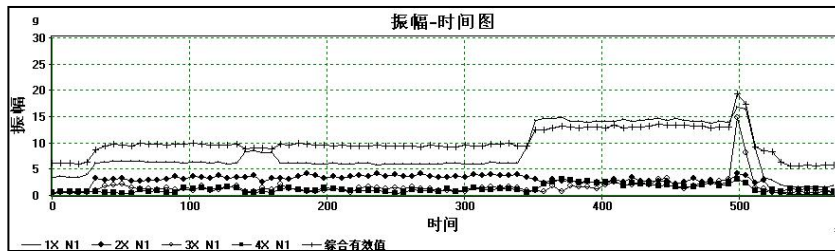


图 3.50 水平振动加速度-时间曲线

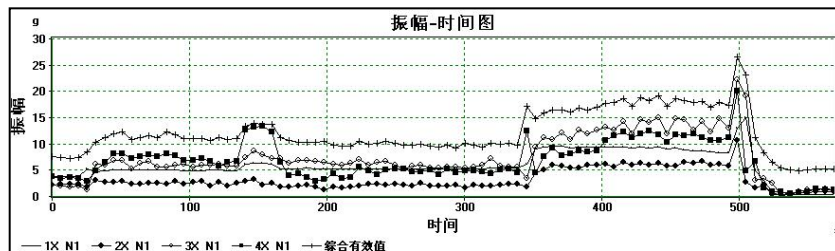


图 3.51 垂直振动加速度-时间曲线

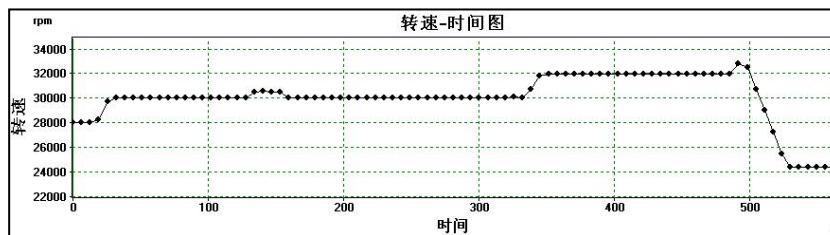
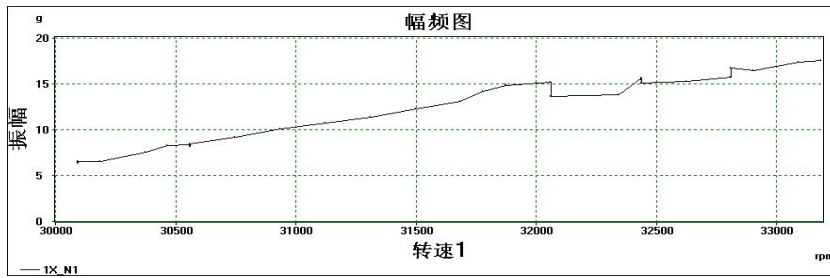
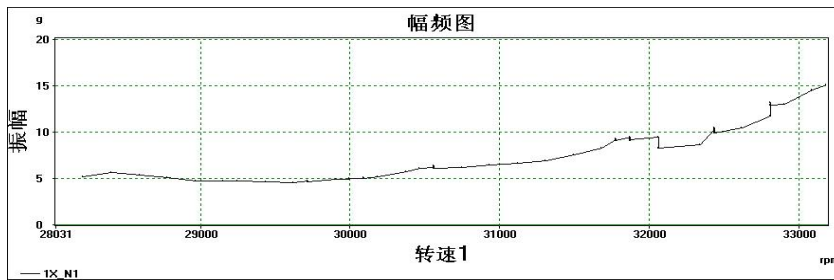


图 3.52 转速-时间曲线



(a) 水平方向振动



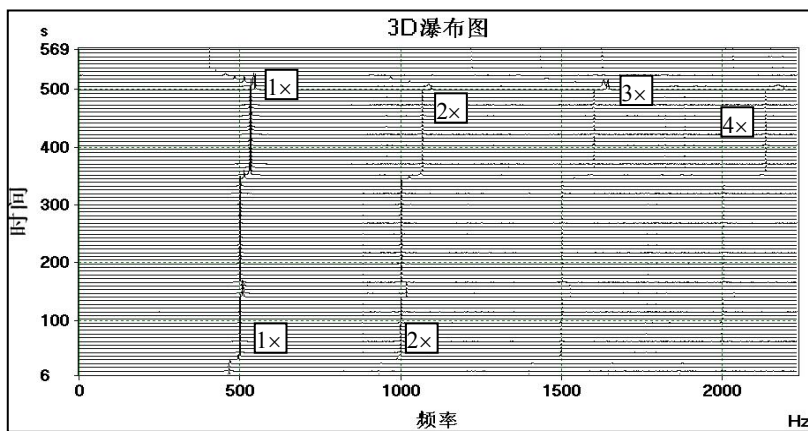
(b) 垂直方向振动

图 3.53 转速-测点加速度振幅曲线

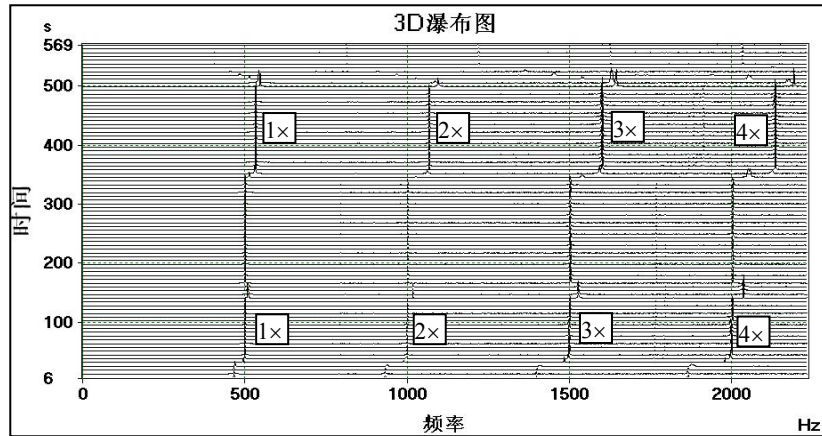
从图中可以看出：1) 对于水平方向的振动，转速在 33187 rpm 附近，振动值突然增大，其中主要表现为 3 \times 分量迅速上升，在 33187 rpm 之前，1 倍频分量占有优势；2) 垂直方向的振动比水平方向要大，转速在 33187 rpm 附近，振动值突然增大，1 \times 、2 \times 、3 \times 和 4 \times 分量均迅速上升，在 33187 rpm 之前，2 \times 、3 \times 和 4 \times 分量较 1 倍频分量要大；3) 1 倍频在 33000rpm 附近达到 12g。

(3) 发动机振动的三维瀑布图分析

图 3.54 为振动数据的三维瀑布图。从水平方向振动的三维瀑布图中可以明显看出，1 倍频分量占有主导地位。而在 33187 rpm 附近 3 倍频分量占有主导地位。在垂直方向的振动，表现出了非常明显的 2 倍频、3 倍频和 4 倍频分量。



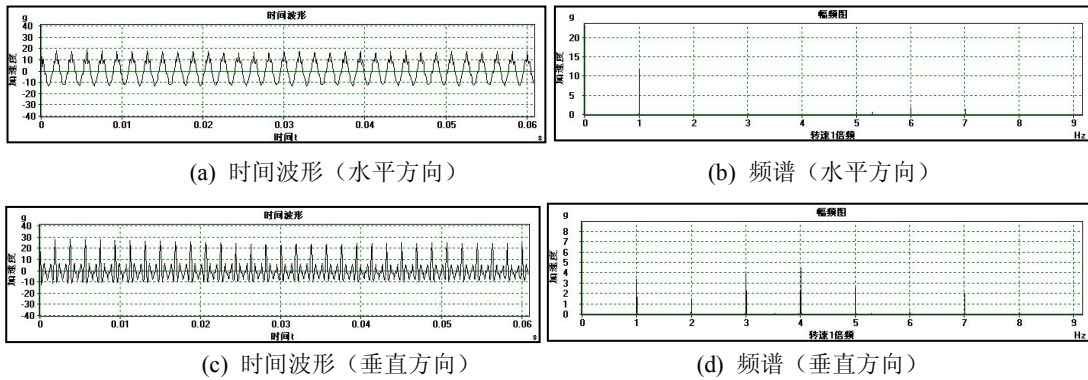
(a) 水平方向振动



(b) 垂直方向振动
图 3.54 三维瀑布图

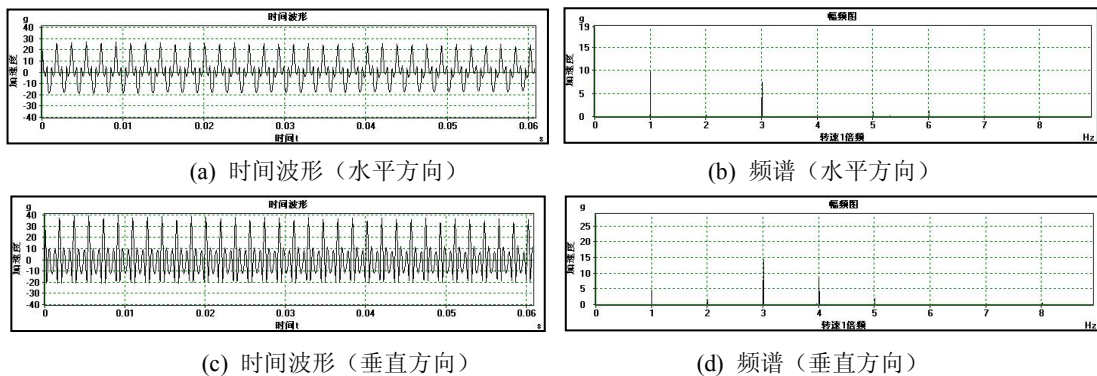
(4) 典型转速下的发动机振动的频谱分析

图 3.55 为转速 31968 rpm 下水平和垂直方向降噪后的振动时间波形和频谱；图 3.56 为转速 32812 rpm 下的水平和垂直方向降噪后的振动加速度的时间波形和频谱。从图中可以看出，在转速 31968 rpm 时，水平方向振动主要为 1 倍频分量，其他倍频分量很小，而垂直方向振动的倍频分量异常明显，时域波形表现出明显的上下不对称的周期冲击特征；当转速增加到 32812 rpm 时，水平方向振动的 3 倍频分量非常明显，而垂直方向振动的 3 倍频更加突出，较 1 倍频明显要大，同时 4 倍频也很突出。



(a) 时间波形（水平方向） (b) 频谱（水平方向）
(c) 时间波形（垂直方向） (d) 频谱（垂直方向）

图 3.55 振动加速度时间波形及频谱（31968rpm）



(a) 时间波形（水平方向） (b) 频谱（水平方向）
(c) 时间波形（垂直方向） (d) 频谱（垂直方向）

图 3.56 振动加速度时间波形及频谱（32812rpm）

(5) 发动机振动信号分析结论

从振动信号分析中可以得出如下结论：发动机支承松动类故障，主要表现为垂直方向。其需要依据和信号特征体现在：

- (1) 在所有转速下，垂直方向振动频谱上的倍频分量均非常明显；
- (2) 在 32812 rpm 下不仅 1 倍频增加，倍频分量也迅速增加，这是由于较大的不平衡力激发了松动故障。
- (3) 故障特征在水平方向表现得不突出，大多数转速下，1 倍频占主导地位。
- (4) 异常振动下的时间波形表现出了上下不对称的周期冲击特征。

3.8 小结

(1) 针对配合松动引起的刚度非线性，建立了含连接刚度非线性质量块振动模型，采用数值计算方法，获取了质量块的响应，并与相关文献进行比较，分析了非同步响应特征。当刚度变化的周期等于振动周期时，将产生倍频现象，在特定频率下，将激发系统的固有频率；当刚度变化的周期等于 n 倍振动周期时，则将产生 $1/n$ 分频及其倍频，在特定频率下，将激发系统的固有频率。

(2) 建立了含连接件松动故障的试验器，分析了质量块的加速度响应。对于连接件松动故障，由于刚度的分段线性，所以质量块的振动加速度经过自相关降噪后，时域波形表现为明显的冲击特征，波形上下不对称，呈现“截头状”波形，此特征可以作为判定连接件松动故障的典型特征，试验验证了仿真模型的正确性。

(3) 建立了含配合松动故障的转子试验器动力学模型，采用模态试验进行验证，进行了不同配合松动间隙下的配合松动仿真，得到轴承座加速度响应，发现了周期性冲击，上下不对称，“截头状”波形，频谱上出现转速的倍频成分，分析了拧紧力矩对轴承座响应的影响，可以通过增大拧紧力矩抑制振动。

(4) 针对某型小型发动机，建立了含配合松动故障的小型发动机整机动力学模型，在不同配合松动间隙下，利用数值仿真方法得到了机匣加速度响应，加速度时域波形表现出周期性冲击，上下不对称，“截头状”波形，频谱上表现出倍频，分析了拧紧力矩对机匣响应的影响，可以通过增大拧紧力矩抑制振动。

(5) 将仿真与试车数据进行对比，仿真的故障特征与试车的故障特征非常相似。时域波形出现周期性冲击，上下不对称，“截头状”波形，频谱图上出现明显的高倍频成分，表明该发动机存在配合松动故障。通过发动机分解发现，轴承外圈出现磨损现象，表明该发动机存在配合松动故障。该特征可以为发动机故障诊断提供定性判断支承松动故障的依据。

第四章 含滚动轴承径向游隙的发动机整机振动响应特征

4.1 引言

虽然目前滚动轴承模型较完善，但是现有的研究工作均是基于简单的转子模型，滚动轴承模型未应用于复杂的转子-支承-机匣耦合动力学模型中，考虑含滚动轴承径向游隙的航空发动机整机振动响应特征分析较少。鉴于此，采用第二章建立的某无人飞行器用小型发动机模型，考虑滚动轴承径向游隙模型，基于机匣加速度信号与转子位移信号，分析了径向游隙对整机振动响应的影响规律，研究了对整机响应影响较大的支承 S_2 处在不同转速下滚动体的受力情况和转子运行规律，探讨了径向游隙对接触力的影响规律。

4.2 考虑滚动轴承径向游隙的整机振动模型

某小型发动机转子与机匣模型参考第二章。本节主要介绍滚动轴承在整机中建模过程。图 4.1 为滚动轴承模型，转子的不平衡力对滚动轴承具有激振作用，滚动轴承总体刚度周期性变化将产生的 VC 振动，后者为参数激振。

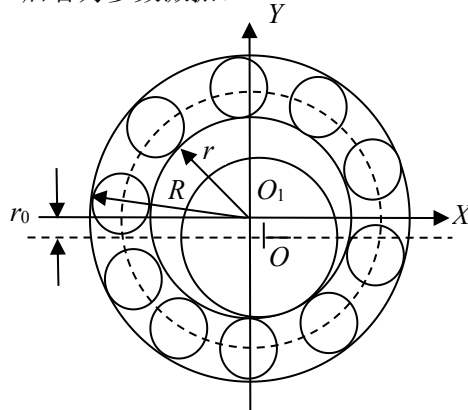


图 4.1 滚动轴承模型

本章假设滚动轴承外圈固定于轴承座上，滚动轴承内圈固定于转子上，设转子第 m 个节点的横向位移为 x_{Rm} ，垂向位移为 y_{Rm} ，令 $x = x_{Rm} - x_{wi}$ ， $y = y_{Rm} - y_{wi}$ ， r_0 为径向游隙，可以得到转子作用于第 i 个支承的轴承力为：

$$\begin{cases} F_{xRi} = \sum_{j=1}^N C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \cos \theta_j, \\ F_{yRi} = \sum_{j=1}^N C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \sin \theta_j. \end{cases} \quad (4.1)$$

式中， C_b 为赫兹接触刚度，可以由赫兹接触求得。 $H(\bullet)$ 是亥维塞函数，其大于 0 时，值为 1，否则为 0。 θ_j 为第 j 个滚珠的位置，有 $\theta_j = \omega_{\text{Cage}} \times t + \frac{2\pi}{N_b}(j-1)$ ， $j = 1, 2, \dots, N_b$ ，其

中 N_b 为滚珠个数。 ω_{Cage} 为保持架的旋转角速度，外滚道半径为 R ，内滚道半径为 r ，则

$\omega_{\text{Cage}} = \frac{\omega \times r}{R+r}$ ， ω 为转轴的旋转角速度。因此，滚动轴承外圈的运动微分方程为：

$$\begin{cases} m_{wi} \ddot{x}_{wi} + k_{ti} (x_{wi} - x_{bi}) + F_{dxi} = F_{xRi} \\ m_{wi} \ddot{y}_{wi} + k_{ti} (y_{wi} - y_{bi}) + F_{dyi} = F_{yRi} - m_{wi} g \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (4.2)$$

其中， m_w 为外圈质量， x_w 为外圈位移， k_{ti} 为外圈与轴承座之间的连接刚度， F_{dxi} 和 F_{dyi} 为阻尼力，如果考虑为粘性阻尼 c_{ti} ，则

$$\begin{cases} F_{dxi} = c_{ti} (\dot{x}_{wi} - \dot{x}_{bi}) \\ F_{dyi} = c_{ti} (\dot{y}_{wi} - \dot{y}_{bi}) \end{cases} \quad (4.3)$$

VC 频率为滚珠的通过频率，即 $\omega_{vc} = \omega_{\text{Cage}} \times N_b = \omega_{\text{Rotor}} \times B_N$ ， $B_N = N_b \times r / (R+r)$ ， B_N 为 VC 频率与旋转频率的比值。本章中的 $B_{N1} = 5.5$ ， $B_{N2} = 4.85$ 。

4.3 含滚动轴承径向游隙的小型发动机整机振动仿真分析

4.3.1 动力学模型参数

某型小型发动机 4 个支点的滚动轴承参数如表 4.1 所示。其他参数参考第二章。

表 4.1 滚动轴承参数

滚动轴承	外滚道半径	内滚道半径	滚珠个数 N_b	接触刚度 $C_b / (N/m^{3/2})$	轴承间隙 $r_0 / \mu\text{m}$	外圈质量 m_w / kg	轴承座质量 m_b / kg
S ₁	39.5	29	13	12.4×10^9	0	0.2	10
S ₂	39.5	29	13	12.4×10^9	0	0.2	10
S ₃	32	17	14	11.9×10^9	0	0.2	10
S ₄	32	17	14	11.9×10^9	0	0.2	10

4.3.2 计算条件

- (1) 分别考虑支承 S₁、S₂、S₃、S₄ 处的滚动轴承径向游隙；
- (2) 输出为机匣在压气机前支承处的水平方向的振动加速度响应、各支承 S₁、S₂、S₃、S₄ 处转子振动位移响应；
- (3) 转速范围为 5000-40000rpm。
- (4) 考虑各盘的不平衡激励，其偏心距均设置为 0.01mm。

4.3.3 不同径向游隙下的临界转速分析

图 4.2 (a) -图 4.2 (d) 分别为仅含不平衡故障下，对支承 S₁、S₂、S₃、S₄ 处的滚动轴承，采用不同径向游隙 0 μm 、10 μm 、30 μm 以及 50 μm ，得到机匣节点 9 横向加速度的振幅-转速曲线，从图中可以看出，(1) 前三阶临界转速分别为 16100rpm、20600rpm、33800rpm；(2) 从第二阶临界转速对应的幅值上，发现支承 S₂ 与支承 S₃ 的径向游隙对机匣加速度响应较支承 S₁

与支承 S_4 的灵敏度明显；(3) 对不同位置处的滚动轴承，在不同间隙下，间隙越大，振幅跳跃现象越明显；(4) 对于 S_1 处，改变径向游隙，前两阶临界转速不变，第三阶临界转速发生改变，其他支承处径向游隙对临界转速改变不明显。针对临界转速附近的跳跃和滞后现象，本章针对图 4.2 (a) 第三阶临界转速附近进行详细计算，得到图 4.3 的结果。图 4.4 为文献[66]的结果，其改变轴承间隙得到的共振曲线与本章的结果一致。文献[66]对单自由度集中质量模型，采用平均法求得系统在主共振情况下的解析解，讨论了系统参数对主共振的影响，发现了改变间隙使得固有频率发生改变。文献[71]对轴承间隙改变共振频率的原因做出了解释。当共振频率随轴承间隙不变时，共振频率主要决定于轴的刚度；当共振频率随轴承间隙发生变化时，共振频率主要决定于轴承的刚度，表现为极强的非线性特征，跳跃和滞后现象越明显。通过此可以解释图 4.2 (a) 中前两阶临界转速随着轴承间隙的改变，没有发生变化的原因，主要由于轴承刚度的非线性较弱，对临界转速影响不大。

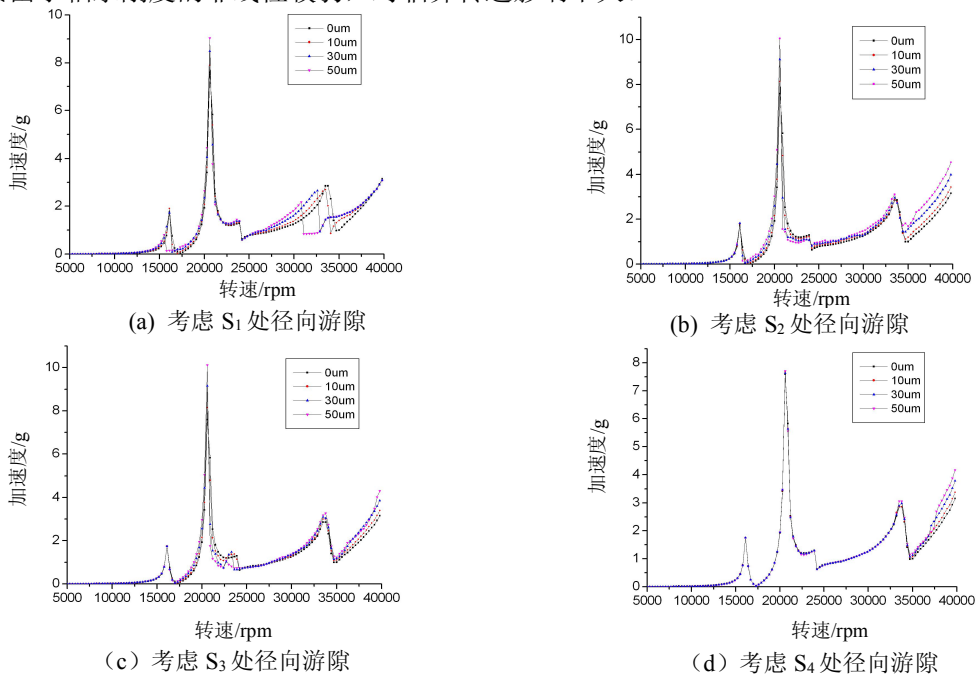


图 4.2 不同支承处不同间隙下机匣加速度幅值-转速曲线

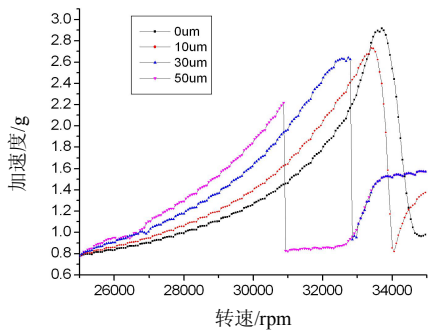


图 4.3 图 4.2(a) 的局部放大

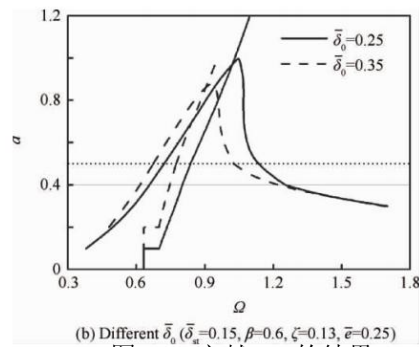


图 4.4 文献[71]的结果

4.3.4 计算模态分析

对风扇转子节点 1 施加横向的瞬态力 100N，获得机匣节点 9 加速度响应，以此来模拟锤击法，得到机匣加速度节点 9 的频率响应，如图 4.5 所示。表 4.2 为系统前六阶固有频率值。

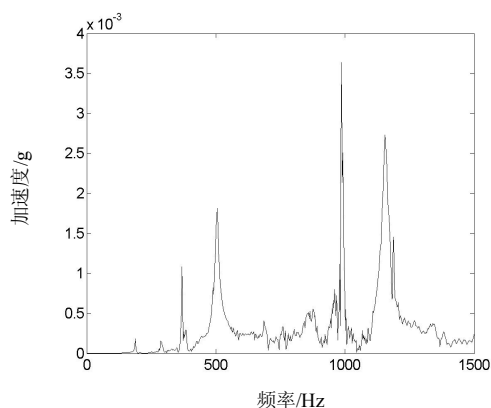


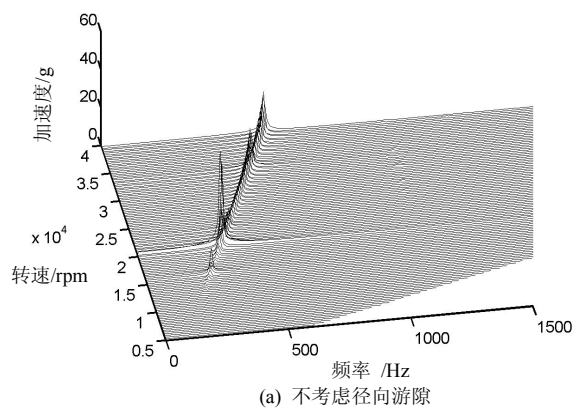
图 4.5 机匣节点 9 加速度的频率响应

表 4.2 转子系统的固有频率

阶数	1	2	3	4	5	6
频率/Hz	187	290	368	505	985	1155

4.3.5 不同转速下的机匣-转子特征分析

针对滚动轴承支承 S_1 、 S_2 、 S_3 、 S_4 的径向游隙分别为 $30\mu\text{m}$ 、 $30\mu\text{m}$ 、 $30\mu\text{m}$ 、 $30\mu\text{m}$ ，以及不考虑径向游隙的影响，分析不同转速下机匣加速度响应三维瀑布图，如图 4.6(a)-(e)所示。从图 4.6 中可以看出，(1) 对于支承 S_1 ，三维瀑布图频率改变不明显；(2) 对于支承 S_2 、 S_3 ，三维瀑布图上出现明显的系统的第三阶固有频率 f_{n3} 与第六阶固有频率 f_{n6} ，以及转频与第三阶固有频率的组合频率；(3) 对于支承 S_4 ，三维瀑布图出现系统的固有频率 f_{n6} ，该现象被称为涡动现象，或者频率锁定^[126]。



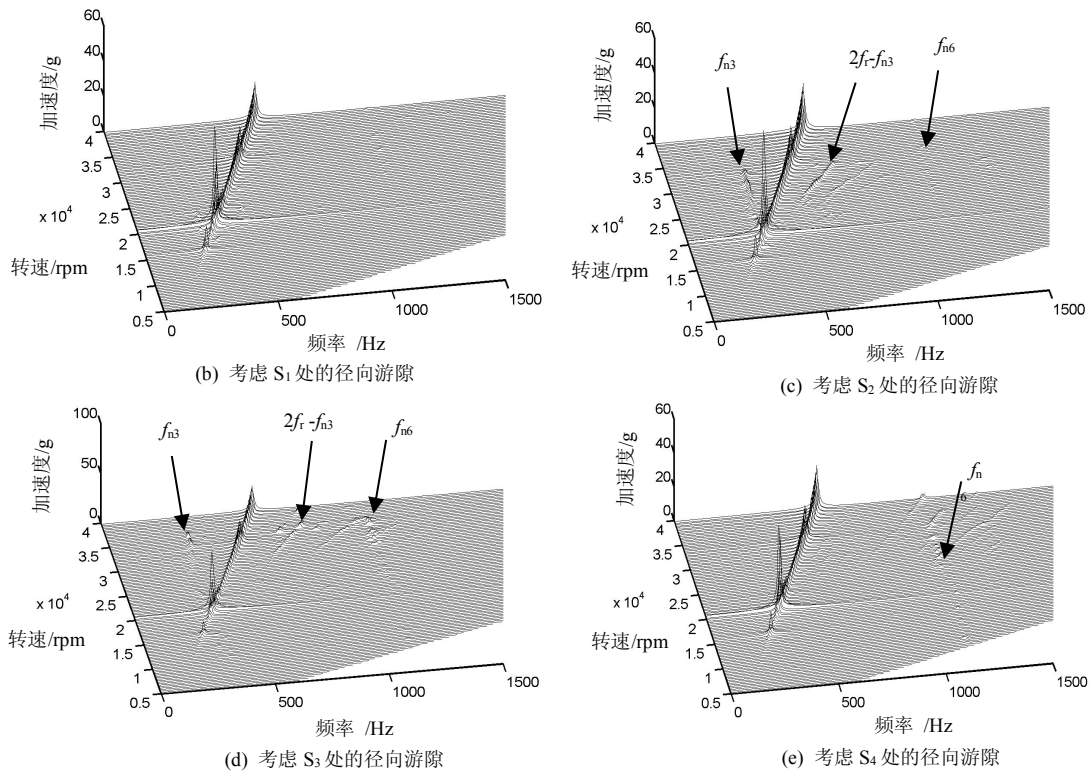


图 4.6 不同支承径向游隙下机匣加速度瀑布图

图 4.7 为考虑 S_2 径向游隙下转子的位移响应三维瀑布图，图 4.8 为文献[125]的结果，文献[125]分析了由于径向游隙导致的非同步振动响应特征。图 4.9(a)-(d)为在不同支承 S_1 、 S_2 、 S_3 、 S_4 径向游隙下，压气机支承处的转子位移随转速变化的分岔图。从图中可以看出，不同支承处的分岔图在临界转速附近均表现出周期运动，转速离临界转速较远，出现不同程度的拟周期、混沌运动；对于支承 S_2 、 S_3 ，在转速高于第二阶临界转速下，拟周期与混沌现象较支承 S_1 、 S_4 明显。分析表明，支承 S_2 、 S_3 对转子的稳定性影响较大。

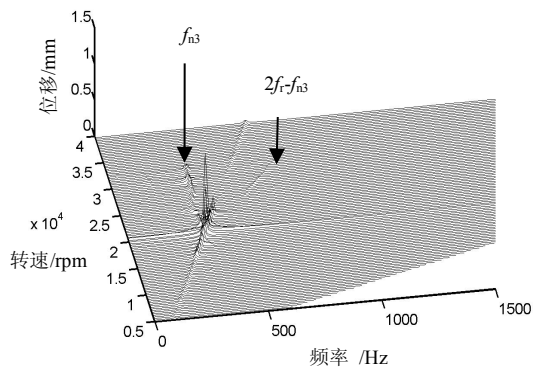


图 4.7 支承 S_2 处含径向游隙下转子位移瀑布图

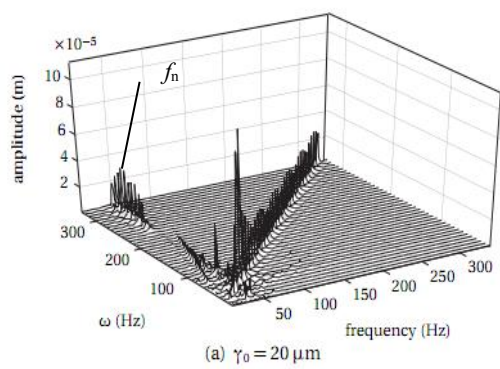


图 4.8 文献[125]的结果

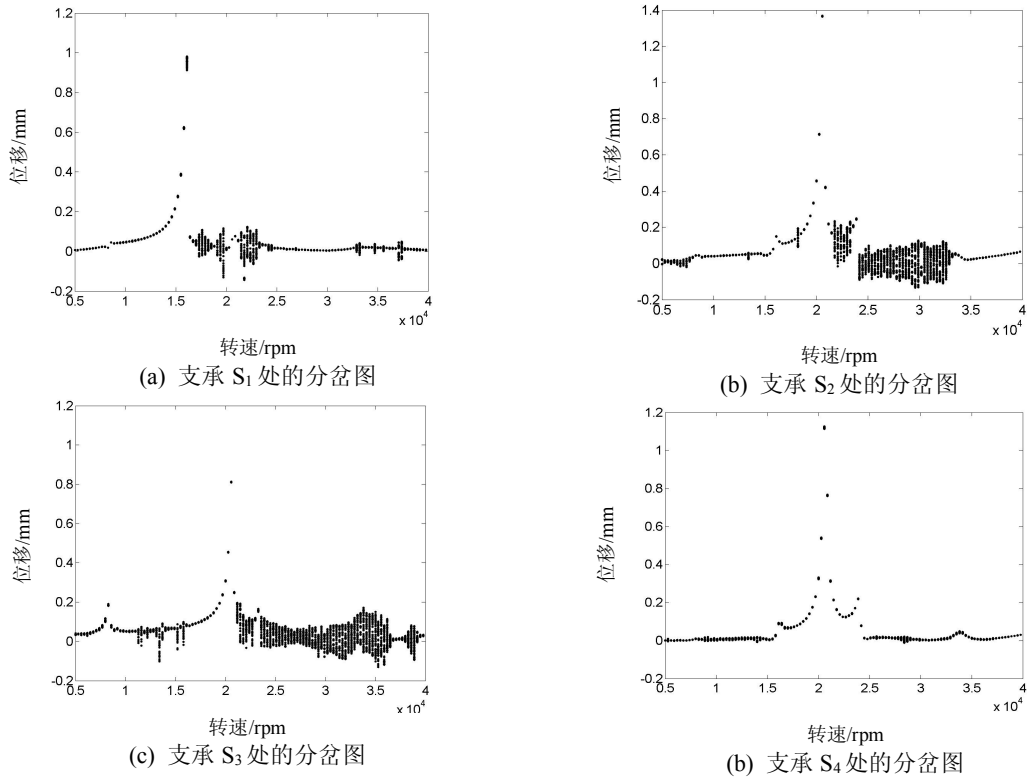
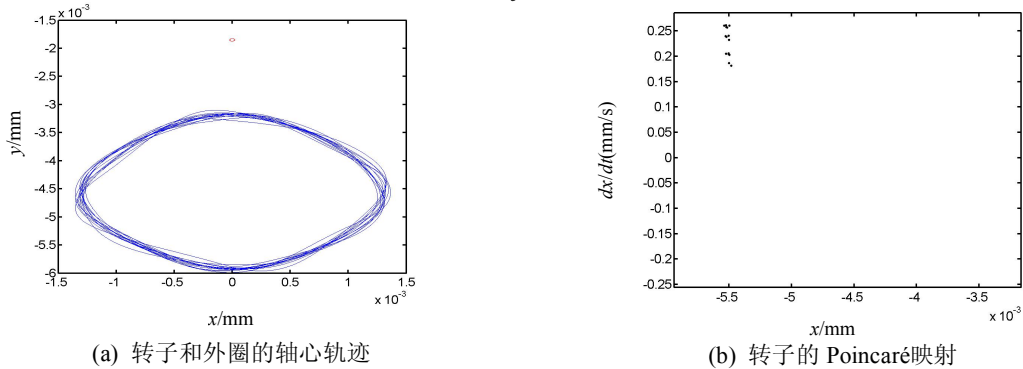


图 4.9 不同支承处转子位移随着转速变化的分岔图

4.3.6 典型转速下转子-滚动轴承外圈的轴心轨迹以及机匣响应特征分析

对整机振动响应影响较大的支承 S₂ 处滚动轴承，在含径向游隙 30 μ m 下，基于不同转速的转子-外圈位移信号和机匣加速度信号，分析转子-外圈运动规律与机匣响应特征。

图 4.10 (a) -图 4.10 (d) 分别为转速 2000rpm 下，压气机转子支承处转子与滚动轴承外圈轴承轨迹，其中红色曲线表示滚动轴承外圈轴心轨迹，蓝色表示滚动轴承位置转子节点的轴心轨迹；转子的 Poincaré 截面图；机匣加速度时域波形及其频谱。从图 4.10 (a) 可以看出，由于采用多支点支承作用，且径向游隙较大，压气机转子在滚动轴承底部涡动，对滚动轴承外圈不产生挤压作用。从图 4.10 (b) 可以看出，转子表现出微弱的混沌运动；图 4.10 (c)、图 4.10 (d) 表明，频谱中出现转频 f_r 、转频 f_r 与系统的第三阶临界转速对应频率 f_{n3} 的组合频率成分，高频中出现第六阶临界转速对应频率 f_{n6} 。



(a) 转子和外圈的轴心轨迹

(b) 转子的 Poincaré 映射

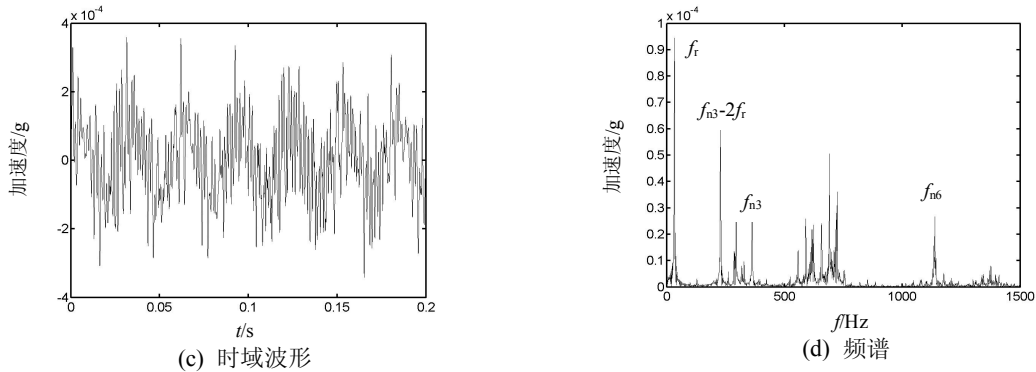


图 4.10 转速为 2000rpm 时转子-外圈的轴心轨迹、转子的 Poincaré 映射图以及机匣加速度时域波形和频谱

图 4.11(a)-图 4.11 (d)为转速 5000rpm 下，压气机支承处转子与滚动轴承外圈轴心轨迹、转子的 Poincaré 截面图、机匣加速度时域波形及其频谱，从图 4.11 (a) 中可以看出，压气机转子支承处转子挤压滚动轴承外圈，且在滚道一周内进行涡动，由于接触力较小，故滚动轴承外圈振动较小。从图 4.11 (b) 可以看出，转子出现倍周期运动；图 4.11 (c)、图 4.11 (d) 为机匣加速度信号及其频谱，在该转速下，频谱中出现转频 f_r 、转频的倍频与第六阶临界转速对应频率 f_{n6} 。

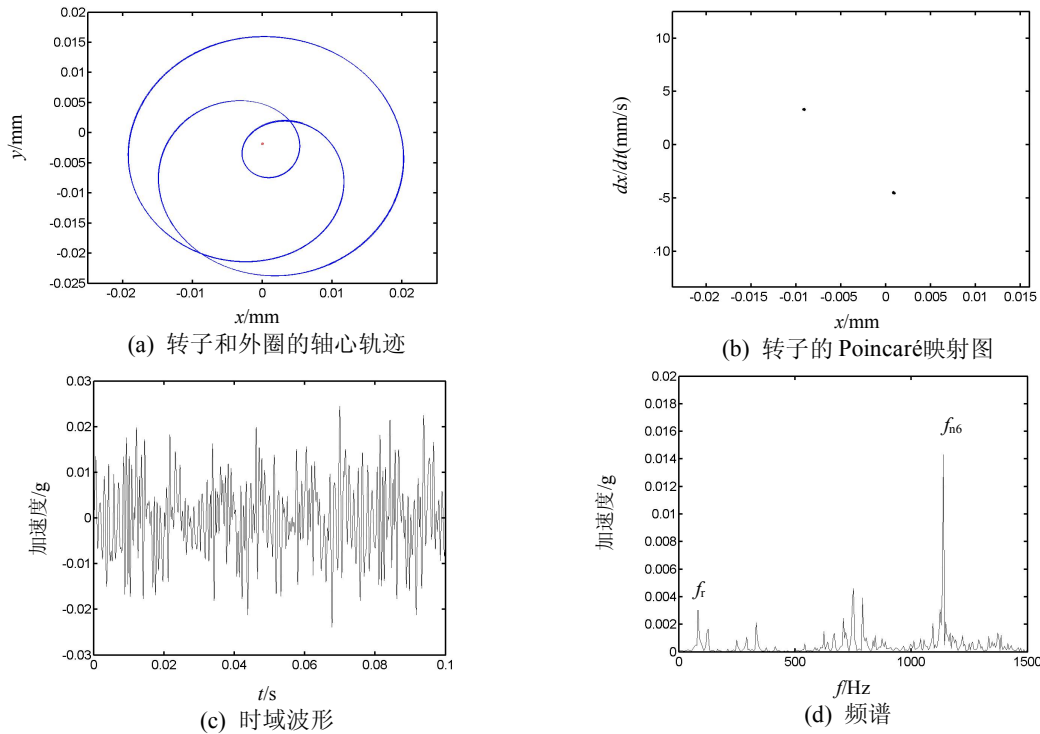


图 4.11 转速为 5000rpm 时转子-外圈的轴心轨迹、转子的 Poincaré 映射图以及机匣加速度时域波形和频谱

图 4.12 (a) -图 4.12 (d) 为转速 8000rpm 下，压气机转子支承处转子与滚动轴承外圈轴心轨迹、机匣加速度时域波形及其频谱，图 4.12 (a)、图 4.12 (b) 可以看出，压气机转子支承处转子挤压滚动轴承外圈，且在滚道一周内进行涡动，由于接触力较大，故滚动轴承外圈

振动较大，且呈现“波浪状”。从图 4.12 (c)、图 4.12 (d) 表明，频谱中出现转频 f_r 、转频与系统的第六阶临界转速对应频率 f_{n6} 的组合频率成分，高频中出现第六阶临界转速对应频率。

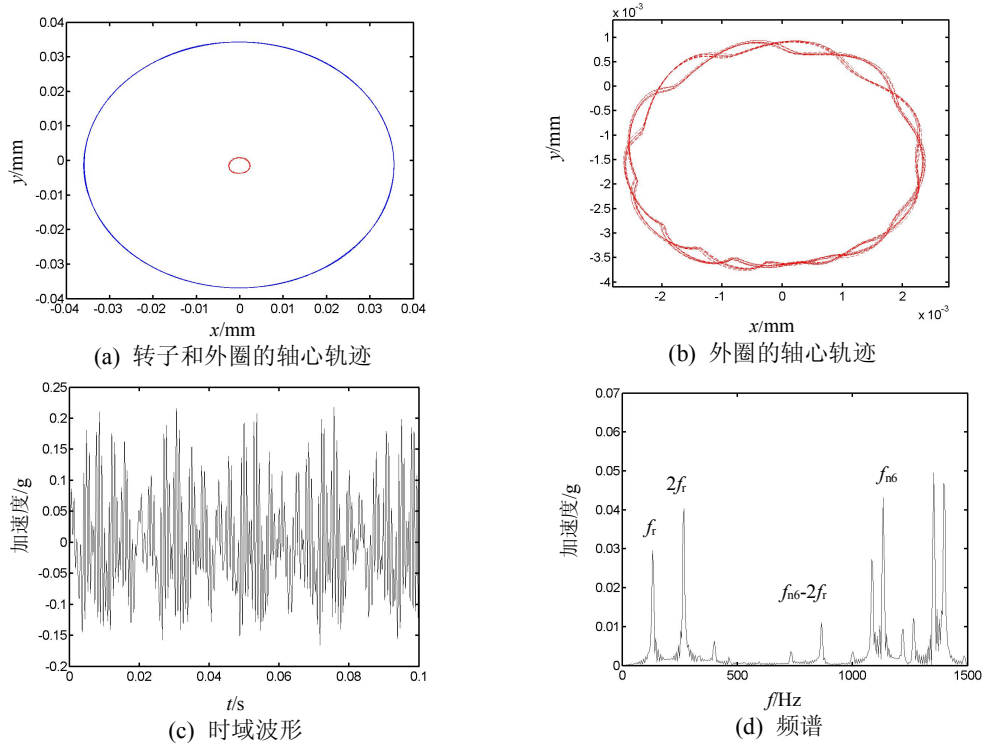


图 4.12 转速为 8000rpm 时转子-外圈的轴心轨迹以及机匣加速度时域波形和频谱

图 4.13 (a) -图 4.13 (c) 为转速 12000rpm 下，压气机转子支承处转子与滚动轴承外圈轴心轨迹、机匣加速度时域波形及其频谱，从图 4.13 (a) 可以看出，压气机转子支承处转子挤压滚动轴承外圈，且在滚道一周内进行涡动，由于接触力较大，故滚动轴承外圈振动进一步增大。图 4.13 (b)、图 4.13 (c) 表明，在该转速下，频谱中出现转频 f_r 与 VC1 频率。

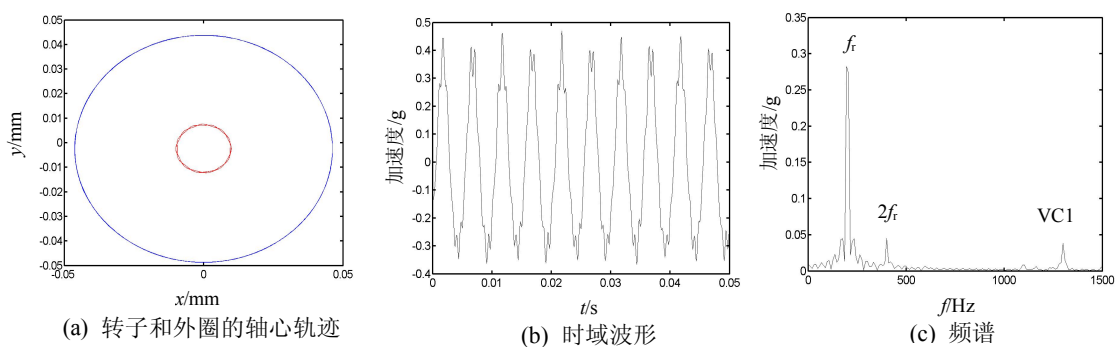


图 4.13 转速为 12000rpm 时转子-外圈的轴心轨迹以及机匣加速度时域波形和频谱

图 4.14 (a) -图 4.14 (c) 为转速 16100rpm 下，即第一阶临界转速下，压气机转子支承处转子与滚动轴承外圈轴心轨迹、机匣加速度时域波形及其频谱，从图 4.14 (a) 可以看出，压气机转子支承处转子挤压滚动轴承外圈，且在滚道一周内进行涡动，由于接触力较大，故滚动轴承外圈振动进一步增大，且呈现椭圆状。图 4.14 (b) -图 4.14 (c) 表明，在第一阶临

界转速下，机匣加速度信号表现出转频成分 f_r 。

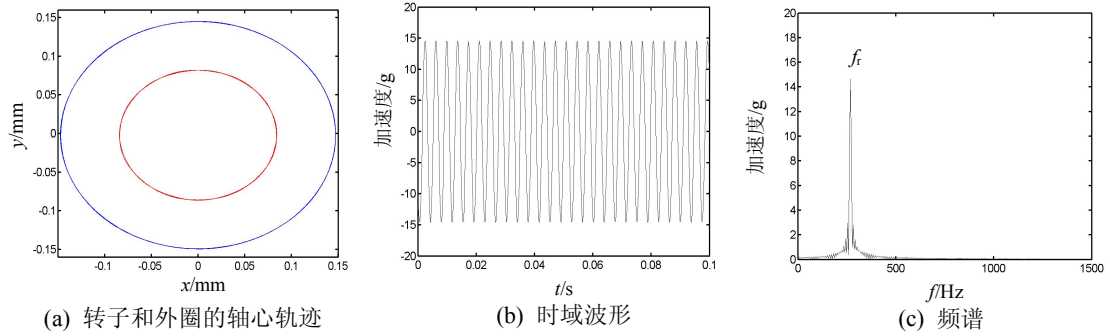


图 4.14 转速为 16100rpm 时转子-外圈的轴心轨迹以及机匣加速度时域波形和频谱

图 4.15 为转速 20600rpm 下，即第二阶临界转速下，压气机转子支承处转子与滚动轴承外圈轴心轨迹，从图 4.15 可以看出，由于不平衡力继续增加，滚动轴承外圈振动进一步增大。

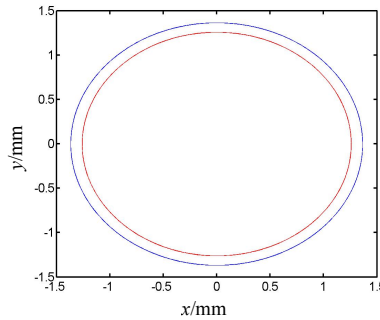
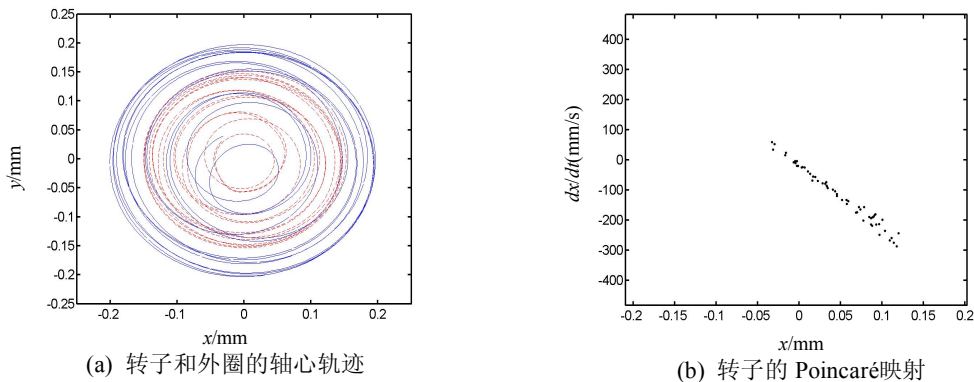


图 4.15 转速为 20600rpm 时转子-外圈的轴心轨迹

图 4.16 (a) -图 4.16 (d) 为转速 22500rpm 下，即通过第二阶临界转速后，压气机转子支承处转子与滚动轴承外圈轴心轨迹、转子的 Poincaré 截面图、机匣加速度时域波形及其频谱，从图 4.16 (a) 可以看出，转子与滚动轴承外圈轴心轨迹出现交叉，即转子时而挤压滚动轴承外圈，时而不挤压状态。从图 4.16 (b) 可以看出，转子的 Poincaré 截面图出现云片状，即混沌运动。图 4.16 (c) -图 4.16 (d) 表明，由于转频与系统的第三阶临界转速对应频率接近，且出现连续谱，机匣加速度波形出现类似拍振现象，且由于转子的不稳定，滚动轴承的刚度变化较剧烈，激发出系统的第三阶固有频率 f_{h3} 。



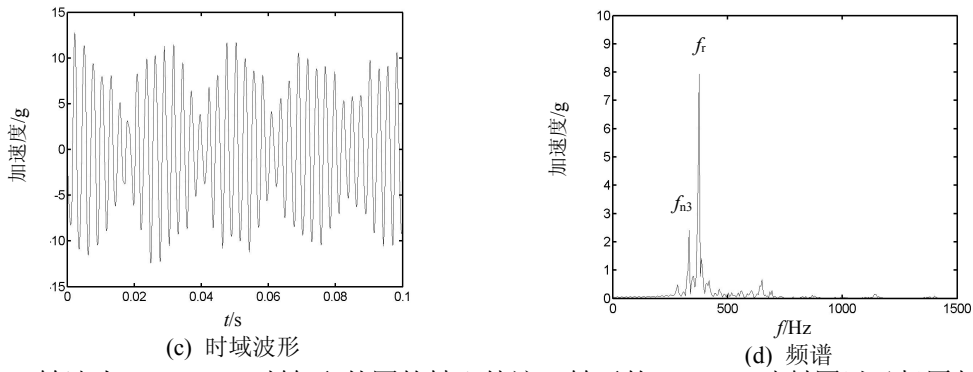


图 4.16 转速为 22500rpm 时转子-外圈的轴心轨迹、转子的 Poincaré 映射图以及机匣加速度时域波形和频谱

图 4.17(a)- 图 4.17 (d)为转速 30000rpm 下，压气机转子支承处转子与滚动轴承外圈轴心轨迹、转子的 Poincaré 截面图、机匣加速度时域波形及其频谱，从图 4.17 (a) 可以看出，通过第二阶临界转速后，转速增大，接触力增加，滚动轴承外圈振动增大。从图 4.17 (b) 可以看出，转子表现出拟周期运动。图 4.17 (c) -图 4.17 (d) 表明，机匣加速度频谱表现出离散谱，即拟周期现象。

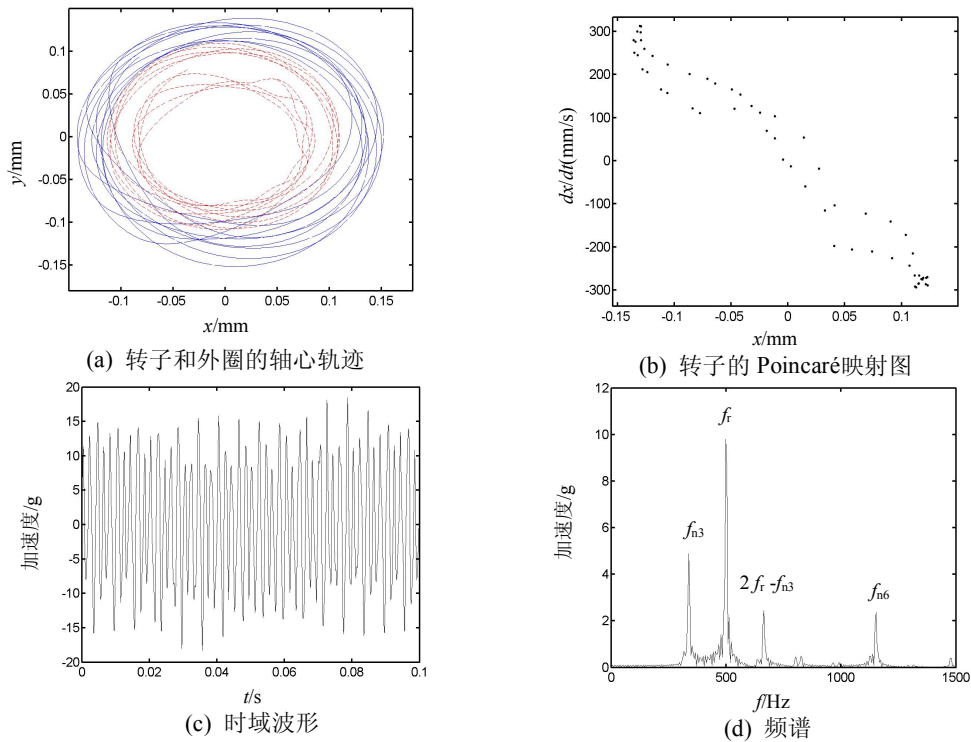


图 4.17 转速为 30000rpm 时转子-外圈的轴心轨迹、转子的 Poincaré 映射图以及机匣加速度时域波形和频谱

图 4.18 (a)- 图 4.18 (c)为转速 35000rpm 下，即通过第三阶临界转速后，压气机转子支承处转子与滚动轴承外圈轴心轨迹、机匣加速度时域波形及其频谱，从图 4.18 (a) 可以看出，由于转速较高，接触力较大，滚动轴承外圈振动较大，转子在滚动轴承内部，沿着滚道一周内进行涡动。图 4.18 (b) -图 4.18 (c) 为机匣加速度信号及其频谱，由于接触力较大，机匣

加速度信号表现出转频成分 f_r 。

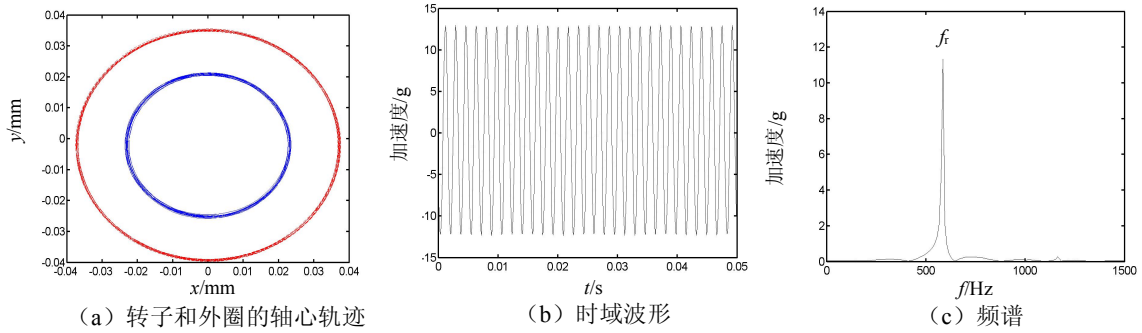
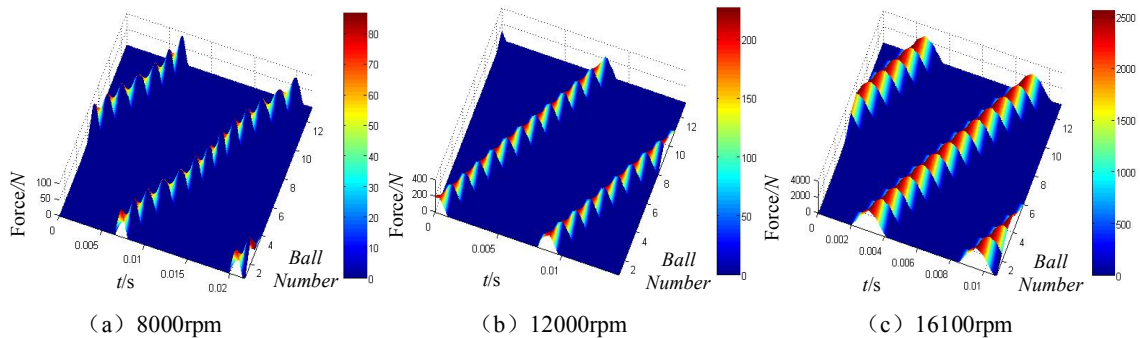


图 4.18 转速为 35000rpm 时转子-外圈的轴心轨迹以及机匣加速度时域波形和频谱

4.3.7 滚珠受到非线性接触力及滚动轴承接触载荷变化过程

为了揭示滚珠的接触状态以及滚动轴承接触状态，本节分析了滚珠受力情况以及滚动轴承承载情况。图 4.19 (a) -图 4.19 (f) 为含滚动轴承 S_2 径向游隙 $30\mu\text{m}$ 下，不同转速下，滚珠受到的非线性接触力随接触时间-滚珠数目变化的三维图，接触时间为一个保持架运动周期。图 4.19 (a) -图 4.19 (d) 分别表明，转子每个时刻挤压两个、三个、四个以及五个滚珠，对比图 4.12-图 4.15 发现，当转子一直挤压滚动轴承外圈时，转子的轴心轨迹为椭圆；图 4.19 (e)、图 4.19 (f) 表明，转子时而挤压滚珠，时而不挤压滚珠，对比图 4.16、图 4.17 发现，当转子时而挤压，时而不挤压滚珠时，转子的轴心轨迹不规则。分析发现，在第一阶临界转速之前，在每个保持架周期内，转子挤压每个滚珠时间相同，挤压的滚珠数目随着转速升高逐渐增加，属于转子一直挤压滚动轴承外圈的情况，在第二阶与第三阶临界转速之间，转子时而挤压滚动轴承外圈，时而不挤压滚动轴承外圈，属于转子与滚动轴承外圈挤压-不挤压的情况，在每个保持架周期内，转子挤压每个滚珠时间不同，即不稳定现象。

图 4.20 为含滚动轴承 S_2 径向游隙下滚动轴承承载变化过程。图 4.20 (a) -图 4.20 (d) 表明，滚动轴承外圈承受载荷逐渐增大。图 4.20 (e)、图 4.20 (f) 表明，滚动轴承外圈出现时而受载，时而不受载的情况。



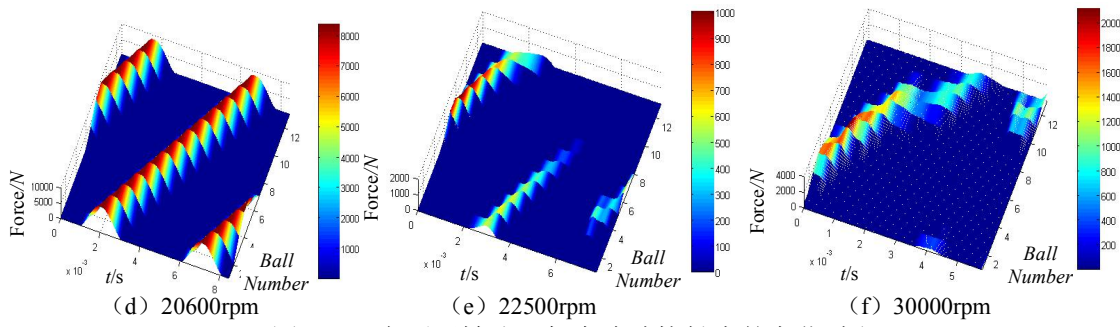


图 4.19 在不同转速下每个滚珠接触力的变化过程

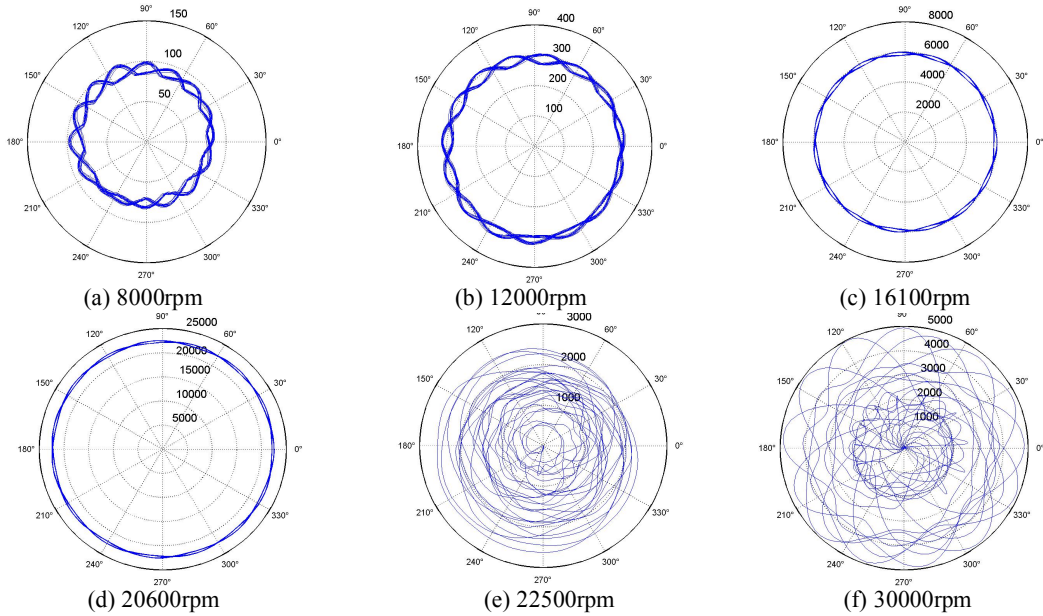


图 4.20 不同转速下滚动轴承总接触力变化过程

4.3.8 不同径向游隙对接触力的影响分析

为了研究不同径向游隙对接触力的影响，故对 $0\mu\text{m}$ 、 $30\mu\text{m}$ 以及 $50\mu\text{m}$ 径向游隙下，在转速 10000rpm 下，得到滚珠受到的接触力变化过程以及滚动轴承接触载荷变化过程，如图 4.21、图 4.22 所示。图 4.21 (a) - (c) 表明，每个时刻转子分别挤压五个、三个和两个滚珠。分析表明，随着径向游隙的增加，滚珠接触个数逐渐减少。图 4.22 (a) - (c) 表明，随着径向游隙的增加，滚动轴承承受的接触力增加，且随时间变化接触力的波动较大。

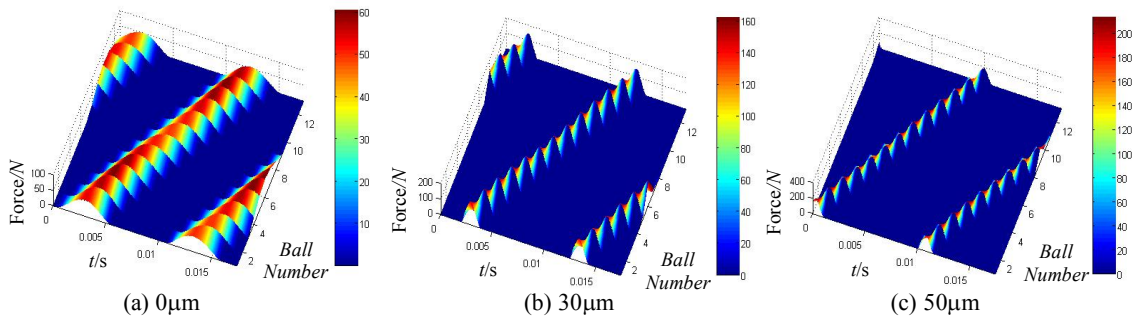


图 4.21 不同径向游隙下每个滚珠接触力变化过程

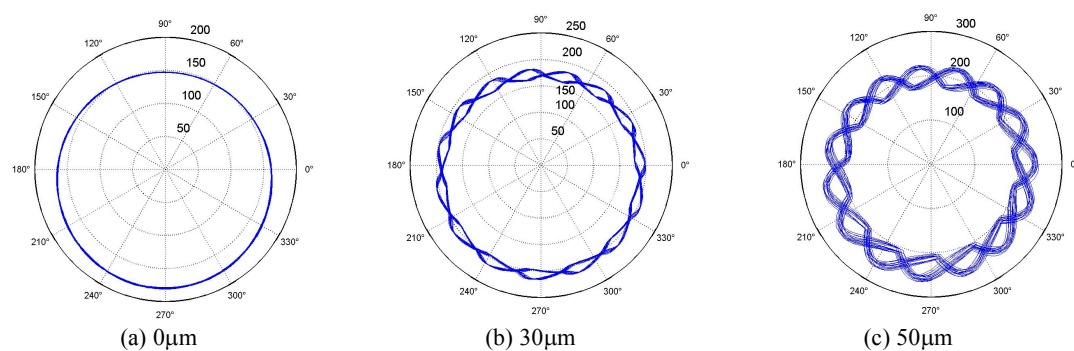


图 4.22 不同径向游隙下滚动轴承总接触力变化过程

4.4 结论

针对某型小型发动机，考虑四个支承位置的滚动轴承径向游隙，通过数值仿真得到如下结论：

(1) 分析了不同径向游隙下，机匣加速度的振幅随转速变化规律，找到了对整机振动响应灵敏度较大的支承位置 S_2 、 S_3 ，并且发现了由于径向游隙导致的跳跃和滞后现象，解释了径向游隙改变临界转速的原因。

(2) 分析了含径向游隙下，机匣加速度的响应特征，在高速下，由于滚动轴承变刚度，当刚度改变较明显时，转子出现时而挤压，时而不挤压滚动轴承外圈的现象，从而激发了系统的固有频率，即频率锁定现象。

(3) 分析了不同转速下，转子-滚动轴承外圈运动特征以及机匣响应特征，结合滚珠受到的非线性接触力随时间-滚珠数目变化、以及滚动轴承外圈承载变化，以此揭示转子、滚动轴承外圈运动规律，从接触力的角度反应径向游隙对整机振动的影响，当滚动轴承外圈周期性受载，整机振动较稳定；当滚动轴承外圈出现时而受载，时而不受载时，整机振动出现不稳定现象。

(4) 分析了径向游隙对整机振动响应的影响，减小径向游隙，有利于减小滚动轴承外圈受载的波动性。

第五章 含新型转静碰摩故障的发动机整机振动仿真分析

5.1 引言

现有的叶片-机匣碰摩模型未充分考虑由于机匣变形或转子中心偏移而导致的转静间隙不均匀的现象，从而最终导致仿真出的碰摩故障特征与实际故障特征存在较大差异；碰摩模型未直接应用于转子-支承-机匣耦合模型，仿真碰摩故障在整机振动中所体现出得故障特征；现有碰摩故障特征多是基于转子振动位移提取的，而对静子机匣的加速度特征分析很少，然而，对于航空发动机，机匣加速度信号几乎是判断碰摩故障的唯一依据，因此，分析机匣加速度碰摩故障特征具有重要工程实用价值。

本章在现有经典碰摩模型的基础上，提出一种考虑叶片振动与机匣多点变形转静碰摩故障模型，模型中考虑了多叶片与圆盘之间的耦合作用，叶片与叶片之间的耦合作用，多个叶片与机匣之间碰摩故障以及叶片与机匣之间转静间隙变化对碰摩力的影响，能够实现机匣上和转子上的单点、局部和全周碰摩故障仿真，并将该模型运用于转子-支承-机匣耦合动力学模型，仿真碰摩故障下的整机振动响应，并利用航空发动机转子试验器验证了机匣单点和转子全周下的碰摩故障特征和规律，并在此基础上，仿真计算了机匣局部、全周以及转子局部的多种组合状态下的碰摩故障，提取了碰摩故障下的机匣加速度特征，分析了碰摩力随时间变化规律。采用第二章建立的某小型发动机模型，将叶片-机匣模型应用到该模型中，分析了机匣的响应特征。

5.2 叶片振动与机匣多点变形转静碰摩故障模型

5.2.1 经典的弹性碰摩模型

经典的弹性碰摩模型如图 5.1 所示。设： c 为转静间隙， e 为偏心距， ω 为转速， r 为转盘与机匣间的径向相对位移，表达式为： $r = \sqrt{(x_{rp} - x_c)^2 + (y_{rp} - y_c)^2}$ ，当 $r < c$ 时，不发生碰摩，否则，发生碰摩，假设发生摩擦时，满足库仑摩擦定律，则碰摩产生的法向力和切向力为：

$$\begin{cases} P_N = k_r \cdot (r - c) \\ P_T = f \cdot P_N \end{cases} \quad (5.1)$$

其中： k_r 为静子的径向刚度、 f 为库仑摩擦系数、将法向和切向碰摩力分解到 x 向和 y 向，即：

$$\begin{cases} P_x = k_r(1 - \delta/r)[-(x_{rp} - x_c) + f \cdot (y_{rp} - y_c)] \\ P_y = k_r(1 - \delta/r)[-(y_{rp} - y_c) - f \cdot (x_{rp} - x_c)] \end{cases} \quad (5.2)$$

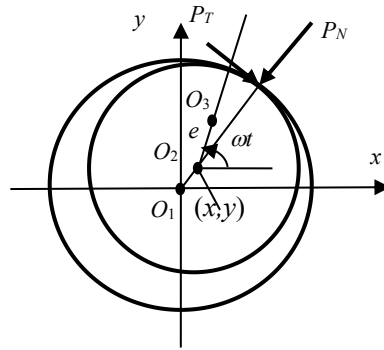


图 5.1 弹性碰摩模型

5.2.2 叶片-圆盘耦合动力学模型

图 5.2 为圆盘-叶片耦合动力学模型， $OXYZ$ 为整体坐标系， O 为圆盘的中心， X 轴为转子的轴线方向， Z 轴和 Y 轴分别为整体坐标下的水平和垂直方向，圆盘以定转速 ω 绕 X 轴旋转， $o'x'y'z'$ 为局部坐标系， o' 为叶片与转子接触面的中心，将叶片考虑为悬臂梁，采用矩形单元^[127]模拟， x' 为圆盘的径向方向， y' 和 z' 分别为局部坐标下，叶片横截面的水平和垂直方向。

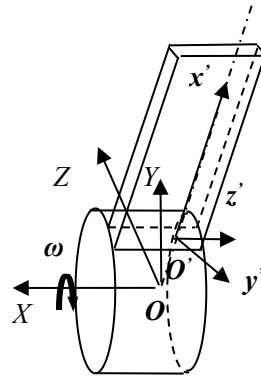


图 5.2 圆盘-叶片耦合动力学模型

5.2.3 整体坐标系与局部坐标系之间的变换

圆盘对应的节点所在的整体系 $O-XYZ$ 下的坐标转换到叶片所在的局部坐标系 $o'x'y'z'$ 下的坐标，其变换矩阵为：

$$\begin{aligned}
 A_4 &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\theta_j) & \sin(\theta_j) \\ 0 & -\sin(\theta_j) & \cos(\theta_j) \end{bmatrix}, & A_3 &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\theta_{yj}) & \sin(\theta_{yj}) \\ 0 & -\sin(\theta_{yj}) & \cos(\theta_{yj}) \end{bmatrix}, \\
 A_2 &= \begin{bmatrix} \cos(\theta_{yj}) & 0 & -\sin(\theta_{yj}) \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin(\theta_{yj}) & 0 & \cos(\theta_{yj}) \end{bmatrix}, & A_1 &= \begin{bmatrix} \cos(\theta_{zj}) & \sin(\theta_{zj}) & 0 \\ -\sin(\theta_{zj}) & \cos(\theta_{zj}) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.3)
 \end{aligned}$$

其中： θ_j 为第 j 个叶片的角位移， $\theta_j = \omega t + 2\pi(j-1)/N$ ； θ_{yj} 、 θ_{zj} 以及 θ_{zj} 分别为叶片所在

的局部坐标系相对整体坐标系的转角。

由整体坐标系变换到叶片的局部坐标系下，正变换矩阵为 $T = A_1 \cdot A_2 \cdot A_3 \cdot A_4$ ，相应地由局部坐标系变换到整体坐标系下，逆变换矩阵为 $T^{-1} = (A_1 \cdot A_2 \cdot A_3 \cdot A_4)^{-1}$ ，线位移向量、线速度以及角位移采用以上变换矩阵。角速度由整体坐标系变换到局部坐标系，其各个坐标下的分量^[128]为：

$$\omega_1 = \omega i_0 + \theta_x X + \theta_y Y + \theta_z Z = \dot{\theta}_x' x' + \dot{\theta}_y' y' + \dot{\theta}_z' z' \quad (5.4)$$

其中，

$$\dot{\theta}_z' = \omega \cos(\theta_z) \cos(\theta_y) + \dot{\theta}_x - \dot{\theta}_z \sin(\theta_y) \quad (5.5)$$

$$\dot{\theta}_x' = \omega (\cos(\theta_z) \sin(\theta_y) \sin(\theta_x) - \sin(\theta_z) \cos(\theta_x)) + \dot{\theta}_z \cos(\theta_y) \sin(\theta_x) + \dot{\theta}_y \cos(\theta_x) \quad (5.6)$$

$$\dot{\theta}_y' = \omega (\cos(\theta_z) \sin(\theta_y) \cos(\theta_x) + \sin(\theta_z) \cos(\theta_x)) + \dot{\theta}_z \cos(\theta_y) \cos(\theta_x) - \dot{\theta}_y \cos(\theta_x) \quad (5.7)$$

5.2.4 叶片和圆盘间的弹性连接

对于叶片与圆盘之间的弹性连接 B-D_k ($k=1, 2, \dots, N$)，设叶片 i 第一个节点与圆盘 j 第 k 个节点相连：连接线刚度为 k_{br} ，角刚度为 k_{ba} ；径向阻尼为 c_{br} ，角向阻尼为 c_{ba} ；设叶片 i 第一个节点的位移为 x_{i1} 、 y_{i1} 、 z_{i1} 、 x_{ai1} 、 y_{ai1} 、 z_{ai1} ；速度为 \dot{x}_{i1} 、 \dot{y}_{i1} 、 \dot{z}_{i1} 、 \dot{x}_{ai1} 、 \dot{y}_{ai1} 、 \dot{z}_{ai1} ；设圆盘 j 第 k 个节点的位移为 x_{jk} 、 y_{jk} 、 z_{jk} 、 x_{ajk} 、 y_{ajk} 、 z_{ajk} ；速度为 \dot{x}_{jk} 、 \dot{y}_{jk} 、 \dot{z}_{jk} 、 \dot{x}_{ajk} 、 \dot{y}_{ajk} 、 \dot{z}_{ajk} 。则作用于叶片 i 节点 1 上的力和力矩 F_{ix1} 、 F_{iy1} 、 F_{iz1} 、 M_{ix1} 、 M_{iy1} 、 M_{iz1} 为：

$$\begin{cases} F_{ix1} = k_{br1}(x_{jk} - x_{i1}) + c_{br1}(\dot{x}_{jk} - \dot{x}_{i1}) \\ F_{iy1} = k_{br2}(y_{jk} - y_{i1}) + c_{br2}(\dot{y}_{jk} - \dot{y}_{i1}) \\ F_{iz1} = k_{br3}(z_{jk} - z_{i1}) + c_{br3}(\dot{z}_{jk} - \dot{z}_{i1}) \\ M_{ix1} = k_{ba1}(x_{ajk} - x_{ai1}) + c_{ba1}(\dot{x}_{ajk} - \dot{x}_{ai1}) \\ M_{iy1} = k_{ba2}(y_{ajk} - y_{ai1}) + c_{ba2}(\dot{y}_{ajk} - \dot{y}_{ai1}) \\ M_{iz1} = k_{ba3}(z_{ajk} - z_{ai1}) + c_{ba3}(\dot{z}_{ajk} - \dot{z}_{ai1}) \end{cases} \quad (5.8)$$

而在整体坐标下，作用于圆盘 j 第 k 个叶片上的力和力矩 F_{jxk} 、 F_{jyk} 、 F_{jzk} 、 M_{jxk} 、 M_{jyk} 、 M_{jzk} 为：

$$\begin{bmatrix} F_{jxk} & F_{jyk} & F_{jzk} & M_{jxk} & M_{jyk} & M_{jzk} \end{bmatrix} = T^{-1} \cdot \begin{bmatrix} F_{ix1} & F_{iy1} & F_{iz1} & M_{ix1} & M_{iy1} & M_{iz1} \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

5.2.5 叶片-叶片耦合力学模型

若考虑叶片之间凸肩的影响，需考虑叶片之间的耦合作用。图 5.3 为叶片与叶片之间耦合模型，考虑相邻叶片第二个节点之间的弹性耦合作用，则第二个叶片对第一个叶片的作用力矩为： $M_{b1} = k(\theta_{z2} - \theta_{z1})$ ，第 N 个叶片对第一个叶片的作用力矩为： $M_{b2} = k(\theta_{zN} - \theta_{z1})$ ；第 $j+1$ 个叶片对第 j 个叶片的作用力矩为： $M_{b1} = k(\theta_{z(j+1)} - \theta_{zj})$ ，第 $j-1$ 个叶片对第 j 个叶片的作用力矩为： $M_{b2} = k(\theta_{z(j-1)} - \theta_{zj})$ ；第一个叶片对第 N 个叶片的作用力矩为：

$M_{b1} = k(\theta_{z1} - \theta_{zN})$ ，第 $N-1$ 个叶片对第 N 个叶片的作用力矩为： $M_{b2} = k(\theta_{z(N-1)} - \theta_{zN})$ 。则叶片第二个节点 y 方向的作用力为： $M_{b1} + M_{b2}$ 。其中， k 为叶片之间耦合角向刚度， θ_j 为第 j 个叶片 z 方向的角位移。

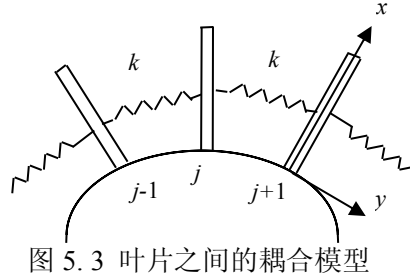


图 5.3 叶片之间的耦合模型

5.2.6 多叶片振动与机匣多点变形转静碰摩模型

机匣采用和圆盘同样的处理方式，将机匣碰摩节点由整体坐标系转换到叶片所在的局部坐标系，从而得到机匣碰摩节点径向位移 x_b 。通过机匣碰摩节点与叶尖间隙，判断是否产生碰摩，具体建模方法如下所述。

在经典的弹性碰摩模型基础上，本章提出了一种考虑多叶片-机匣耦合振动碰摩力模型，该模型考虑了多个叶片与机匣之间碰摩故障以及叶片与机匣之间由于转静间隙的改变导致碰摩力的变化，可以模拟机匣上单点、多点（局部）以及全周等多种碰摩形式的动力学行为。

图 5.4 为多叶片-机匣碰摩模型，设转子叶片数 N ；转速为 ω ；转静间隙分布曲线 $c(\alpha)$ ；碰摩刚度为 k_r ；摩擦系数为 f 。

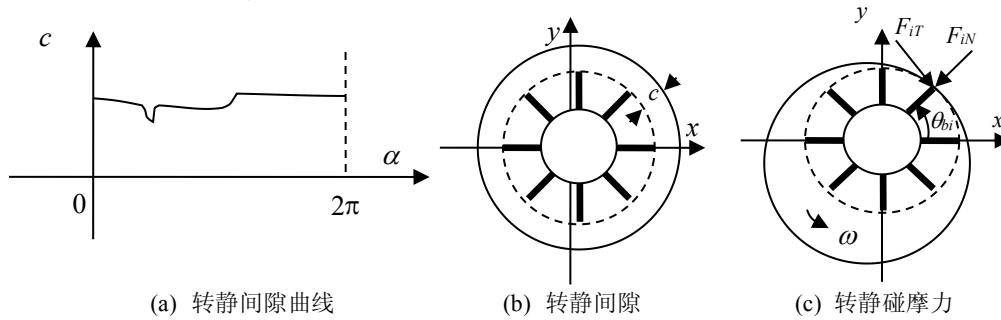


图 5.4 多叶片-机匣碰摩模型

设 N 个叶片均匀分布，则在 t 时刻，第 i 叶片与 x 轴的夹角为： $\theta_{bi} = 2\pi i / N + \omega t + \theta_x$ 。其中， θ_x 为转子的绕 X 轴的扭转角。在角度 θ_{bi} 处，转静间隙为 $c(\theta_{bi})$ 。则在 t 时刻，转子第 i 叶片与机匣的碰摩的判断条件为： $r_{bi} - r_{ci} < c(\theta_{bi})$ 。显然，不满足碰摩条件，则碰摩力为零，碰摩后，作用于转子第 i ($i=1, 2, \dots, N$) 个叶尖上的碰摩力为：

法向力：

$$F_{iN} = k_r (r_{bi} - r_{ci} - c(\theta_{bi})) \quad (5.10)$$

切向力：

$$F_{iT} = fF_{iN} = fk_r (r_{bi} - r_{ci}) \quad (5.11)$$

而作用于机匣上的作用力为：

$$\begin{bmatrix} F_{iy} \\ F_{iz} \\ F_{ix} \end{bmatrix} = T^{-1} \cdot \begin{bmatrix} F_{iN} \\ F_{iT} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.12)$$

其中， T 为机匣所在整体坐标系向叶片局部坐标系转换的变换矩阵， F_{ix} 、 F_{iy} 、 F_{iz} 分别为碰摩力在机匣所在整体坐标下的分量。

每个 t 时刻，通过判断 N 个叶片机匣是否发生碰摩，得到机匣受到的作用力和力矩：

$$F_{cx} = \sum_{i=1}^N F_{ix}, F_{cy} = \sum_{i=1}^N F_{iy}, F_{cz} = \sum_{i=1}^N F_{iz}, M_{cx} = \sum_{i=1}^N M_{ix}, M_{cy} = \sum_{i=1}^N M_{iy}, M_{cz} = \sum_{i=1}^N M_{iz} \quad (5.13)$$

5.2.7 转静间隙模拟

(1) 机匣单点碰摩模拟

机匣单点碰摩可以通过将机匣某个位置设置一个局部变形来实现，设在角度 θ 处，变形量为 A ，则，考虑在 $\pm\beta$ 范围内用余弦函数来模拟，即

$$\alpha(\alpha) = \begin{cases} D, & |\alpha - \theta| > \beta \\ D - A \left[0.5 + 0.5 \cos \frac{\pi(\alpha - \theta)}{\beta} \right], & |\alpha - \theta| \leq \beta \end{cases} \quad (5.14)$$

图 5.5 (a)为模拟机匣单点碰摩的转静间隙，其中， $A=0.15\text{mm}$ ， $\theta=180^\circ$ ， $\beta=5^\circ$ 。原始间隙为 0.1mm 。

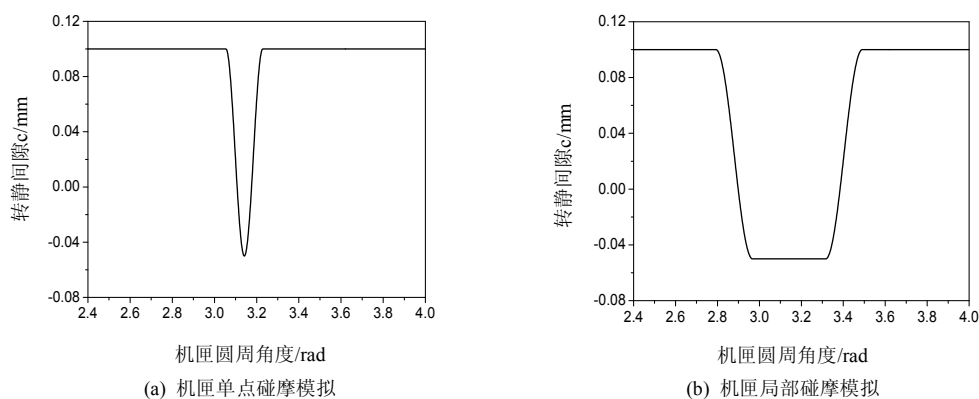


图 5.5 转静间隙随机匣圆周角度变化曲线

(2) 机匣多点碰摩模拟

基于单点碰摩思想，在机匣多个位置设置局部变形可以实现。

(3) 机匣局部碰摩模拟

机匣设置局部变形：

$$c(\alpha) = \begin{cases} D-A, & |\alpha-\theta| < \beta/2 \\ D-A \left[0.5 - 0.5 \cos \frac{\pi(\alpha-\theta)}{(\beta/2)} \right], & \beta > |\alpha-\theta| > \beta/2 \\ D, & |\alpha-\theta| > \beta \end{cases} \quad (5.15)$$

图 5.5(b)为机匣局部碰摩模拟的转静间隙, 其中, $A=0.15\text{mm}$, $\theta=180^\circ$, $\beta=20^\circ$ 。原始间隙为 0.1mm 。

(4) 由于转静子件不同心引起的碰摩

由于转静子间的不同心, 将引起转静偏摩, 设叶尖相对于机匣沿着径向的位移为 $\Delta x \cos\theta + \Delta y \sin\theta$ 。 Δx 、 Δy 分别为叶尖相对机匣水平方向和垂直方向的位移, θ 为叶片相对整体坐标系下的扭转角。

5.3 含叶片振动-机匣变形转静碰摩模型的转子-支承-机匣耦合动力学模型

本章对带机匣的航空发动机转子试验器进行动力学建模分析, 对其进行碰摩故障仿真分析。该试验器为沈阳发动机研究所设计研制, 试验器考虑了航空发动机机匣的薄壁结构以及转子-叶片结构。试验器如图 5.6 所示。碰摩发生在涡轮机匣端。试验时在涡轮机匣处安装了四个螺钉, 通过拧螺钉使得碰摩环发生变形, 从而发生碰摩故障, 在涡轮机匣外围安装四个加速度传感器来采集加速度信号, 如图 5.7 所示。

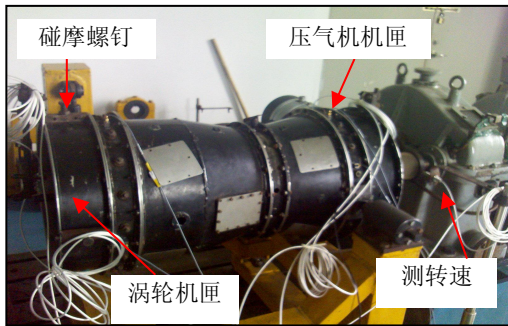


图 5.6 航空发动机转子试验器

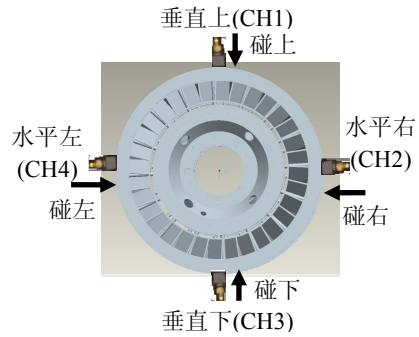
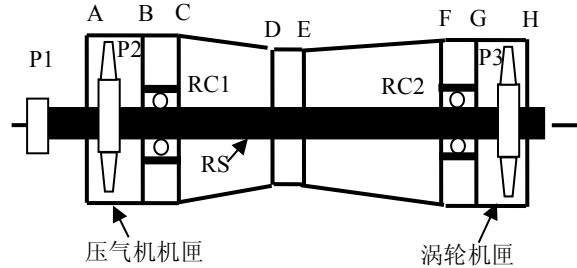


图 5.7 涡轮机匣径向测点周向分布



RS: 转轴; P1: 法兰盘; P2: 压气机盘; P3: 涡轮盘; RC1: 转子-机匣支承 1; RC2: 转子-机匣支承 2

图 5.8 转子-支承-机匣动力学模型

5.3.1 动力学建模

图 5.8 为航空发动机转子试验器的动力学模型，其模型参数见文献[121]。转子模型和机匣模型利用有限元梁模型，转子通过力和力矩与其他转子、机匣以及支承耦合。图 5.9 为含碰摩故障的转子-支承-机匣耦合系统的求解流程图，具体建模方法，参考文献[121]。

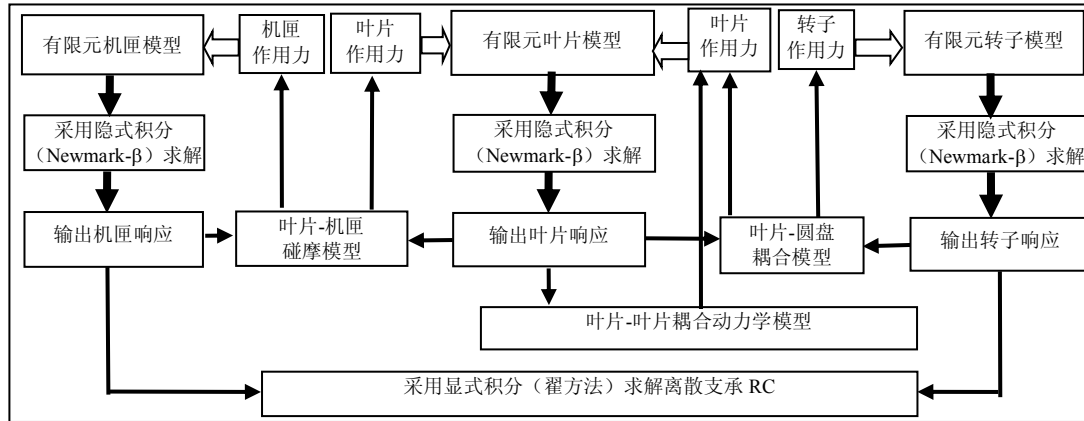


图 5.9 含碰摩的转子-支承-机匣耦合动力学求解流程

5.4 机匣单点-转子全周的叶片-机匣碰摩故障仿真与试验验证

5.4.1 计算条件

利用本章所建立的叶片-机匣碰摩模型、叶片-叶片耦合模型、叶片-圆盘耦合模型以及转子-支承-机匣耦合动力学模型进行碰摩故障下的整机振动响应分析，仿真计算在机匣单点和转子全周下的碰摩故障机匣加速度响应，并与机匣单点-转子全周的碰摩故障试验进行比较，验证本文模型的正确有效性。

叶片参数如下：叶片长度 $l=50\text{mm}$ ，宽度 $b=20\text{mm}$ ，高度 $h=7\text{mm}$ ，密度 $\rho=7800\text{kg/m}^3$ ，泊松比 $\nu=0.3$ ，划分的单元数 $N=4$ ，叶片与圆盘之间的耦合刚度 $k_{br1}=1\times 10^7\text{N/m}$ ； $k_{br2}=1\times 10^8\text{N/m}$ ； $k_{br3}=1\times 10^8\text{N/m}$ ； $c_{br1}=500\text{N}\cdot\text{s/m}$ ； $c_{br2}=500\text{N}\cdot\text{s/m}$ ； $c_{br3}=500\text{N}\cdot\text{s/m}$ ； $k_{ba1}=k_{ba2}=k_{ba3}$ ， $k_{ba1}=1\times 10^4\text{N/m}$ ； $c_{ba1}=c_{ba2}=c_{ba3}$ ， $c_{ba1}=0\text{N}\cdot\text{s/m}$ 。

仿真计算条件为：（1）碰摩刚度： $k_r=1.5\times 10^7\text{N/m}$ ；（2）碰摩间隙： $c=0.15\text{mm}$ ；（3）考虑单点碰摩，间隙减小量 $\delta_c=0.2\text{mm}$ 及发生位置为 90 度；（3）叶片数 32；（4）摩擦系数 0.3；（5）压气机盘和涡轮盘的偏心距：0.3mm；（4）转速 1489rpm。

5.4.2 叶片模型验证

本章采用矩形梁单元模拟叶片^[126]，求得叶片的无约束下的固有频率，将仿真模型与 ANSYS 模型求得结果进行对比，如表 5.1 所示。从表 5.1 中可以看出，由于矩形梁单元未考虑体积量以及温度因素，所以仿真模型与 ANSYS 模型固有频率存在差异。

表 5.1 仿真模型与 ANSYS 模型固有频率对比

固有频率 /Hz	1 阶弯曲 (z')	1 阶扭转 (x')	2 阶弯曲 (z')	1 阶弯曲 (y')	2 阶扭转 (x')	3 阶弯曲 (z')	2 阶扭转 (x')	1 阶拉伸 (z')
矩形梁单元	3717.5	—	10130	—	14140	16105	19521	25968
ANSYS 模型	3569.3	6684.1	9542.5	12337	13368	17958	20053	25238

对不旋转的转子,即不考虑转子的陀螺力矩作用下,对第 32 级叶片所对应的叶尖 x' 、 y' 、 z' 三个方向施加 100N 瞬态力,得到叶片叶尖在有约束条件下的响应,从而得到叶片的固有频率,如图 5.10 所示。由于仿真中绕 x' 扭转频率很难被激发,故仅对 x' 、 y' 、 z' 三个方向进行激振。从图中可以看出,沿着 x' 方向拉伸的第一阶固有频率为 10600Hz;沿着 y' 方向弯曲的第一阶固有频率为 3400Hz;沿着 z' 方向弯曲的第一阶和第二阶固有频率分别为 5000Hz 和 26500Hz。

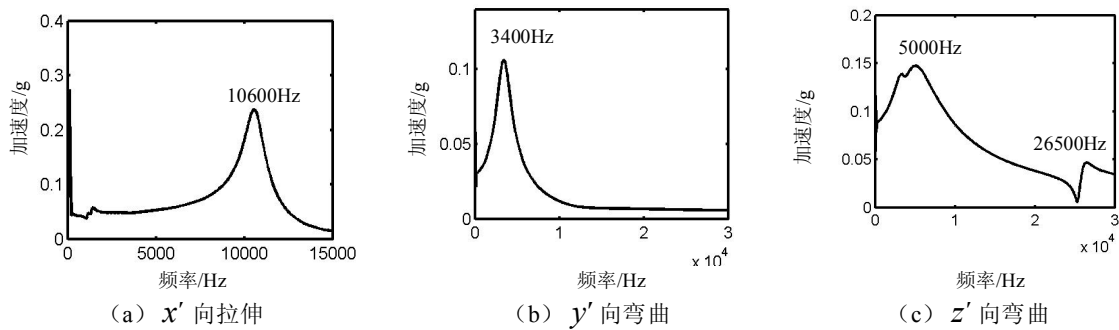


图 5.10 叶片三个方向的固有频率

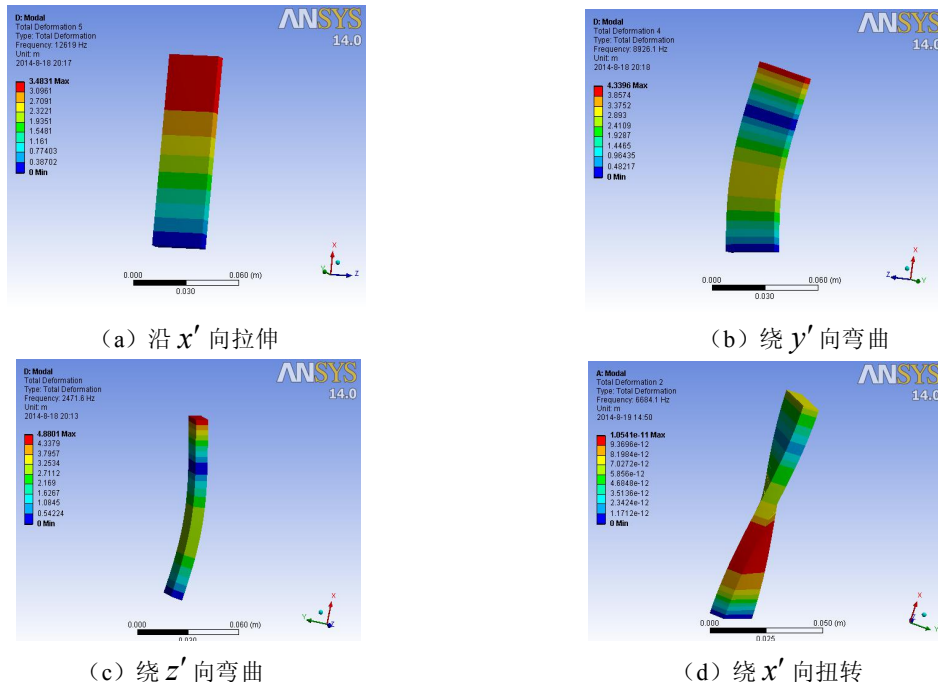


图 5.11 叶片四个方向的振型

图 5.11 (a) - (d) 分别为叶片根部约束 x 、 y 、 z 方向位移下,叶片的第一阶拉伸 (x 向)

固有频率为 12619Hz，叶片的第一阶弯曲（ y 向）固有频率为 8926.1Hz；叶片的第一阶弯曲（ z 向）固有频率为 2471.6Hz；叶片的第一阶扭转（绕 x 向）固有频率为 6684.1Hz。由于叶片与圆盘之间的耦合刚度以及转子-支承-机匣耦合系统对叶片根部约束不同，导致叶片静频存在差异。

5.4.3 试验与仿真比较分析

对航空发动机转子试验器进行单点碰摩，通过拧上方螺钉实现顶部碰摩，提取与涡轮机匣相连的中间机匣垂直上方的测点进行数据分析。试验转速为 1489rpm=24.8Hz，图 5.12 和图 5.13 为信号的时域波形，其中，图 5.13 为局部放大图。图 5.14、图 5.15 为信号频谱，其中，图 5.15 为图 5.14 的局部放大 2，图 5.16 为图 5.14 的局部放大 1。图 5.17 为信号的倒频谱。图 5.18 表明了仿真计算中机匣和转子上的碰摩位置。从图 5.18 中可以看出，在该条件的仿真计算中，机匣为单点碰摩，转子上为全周碰摩，即转子上每个叶片轮流与机匣接触并发生碰摩。试验中发生的碰摩情况也与此相同。图 5.19 为叶片与机匣之间的碰摩力随时间变化过程。从图 5.19 (a) 中可以看出，随着时间的变化，叶片轮流与机匣发生碰摩；图 5.19 (b) 中可以看出，每个叶片发生碰摩时，碰摩力等价于脉冲力，碰摩力大小按照简谐规律变化。图 5.20 为碰摩故障下，叶片在 yoz 平面内振型。从图 5.20 中可以看出，叶片在 yoz 平面内振型为弯曲振型。图 5.21-图 5.28 为 32 个叶片对应的叶尖 4 个自由度下的加速度响应、扭转角随时间变化曲线以及对应频谱。图 5.22 (b)、图 5.24 (b) 分别为图 5.22 (a)、图 5.24 (a) 的局部放大；图 5.22 (d)、图 5.24 (d) 分别为图 5.22 (b)、图 5.24 (b) 的频谱。从图 5.21、图 5.23 中可以看出，叶片轮流与机匣发生冲击，叶片作为悬臂梁，作自由衰减振动；从图 5.22、图 5.24 中可以看出，由于碰摩力对应的正向力和切向力等价于脉冲力，从而激发了叶片 x' 向固有频率为 10600Hz， y' 向的固有频率 2760Hz，叶片作自由衰减振动，而后由于其他叶片与机匣发生碰摩，叶片振动信号出现叶片的通过频率。从图 5.25、图 5.26 中可以看出，由于机匣与叶片碰摩作用，在叶片 z' 方向上，出现了叶片的通过频率以及倍频成分，而对于每个叶片，不存在以旋转频率为间隔的边频带族。从图 5.27 中可以看出，叶片绕 x' 向扭转角周期变化，其变化周期为 0.04s。

对于试验和仿真结果可以得出以下结论：（1）机匣振动加速度信号的碰摩特征具有周期性冲击，冲击频率为叶片通过频率，即旋转频率与叶片数的积；（2）在高频段，频率成分为叶片的通过频率及其倍频，旋转频率调制冲击幅值的大小，即频谱上出现以旋转频率为间隔的边频带族，试验和仿真中，频谱的大小，不同的原因是碰摩强度-变形量 A 导致；（3）在频谱低频段出现了旋转频率的倍频分量，由于试验中出现，微弱不对中，所以二倍频较大；（4）从信号的倒频谱图中可以明显看出转频及其倍频的倒频率成分。试验和仿真一致，从而验证了本文碰摩模型的建立的正确性。（5）由于碰摩力等效为脉冲力，从而激发了叶片法向 x' 向

以及切向 y' 向的固有频率，且出现叶片的通过频率； z' 向出现了叶片的通过频率以及倍频成分；叶片绕 x' 向扭转角按旋转周期变化。

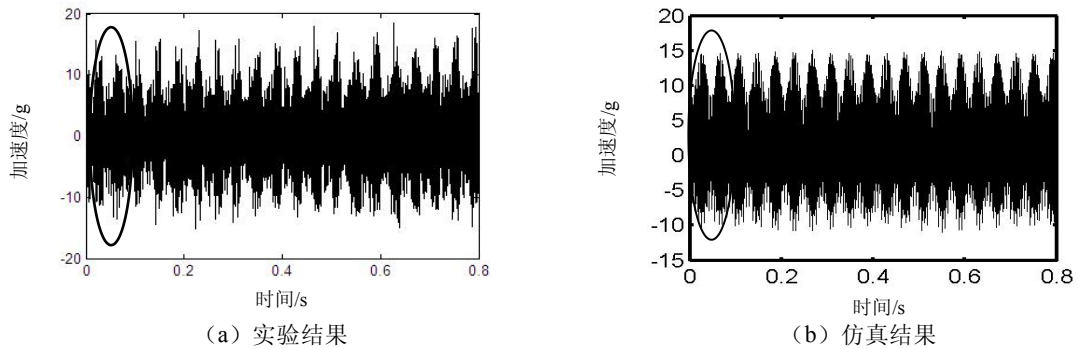


图 5.12 时域波形

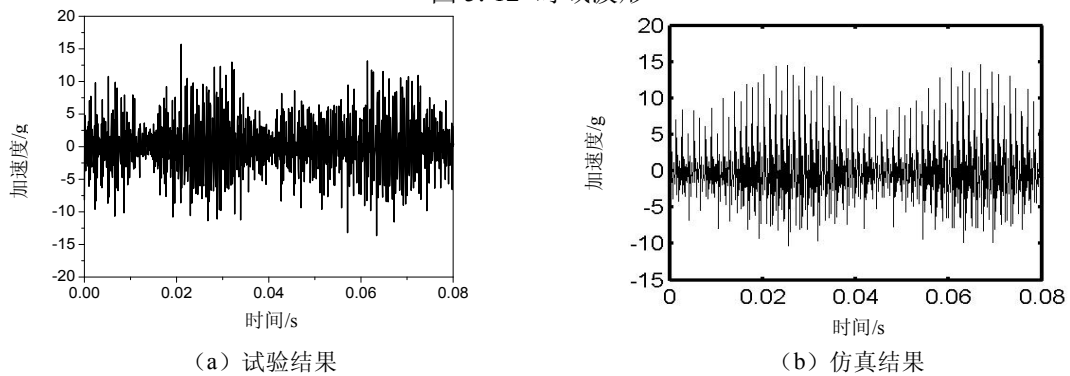


图 5.13 时域波形 (图 5.12 时域波形的局部放大)

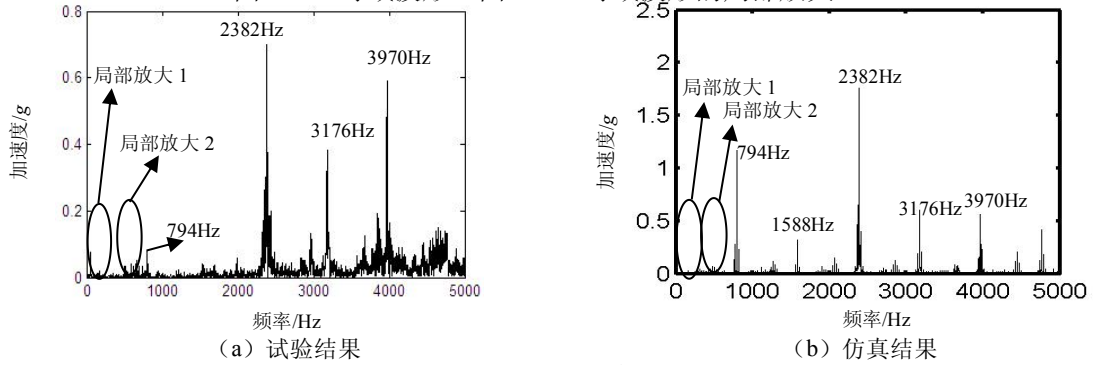


图 5.14 频谱

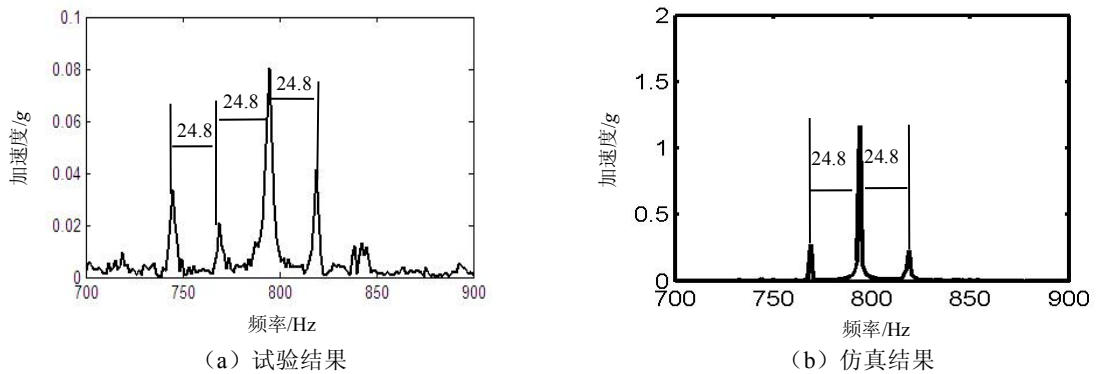


图 5.15 频谱 (图 5.14 的局部放大 2)

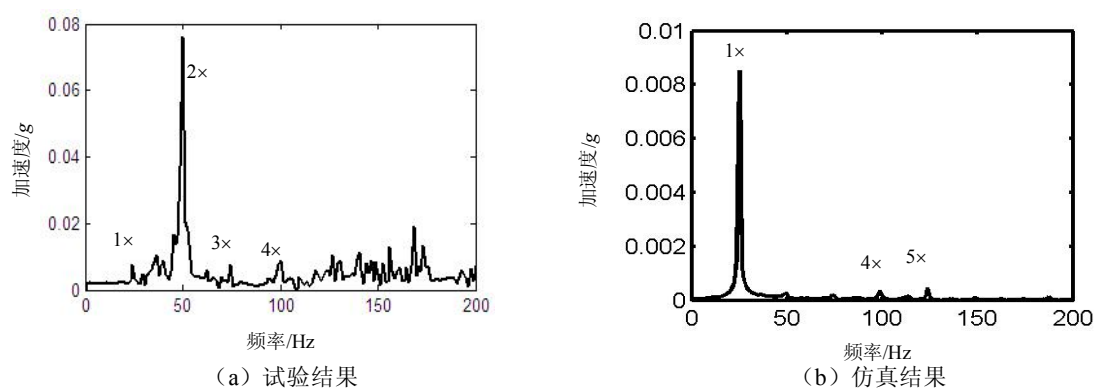


图 5.16 频谱 (图 5.14 的局部放大 1)

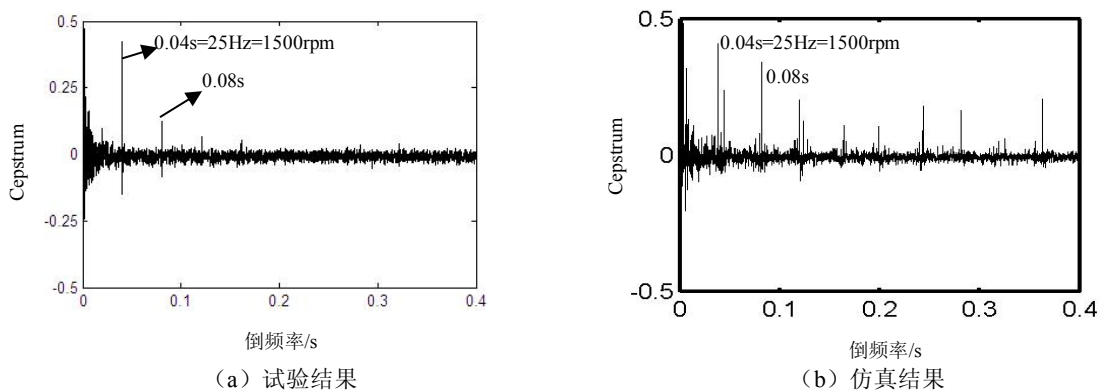


图 5.17 倒频谱

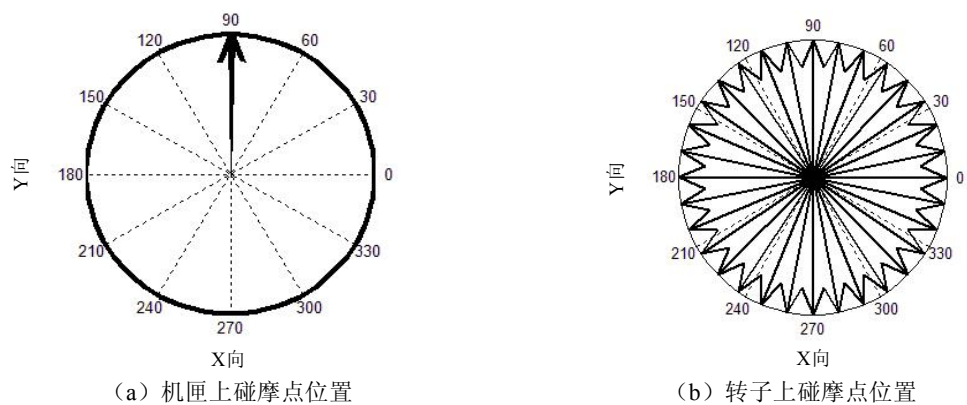


图 5.18 碰摩点位置

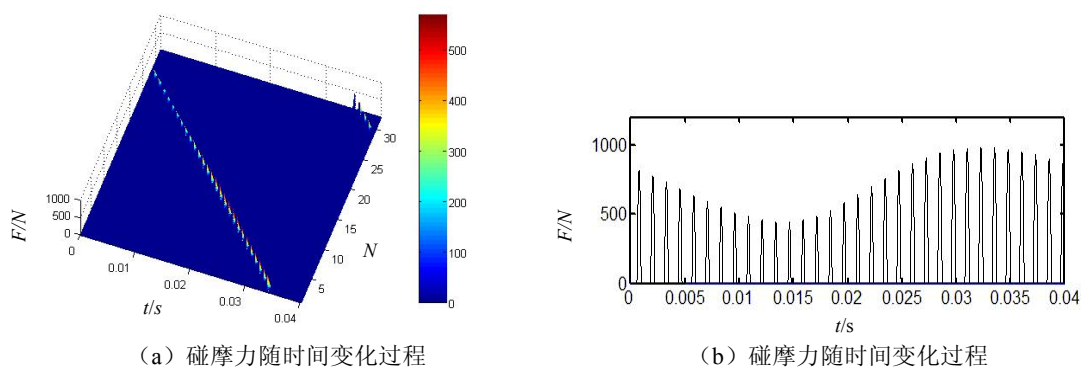


图 5.19 叶片-机匣之间的碰摩力随时间变化过程

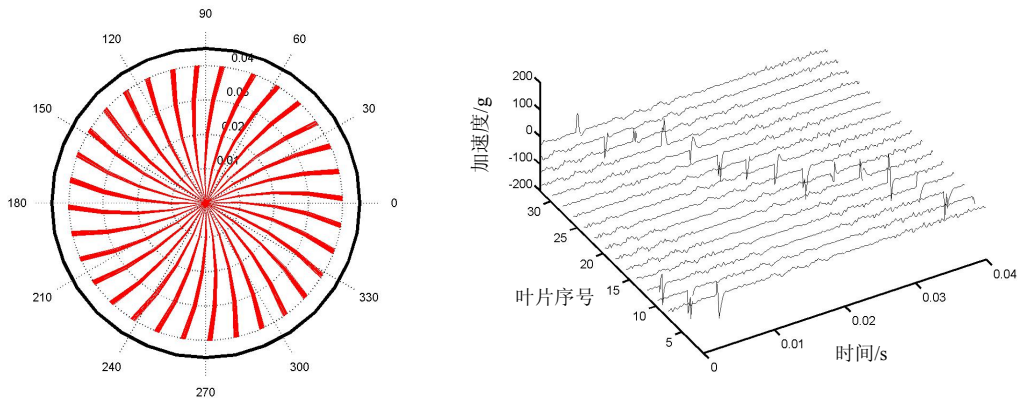


图 5.20 在碰摩故障下的叶片的振型 图 5.21 32 个叶片对应的叶尖 x' 向加速度时域波形

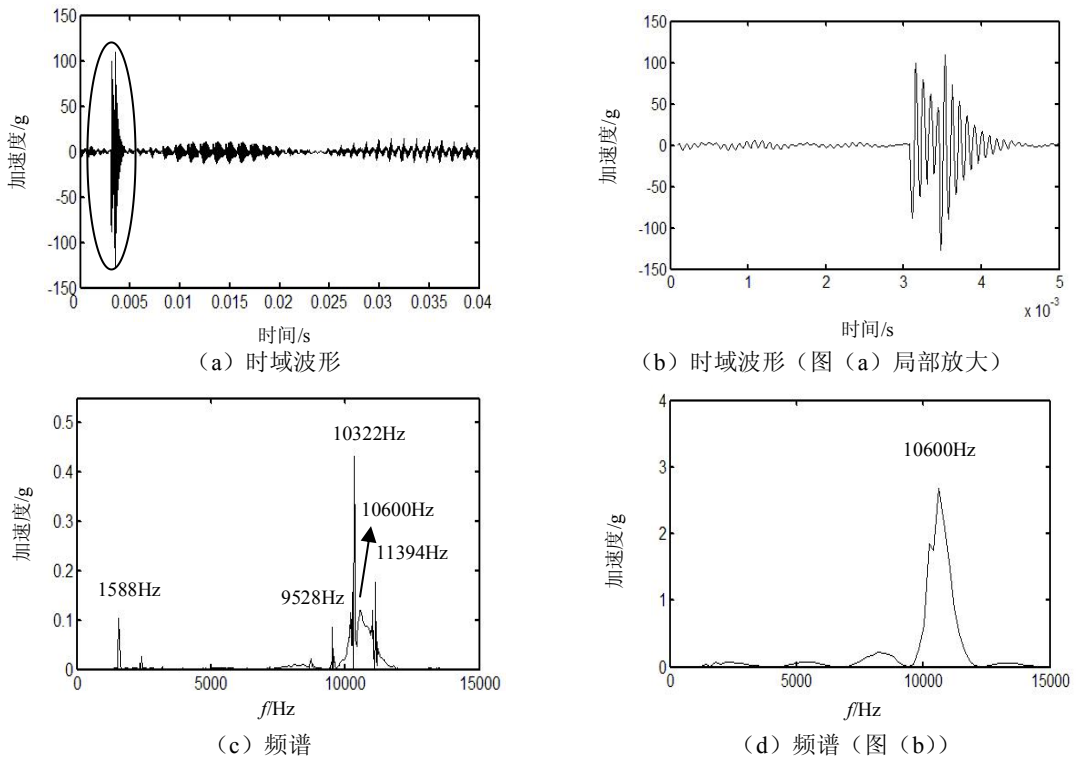


图 5.22 第 32 个叶片对应的叶尖 x' 向加速度响应以及频谱

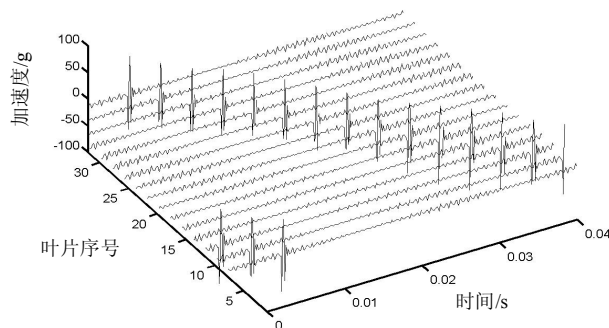


图 5.23 32 个叶片对应的叶尖 y' 向加速度时域波形

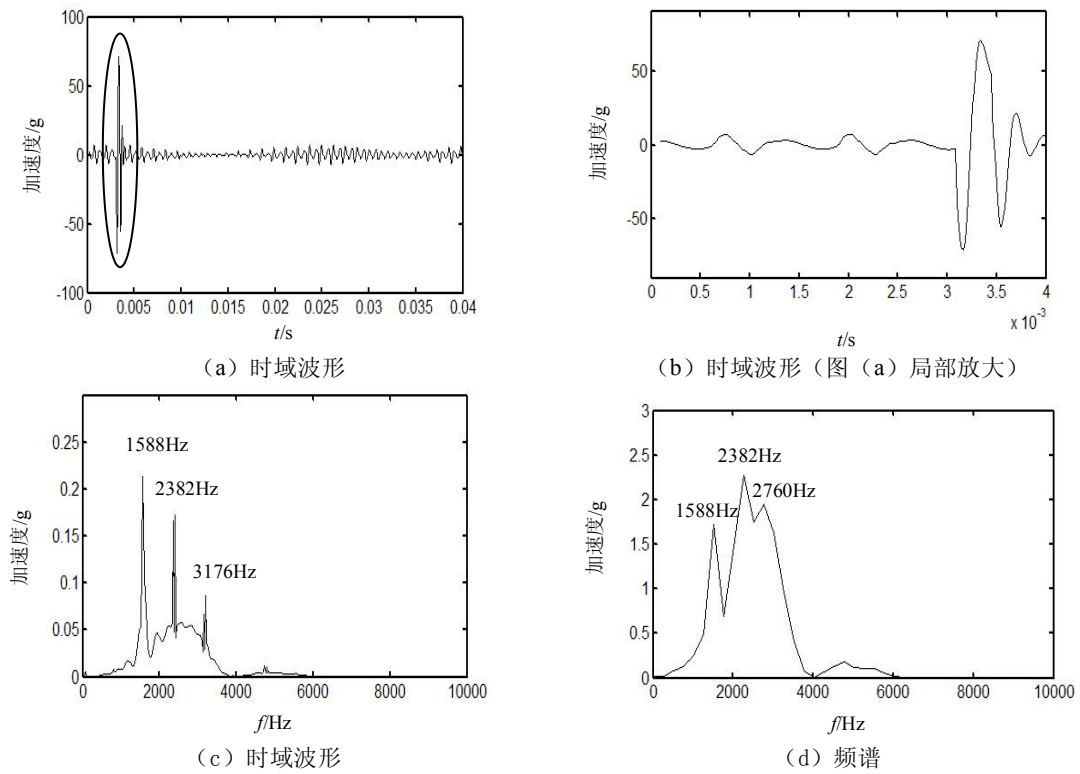


图 5.24 第 32 个叶片对应的叶尖 y' 向加速度以及频谱

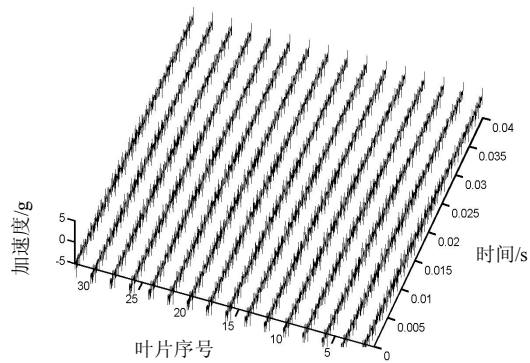


图 5.25 32 个叶片对应的叶尖 z' 向加速度时域波形

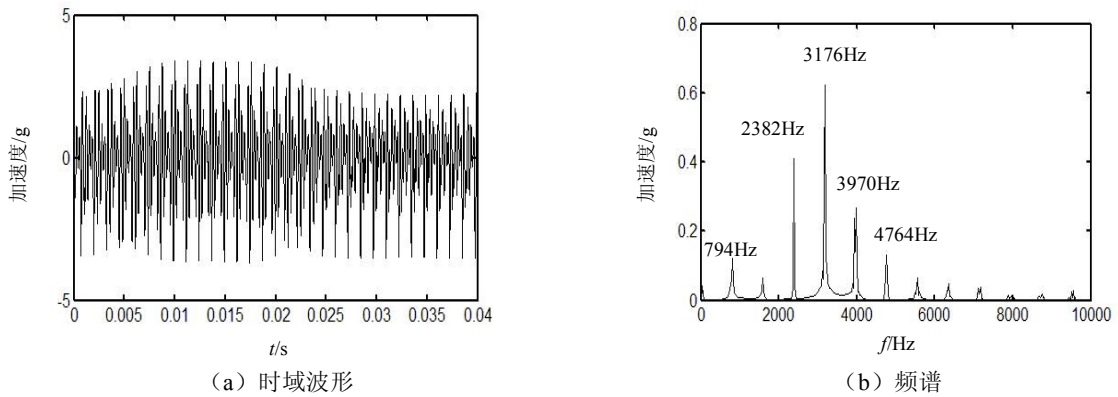


图 5.26 第 32 个叶片对应的叶尖 z' 向加速度响应以及频谱

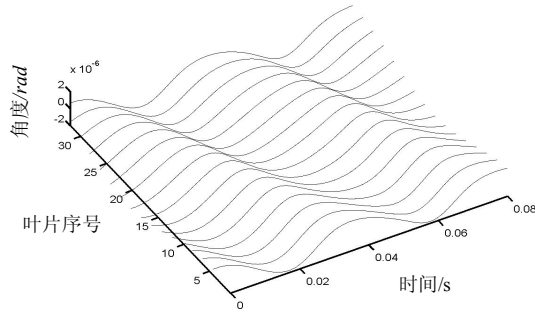
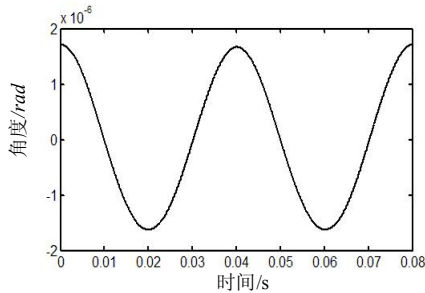
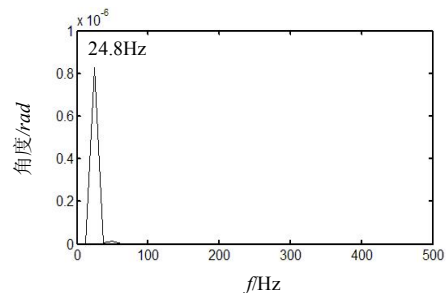


图 5.27 32 个叶片对应的叶尖绕 x' 向扭转角的时域波形



(a) 时域波形



(b) 频谱

图 5.28 第 32 个叶片对应的叶尖绕 x' 向扭转角以及频谱

5.5 多种碰摩部位下的叶片-机匣碰摩故障仿真分析

5.5.1 机匣单点-转子局部碰摩

仿真计算条件为：(1) 碰摩刚度： $k_r=1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ ；(2) 碰摩间隙： $c=0.15 \text{mm}$ ；(3) 考虑单点碰摩，间隙减小量 $\delta_c=0.16 \text{mm}$ 及发生位置为 90 度；(3) 叶片数 32；(4) 摩擦系数 0.3；(5) 压气机盘和涡轮盘的偏心距：0.3mm；(4) 转速 1489rpm。

图 5.30 为图 5.29 的局部放大，可以看出，在机匣单点-转子局部碰摩状态下，转子旋转一周仅有一部分叶片参与碰摩，在频谱（如图 5.31 所示）上的高频分量仍具有叶片通过频率及其倍频的分布规律，由于碰摩产生的冲击受到旋转频率的调制，因此在倒频谱上出现转频及倍频的倒频率，如图 5.32 所示。图 5.33 表示了机匣和转子上的碰摩位置。图 5.34 为叶片与机匣之间的碰摩力随时间变化过程。从图 5.34 中可以看出，随着时间的变化，部分叶片轮流与机匣发生碰摩。

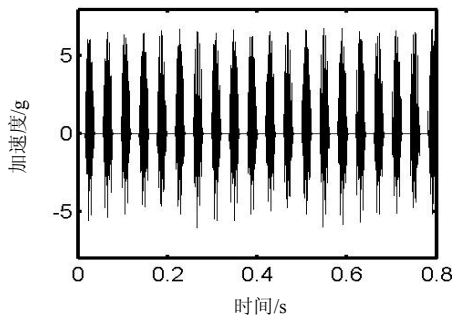


图 5.29 时间波形图

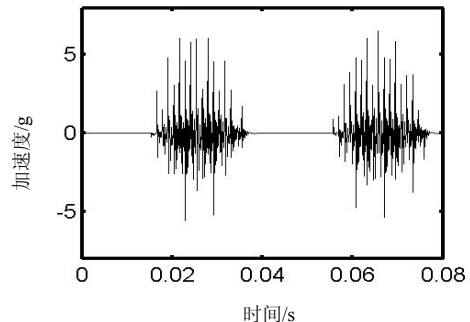


图 5.30 时间波形（图 5.29 的局部放大）

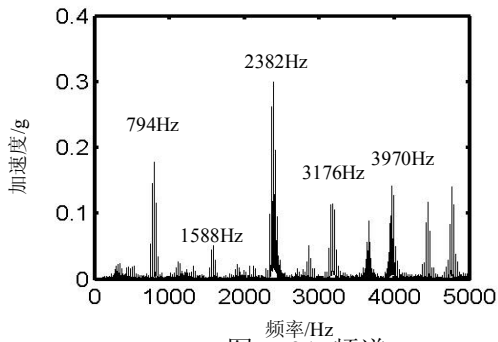


图 5.31 频谱

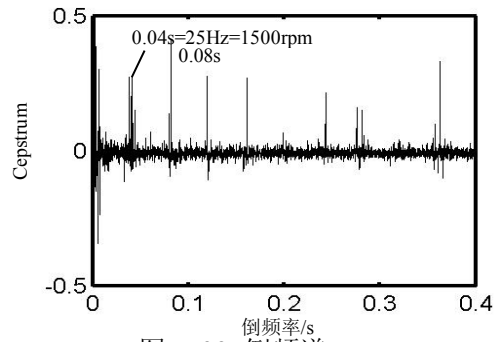
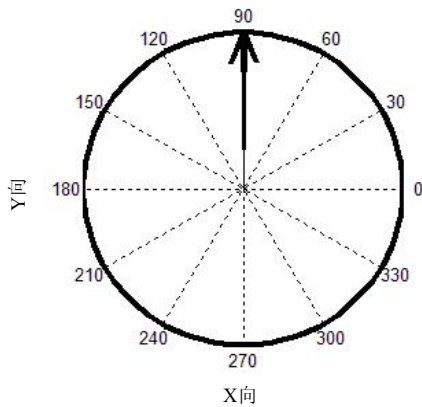
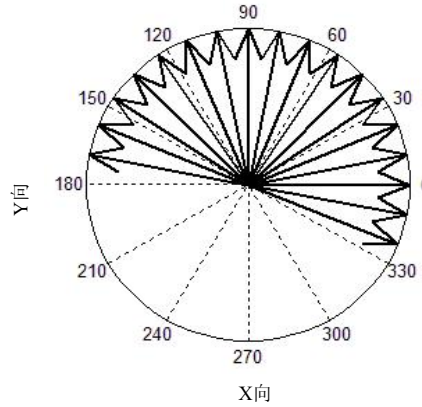


图 5.32 倒频谱



(a) 机匣上碰摩点位置



(b) 转子上碰摩点位置

图 5.33 碰摩点位置

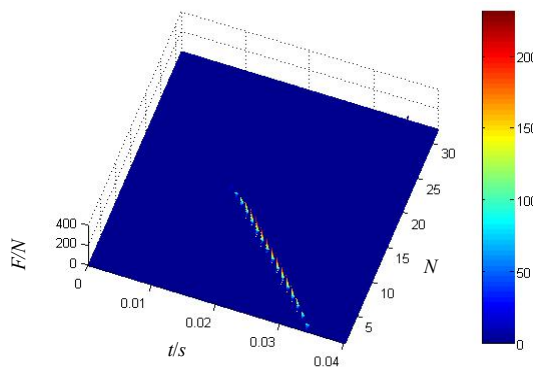


图 5.34 碰摩力随时间变化过程

5.5.2 机匣两点-转子全周碰摩

计算条件为：1) 碰摩刚度： $k_r=1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ ；2) 碰摩间隙： $c=0.15 \text{mm}$ ；3) 考虑两点碰摩，间隙减小量及位置：80 度、 $\delta_c=0.2 \text{mm}$ ；100 度、 $\delta_c=0.2 \text{mm}$ ；4) 叶片数：32；5) 摩擦系数：0.3；6) 压气机盘和涡轮盘的偏心距：0.3mm；7) 转速为 $1489 \text{rpm}=24.8 \text{Hz}$ 。

图 5.36 为图 5.35 时间波形的局部放大，可以看出，在机匣两点-转子全周碰摩状态下，转子旋转一周，机匣上两点同时与不同叶片接触碰摩，而每个叶片轮流与机匣上两点碰摩，因此，其在频谱（如图 5.37 所示）上的高频分量仍表现为叶片通过频率及其倍频的分布规律，碰摩产生的冲击强度仍然受到旋转频率的调制，因此在倒频谱上仍然具有转频及其倍频的倒

频率成分，如图 5.38 所示。图 5.39 表示了机匣和转子上的碰摩位置。图 5.40 为叶片与机匣之间的碰摩力随时间变化过程。从图 5.40 中可以看出，随着时间的变化，每两个叶片轮流与机匣发生碰摩。

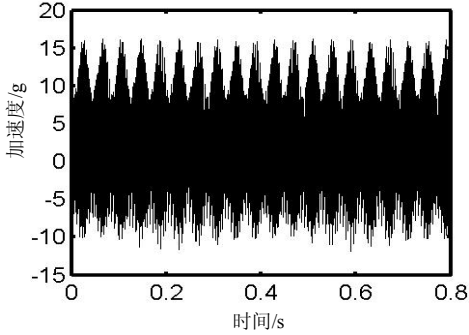


图 5.35 时间波形

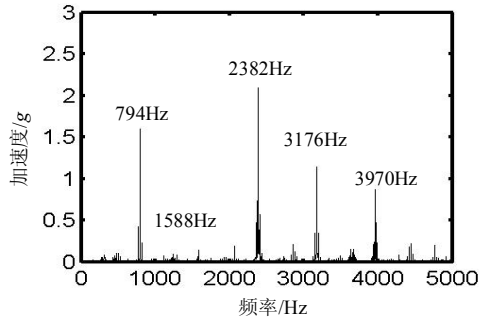
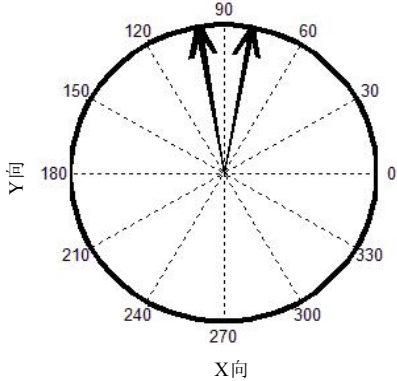


图 5.37 频谱



(a) 机匣上碰摩点位置

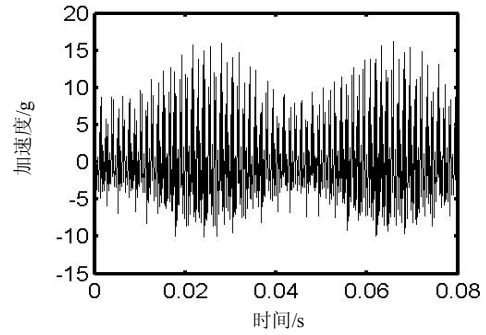


图 5.36 时间波形 (图 5.35 的局部放大)

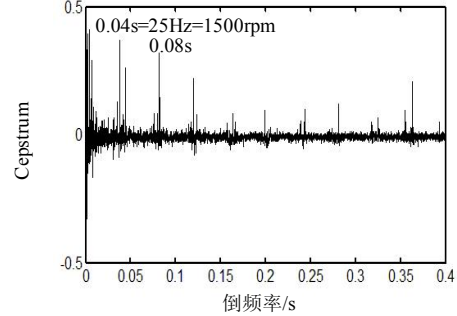
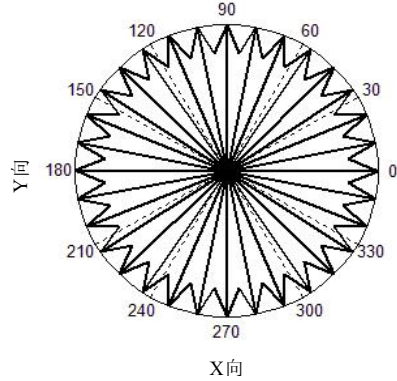


图 5.38 倒频谱



(b) 转子上碰摩点位置

图 5.39 碰摩点位置

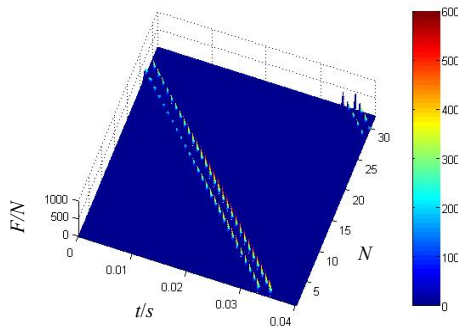


图 5.40 碰摩力随时间变化过程

5.5.3 机匣两点-转子局部碰摩仿真

计算条件为：1) 碰摩刚度： $k_r=1.5\times 10^7\text{N/m}$ ；2) 碰摩间隙： $c=0.15\text{mm}$ ；3) 考虑机匣两点碰摩，间隙减小量及位置分别为： $\delta=0.16\text{mm}$ ，80度、 $\delta=0.16\text{mm}$ ，100度；4) 叶片数：32；5) 摩擦系数为0.3；6) 压气机盘和涡轮盘的偏心距为0.3mm；7) 转速为1489rpm=24.8Hz。

图 5.42 为图 5.41 的局部放大，可以看出，在机匣两点-转子局部碰摩状态下，转子旋转一周仅有一部分叶片参与碰摩，因此，其在频谱（如图 5.43 所示）上的高频分量仍具有叶片通过频率及其倍频的分布规律，由于碰摩产生的冲击强度受到旋转频率的调制，因此在倒频谱上仍然具有转频及其倍频的倒频率成分，如图 5.44 所示。图 5.45 表示了机匣和转子上的碰摩位置。显然，机匣两点-转子局部碰摩的特征与机匣单点-转子局部碰摩特征相似。图 5.46 为叶片与机匣之间的碰摩力随时间变化过程。从图中可以看出，随着时间的变化，部分叶片中，每两个叶片轮流与机匣发生碰摩。

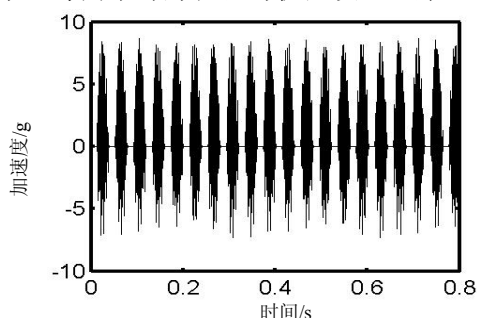


图 5.41 时间波形

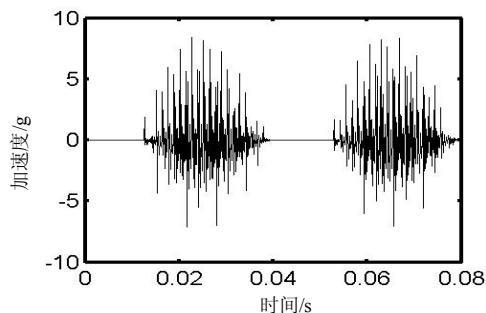


图 5.42 时间波形（图 5.41 的局部放大）

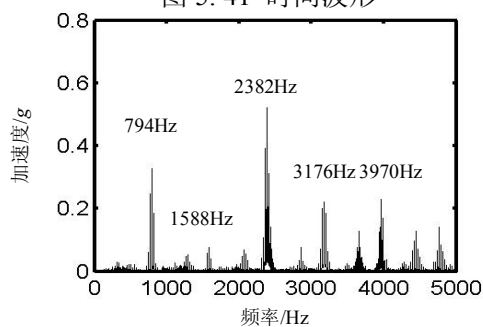


图 5.43 频谱

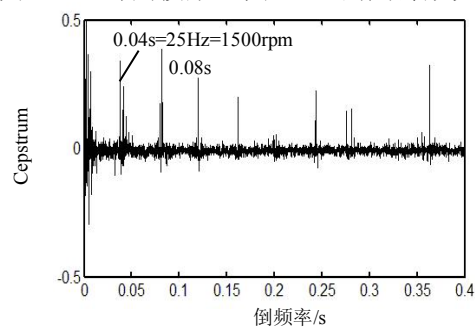
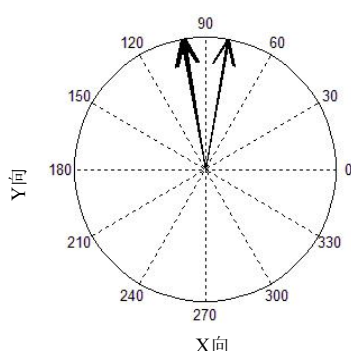
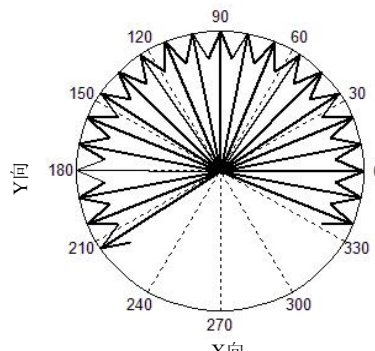


图 5.44 倒频谱



(a) 机匣上碰摩点位置



(b) 转子上碰摩点位置

图 5.45 碰摩点位置

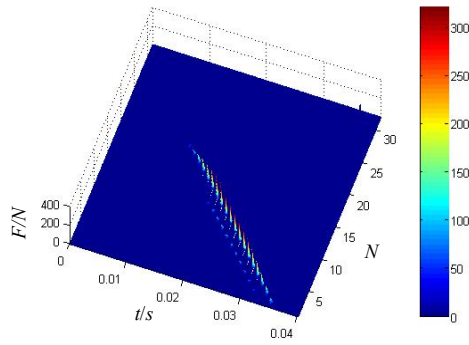


图 5.46 碰摩力随时间变化过程

5.5.4 机匣局部-转子全周（偏摩）仿真

该碰摩状态即为工程中常见的转子偏摩，为转子偏向机匣一侧而产生的机匣局部-转子全周碰摩。仿真计算条件为：1)碰摩刚度： $k_c=1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ ；2)原始碰摩间隙： $c=0.15 \text{mm}$ ； $\delta_c=0.1 \text{mm}$ ；3)考虑偏摩，转子向 X 方向移动 0.1mm ，即 $\Delta x=0.3 \text{mm}$ 、 $\Delta y=0.0 \text{mm}$ ；4)叶片数：32；5)摩擦系数：0.3；6)压气机盘和涡轮盘的偏心距：0.3mm；7)转速为 $1199 \text{rpm}=20 \text{Hz}$ 。

图 5.48 为图 5.47 的局部放大，可以看出，在机匣局部-转子全周碰摩状态下，转子旋转一周，每个叶片均与机匣该区域接触，在频谱（如图 5.49 所示）上的高频分量具有叶片通过频率及其倍频的分布规律，由于碰摩产生的冲击强度受到旋转频率的调制，在倒频谱上具有转频及其倍频的倒频率，如图 5.50 倒频谱所示。图 5.51 表示了机匣和转子上的碰摩位置。图 5.52 为叶片与机匣之间的碰摩力随时间变化过程。从图中可以看出，随着时间的变化，每个叶片轮流与机匣发生碰摩。

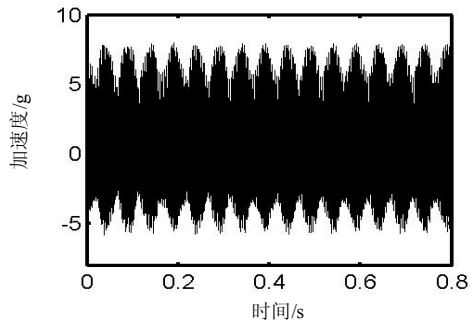


图 5.47 时间波形

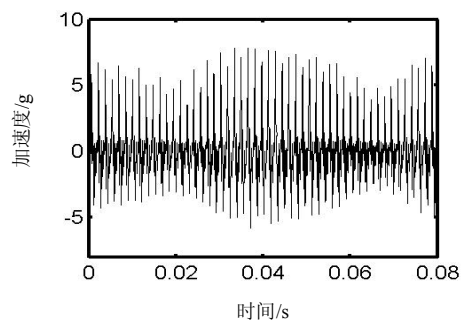


图 5.48 时间波形（图 5.47 的局部放大）

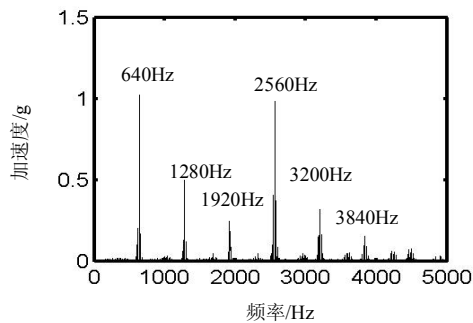


图 5.49 频谱

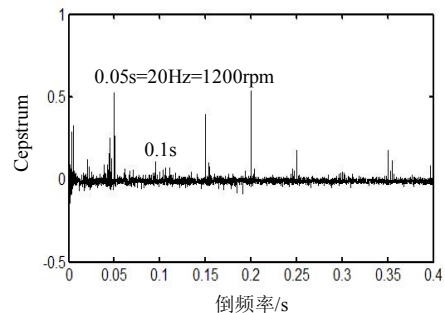


图 5.50 倒频谱

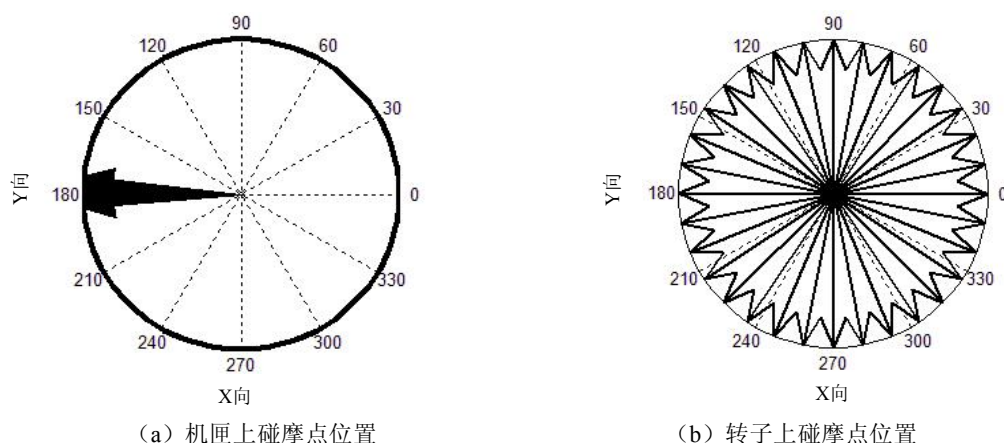


图 5.51 碰摩点位置

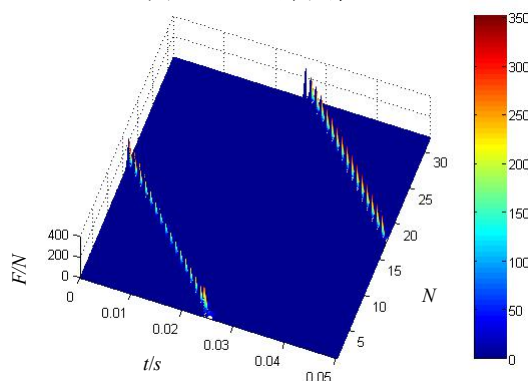


图 5.52 碰摩力随时间变化过程

5.5.5 机匣局部-转子局部（偏摩）仿真

该碰摩状态也为工程中常见的转子偏摩，在仿真中应用转子偏向机匣一侧而产生的机匣局部-转子局部碰摩。仿真计算条件为：1) 碰摩刚度： $k_r=1.5\times 10^7\text{N/m}$ ；2) 原始碰摩间隙： $c=0.15\text{mm}$ ； $\delta_c=0.1\text{mm}$ 3) 考虑偏摩，转子向 X 方向移动 0.01mm ，即 $\Delta x=0.01\text{mm}$ 、 $\Delta y=0.0\text{mm}$ ；4) 叶片数为 32；5) 摩擦系数为 0.3；6) 压气机盘和涡轮盘的偏心距： 0.3mm ；7) 转速为 $1199\text{rpm}\approx 20\text{Hz}$ 。

图 5.54 为图 5.53 的局部放大，可以看出，在机匣局部-转子局部碰摩状态下，转子旋转一周，一部分叶片与机匣该区域轮流接触，在频谱（如图 5.55 所示）上的高频分量具有叶片通过频率及其倍频的分布规律，由于碰摩产生的冲击仍然受到旋转频率的调制，在倒频谱上仍然具有转频及其倍频的倒频率，如图 5.56 所示。图 5.57 表示了机匣和转子上的碰摩位置。图 5.58 为叶片与机匣之间的碰摩力随时间变化过程。从图中可以看出，随着时间的变化，部分叶片中，每个叶片轮流与机匣发生碰摩。

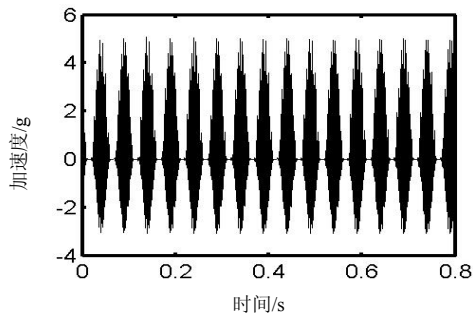


图 5.53 时间波形

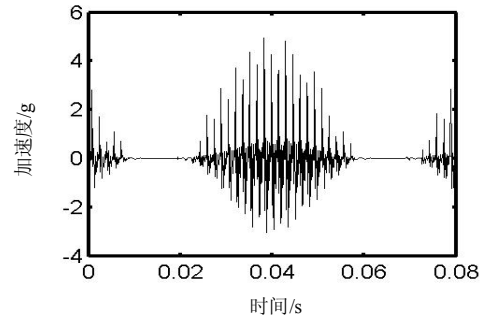


图 5.54 时间波形 (图 5.53 的局部放大)

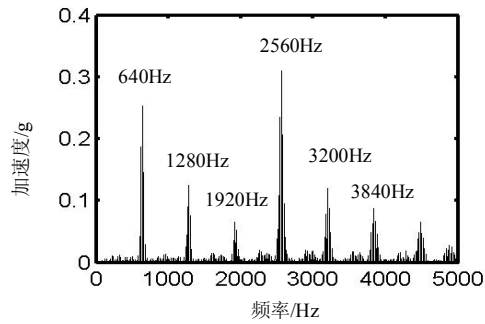


图 5.55 频谱

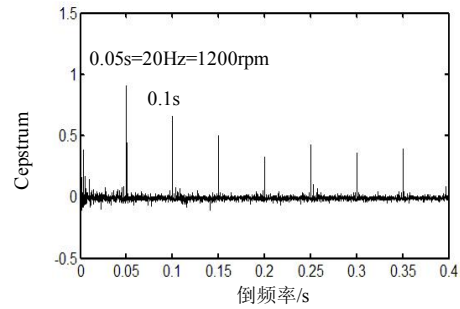
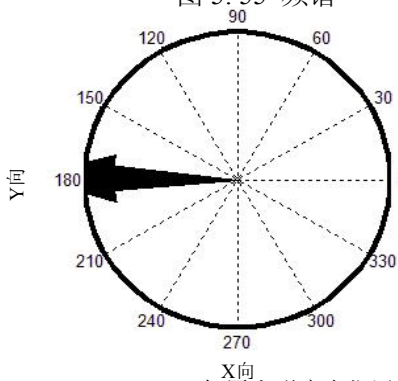
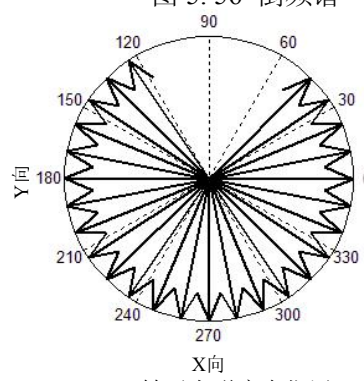


图 5.56 倒频谱



(a) 机匣上碰摩点位置



(b) 转子上碰摩点位置

图 5.57 碰摩点位置

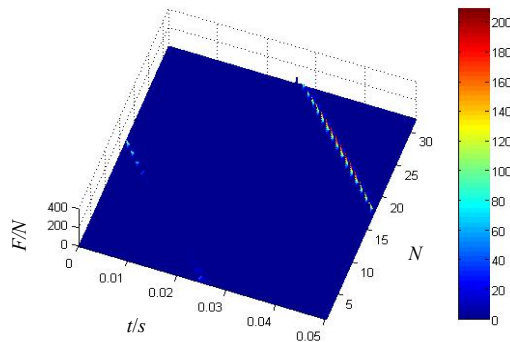


图 5.58 碰摩力随时间变化过程

5.5.6 机匣局部（沿全周变化）-转子局部碰摩仿真

该碰摩状态将转静间隙考虑为均匀分布状态，由于在临界转速附近较大不平衡响应而导致的转静碰摩现象，其特点是机匣上为不断变化的局部区域碰摩，转子也为一部分转子参与

碰摩。在仿真中考虑转子在临界转速附近碰摩。仿真计算条件为：1) 碰摩刚度： $k_r=1.5 \times 10^7 \text{N/m}$ ；2) 原始碰摩间隙： $c=0.08 \text{mm}$ ；3) 不考虑机匣变形，转静间隙沿圆周均匀分布；4) 叶片数：32；5) 摩擦系数：0.3；6) 压气机盘和涡轮盘的偏心距：0.3mm；7) 转速为 6000rpm。

图 5.60 为图 5.59 的局部放大，可以看出，在机匣局部（沿全周变化）-转子局部碰摩状态下，由于机匣碰摩位置不固定，转子旋转一周，叶片与机匣轮流接触的现象就不存在了，因此，其在频谱（如图 5.61 所示）上的高频分量就失去了叶片通过频率及其倍频的分布规律，但是，由于碰摩产生的冲击仍具有周期性，其周期为旋转周期，因此在频谱上表现出了许多倍频成分，倒频谱上仍然具有转频及其倍频的倒频率成分，如图 5.62 所示。图 5.63 表示了机匣和转子上的碰摩位置。图 5.64 为叶片与机匣之间的碰摩力随时间变化过程。从图中可以看出，随着时间的变化，四个叶片同时与机匣发生碰摩。

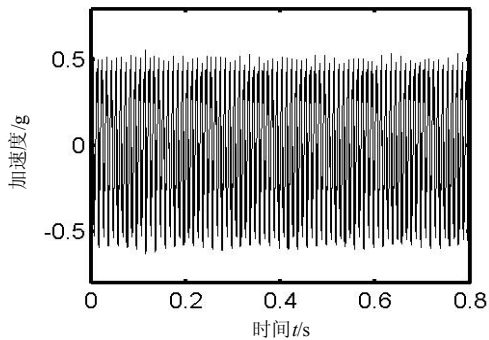


图 5.59 时间波形

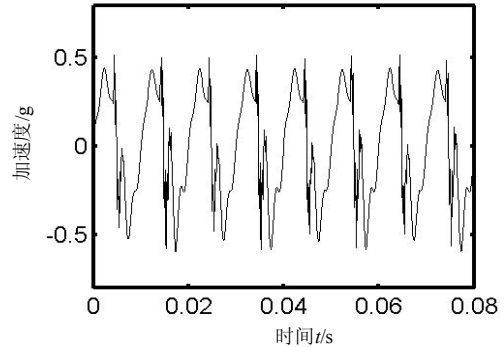


图 5.60 时间波形（图 5.59 的局部放大）

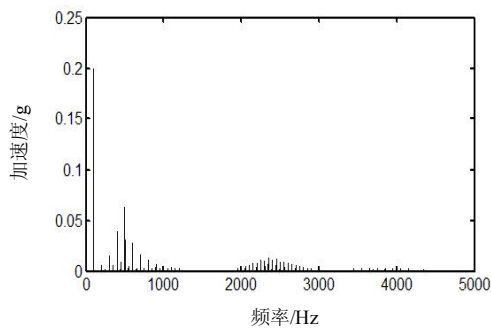


图 5.61 频谱

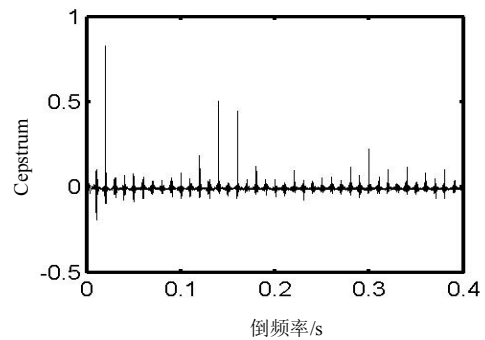
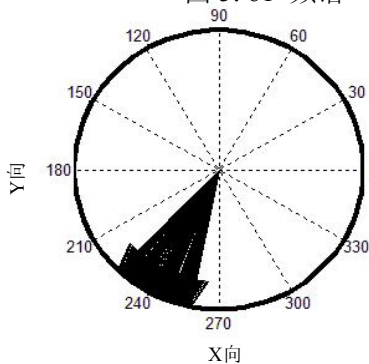
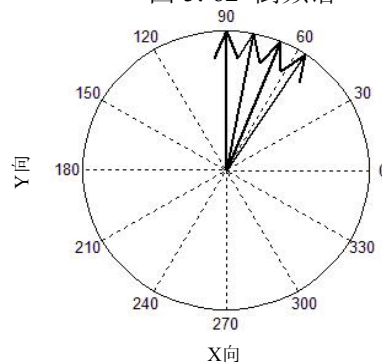


图 5.62 倒频谱



(a) 机匣上碰摩点位置



(b) 转子上碰摩点位置

图 5.63 碰摩点位置

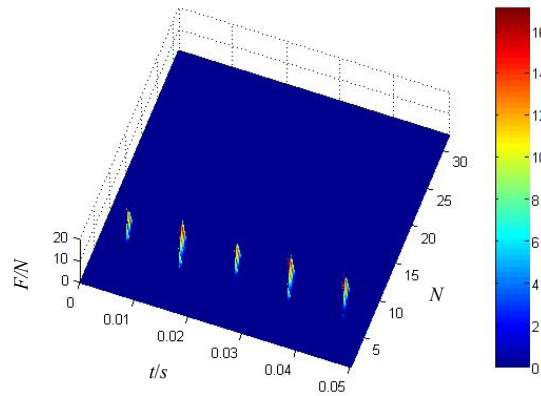


图 5.64 碰摩力随时间变化过程

5.5.7 机匣全周-转子全周碰摩仿真

该碰摩状态模拟机匣全周碰摩，碰摩区域不仅分布在整个机匣圆周上，而且每时刻碰摩位置均为全周，转子所有叶片也均与机匣碰摩，当然，在实际中基本上不可能发生。仿真计算条件为：1) 碰摩刚度： $k_r=1.5\times 10^7\text{N/m}$ ；2) 原始碰摩间隙： $c=-0.2\text{mm}$ ，负间隙表示一直碰摩；3) 考虑间隙沿圆周机匣均匀分布；4) 叶片数：32；5) 摩擦系数：0.3；6) 压气机盘和涡轮盘的偏心距：0.3mm；7) 转速 6000rpm。

图 5.66 为图 5.65 的局部放大，可以看出，该碰摩状态下，由于每时刻转子每个叶片均与机匣接触，显然不存在叶片轮流冲击机匣的现象，因此，其在频谱（如图 5.67 所示）上基本上不出现高频分量，失去了叶片通过频率及其倍频的分布规律，而机匣加速度响应随转子旋转一周变化一次，因此，在频谱的低频段表现出了突出的转频分量，基本上没有倍频分量。在倒频谱上仍然表现出了转频及其倍频的倒频率成分，说明了倒频谱对于检测微弱倍频分量的灵敏性，如图 5.68 所示。图 5.69 表示了某时刻机匣和转子上的碰摩位置，不同时刻，机匣和转子上的碰摩区域将变化。图 5.70 为叶片与机匣之间的碰摩力随时间变化过程。从图中可以看出，随着时间的变化，所有叶片同时与机匣发生碰摩。

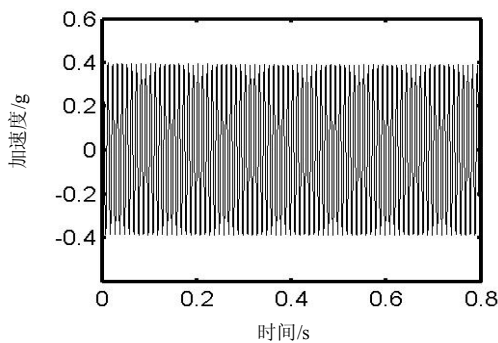


图 5.65 时间波形

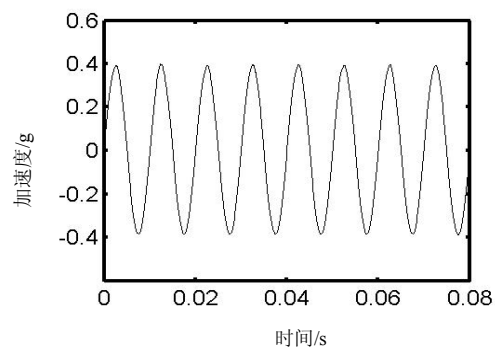


图 5.66 时间波形（图 5.65 的局部放大）

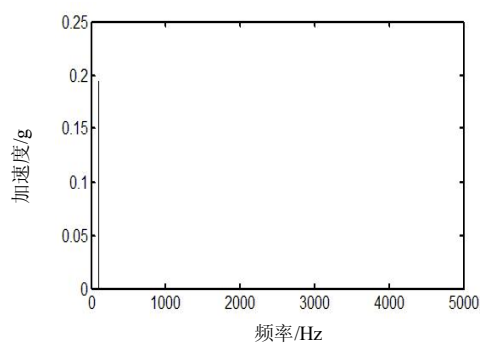


图 5.67 频谱

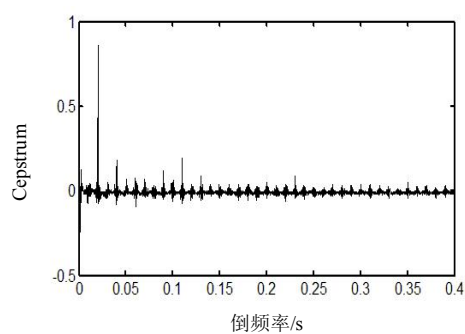
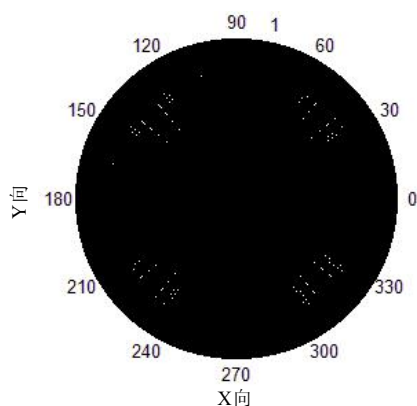
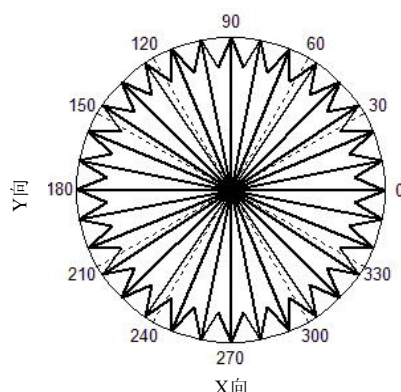


图 5.68 倒频谱



(a) 机匣上碰摩点位置



(b) 转子上碰摩点位置

图 5.69 碰摩点位置

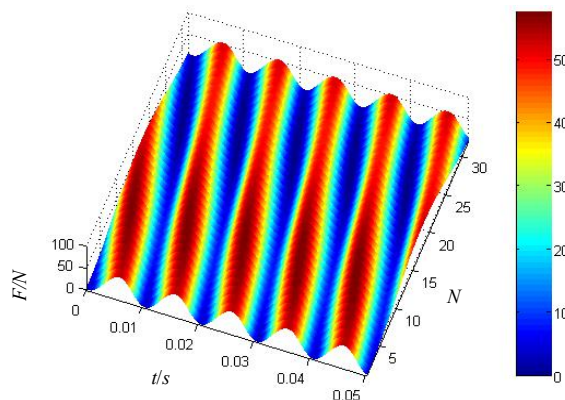


图 5.70 碰摩力随时间变化过程

5.6 含叶片-机匣碰摩故障的某小型发动机机匣响应特征分析

将本文所提出的叶片-机匣碰摩模型应用到某小型发动机整机模型中,考虑风扇转子叶片(节点1)全周与机匣(节点1)单点碰摩,以及转子局部(偏摩)与机匣全周碰摩,单点碰摩位置为机匣 90° 方向,局部碰摩位置为机匣水平方向。其中,变形量 A 设为0.16,叶片数为13,碰摩刚度为 $1 \times 10^7 \text{N/m}$,考虑水平方向偏摩位移为0.1mm,其他参数保持不变。在转速20000rpm下,得到机匣节点的响应的时域波形,频谱以及倒频谱,如图5.71-图5.72所示。从图中可以看出,机匣振动加速度信号的碰摩特征具有周期性冲击,冲击频率为叶片通过频

率，即旋转频率与叶片数的积；在高频段，频率成分为叶片的通过频率及其倍频，旋转频率调制冲击幅值的大小，即频谱上出现以旋转频率为间隔的边频带族；在频谱低频段出现了旋转频率的倍频分量；从信号的倒频谱图中可以明显看出转频及其倍频的倒频率成分。

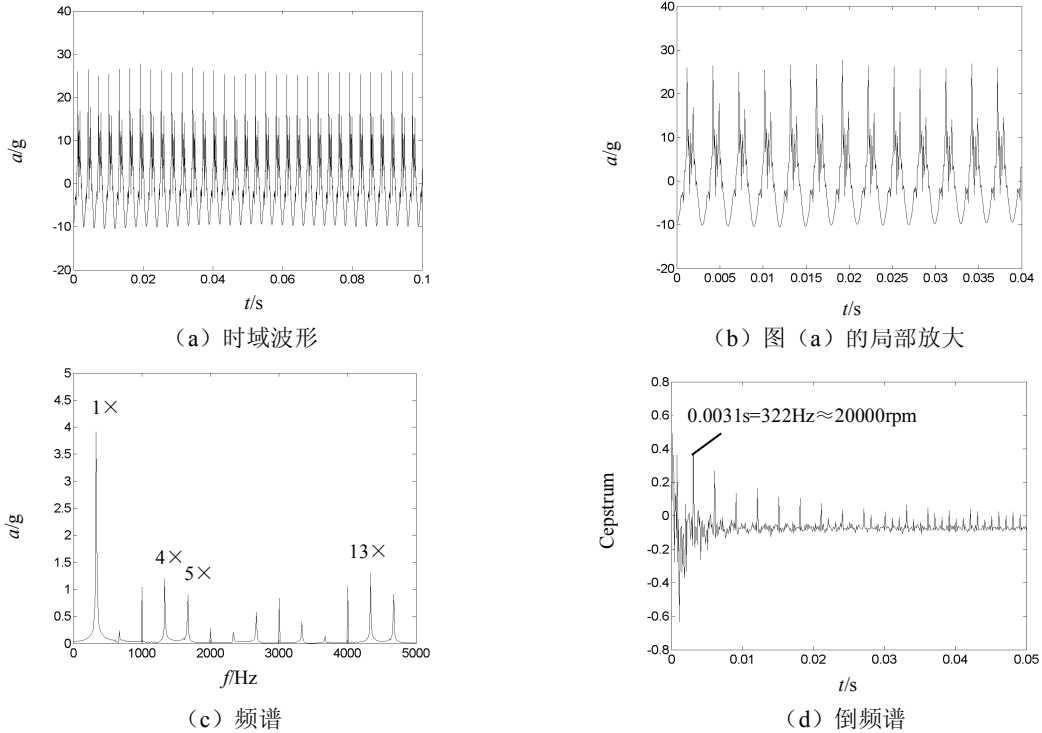


图 5.71 机匣单点碰摩-转子全周测点加速度时域波形、频谱以及倒频谱

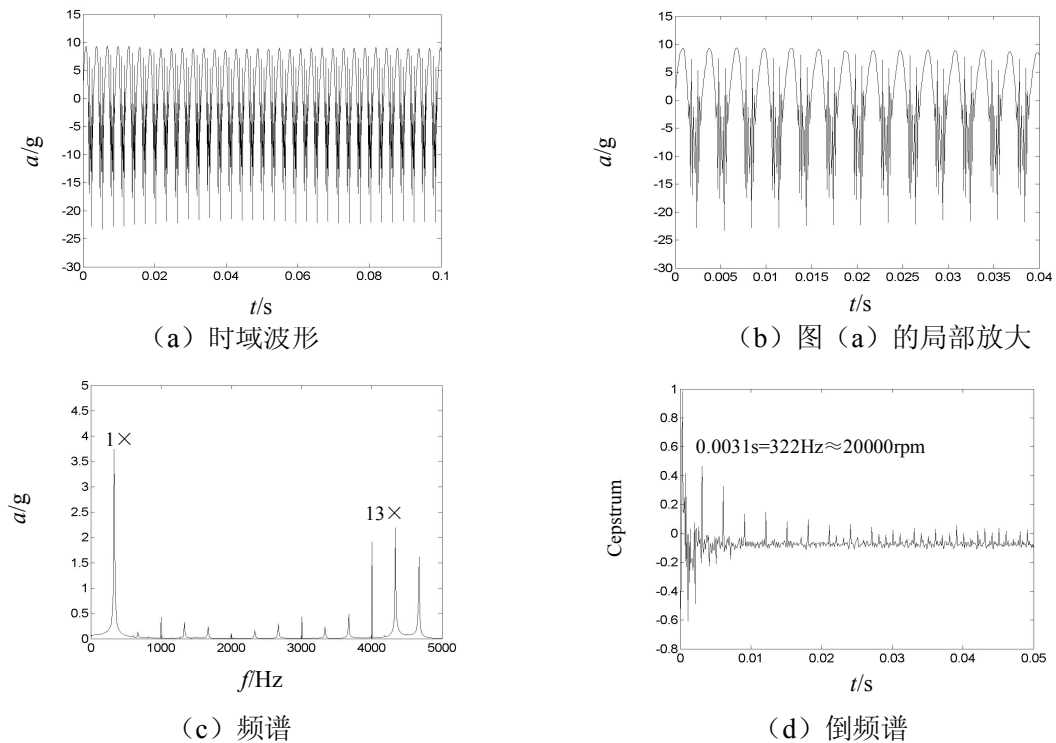


图 5.72 机匣局部-转子全周（偏摩）测点加速度时域波形、频谱以及倒频谱

5.7 结论

(1) 提出了一种新型转静碰摩故障模型, 该模型在经典弹性碰摩模型的基础上, 考虑了叶片与叶片之间耦合、叶片与圆盘之间的耦合以及叶片数和转静间隙变化对碰摩力的影响, 能够模拟机匣单点、局部及整圈、转子的单点、局部和整圈的碰摩规律。

(2) 将叶片-机匣碰摩模型应用到带机匣的航空发动机转子试验器整机耦合动力学模型中, 采用数值计算方法, 得到含碰摩故障下的机匣加速度响应特征。采用带机匣的航空发动机转子试验器, 进行了机匣单点-转子全周的碰摩试验, 发现了机匣加速度的碰摩特征具有周期性冲击, 冲击频率为叶片通过频率, 即旋转频率与叶片数的积; 在高频段, 频率成分为叶片的通过频率及其倍频, 旋转频率调制冲击幅值的大小, 即频谱上出现以旋转频率为间隔的边频带族, 在频谱低频段出现了旋转频率的倍频分量, 从信号的倒频谱图中可以明显看出转频及其倍频的倒频率成分。试验和仿真表现出特征的一致性, 验证了碰摩模型建立的正确性。

(3) 利用该模型仿真计算了机匣和叶片在其他碰摩接触状态下的机匣加速度响应特征以及碰摩力随时间的变化过程, 结果表明, 不同的接触状态将影响叶片冲击机匣的效应, 在频谱上表现出高倍频分量的变化, 但是不论何种碰摩状态, 其冲击均受到转速频率的调制, 即频谱上表现出以旋转频率为间隔的边频带族, 因此, 在倒频谱上均具转频及其倍频的倒频率成分。

(4) 将单点碰摩、局部碰摩模型应用到某无人飞行器用小型发动机整机模型中, 获取机匣加速度响应特征。机匣加速度的碰摩特征具有周期性冲击, 冲击频率为叶片通过频率, 即旋转频率与叶片数的积; 在高频段, 频率成分为叶片的通过频率及其倍频, 旋转频率调制冲击幅值的大小, 即频谱上出现以旋转频率为间隔的边频带族, 在频谱低频段出现了旋转频率的倍频分量, 从信号的倒频谱图中可以明显看出转频及其倍频的倒频率成分。

第六章 总结与展望

6.1 总结

6.1.1 研究的主要内容

本文以某无人飞行器用小发动机为研究对象，围绕与结构间隙相关的航空发动机整机振动故障展开研究，得到如下结论：

(1) 建立某无人飞行器用小发动机整机耦合动力学模型

针对某无人飞行器用小发动机，基于航空发动机整机振动耦合动力学以及转子动力学方法，建立了转子-支承-机匣复杂耦合系统动力学模型，模型中考虑了支承处的滚动轴承、轴承座离散单元的建模以及机匣的建模，该模型能考虑由于故障引起的强非线性特征，采用新型的数值方法求解，能够快速仿真得到发动机整机振动非线性响应。仿真分析了支承刚度对振型的影响规律。

(2) 配合松动故障中连接刚度非线性引起的非同步响应特征

为了深入理解配合松动故障中的连接刚度非线性本质规律，建立了集总质量模型，引入连接件松动故障模型，与文献结果进行比较，并采用试验进行了验证。通过连接刚度非线性集总质量模型仿真与实验得出，加速度信号出现上下不对称冲击特征，呈现“截头状”波形，频谱上表现出倍频和分频特征，分析了非同步响应频率成分产生的原因，即当刚度变化的周期等于转速变化的周期，引起伪临界超谐共振，且激发系统的临界转速对应的频率；刚度变化的周期等于转速变化的周期的倍数，引起伪临界亚谐共振，且激发系统的临界转速对应的频率。

(3) 轴承配合松动故障的发动机整机振动仿真与验证

针对转子-滚动轴承试验器，建立了含配合松动故障的转子-滚动轴承试验器耦合动力学模型，通过模态分析，验证了模型建立的正确性；然后，进行了配合松动故障仿真，轴承座加速度时域波形出现周期性冲击特征，频谱上以倍频为主，分析了拧紧力矩对响应特征的影响；最后，将配合松动故障运用到某小发动机整机振动模型，得到整机模型下机匣加速度响应出现上下不对称冲击特征，呈现“截头状”波形，并与试车数据进行比较，仿真与试验具有很好的一致性。

(4) 含滚动轴承径向游隙的发动机整机振动分析

针对滚动轴承径向游隙导致的非线性故障，建立了含滚动轴承径向游隙的真实发动机整机模型，基于机匣加速度信号与转子位移信号，分析了径向游隙对整机振动响应的影响规律，研究了对整机响应影响较大的支承 S_2 处在不同转速下滚动体的受力情况和转子运行规律，探

讨了径向游隙对接触力的影响规律。结果表明：由于径向游隙改变刚度，导致跳跃和滞后现象；分析了当刚度改变较明显时，转子出现时而挤压，时而不挤压滚动轴承外圈的现象，从而激发了系统的固有频率，即频率锁定现象；当滚动轴承外圈出现时而受载，时而不受载时，整机振动出现不稳定现象；减小径向游隙，有利于减小滚动轴承外圈受载的波动性。

(5) 考虑多叶片-机匣多点变形的转静碰摩模型的机匣响应特征

提出一种考虑叶片振动与机匣多点变形转静碰摩故障模型，模型中考虑了多叶片与圆盘之间的耦合作用，叶片与叶片之间的耦合作用，多个叶片与机匣之间碰摩故障以及叶片与机匣之间转静间隙变化对碰摩力的影响，能够实现机匣和转子上的单点、局部和全周碰摩故障仿真，并将该新模型运用于转子-支承-机匣耦合动力学模型，仿真碰摩故障下的整机振动响应，并利用带机匣的航空发动机转子试验器验证了机匣单点和转子全周下的碰摩故障特征和规律，并在此基础上，仿真计算了机匣局部、全周以及转子局部的多种组合状态下的碰摩故障，提取了碰摩故障下的机匣加速度特征，分析了碰摩力随时间变化规律。将单点碰摩、局部碰摩故障应用到某小发动机整机振动模型中，发现机匣响应规律与试验器响应规律具有一致性。

6.1.2 论文的创新工作

综上所述，本文的研究工作主要针对与结构间隙相关的航空发动机整机振动响应特征进行了深入研究。主要的创新工作体现在以下几个方面：

(1) 建立了发动机中滚动轴承外圈与轴承座之间配合松动故障模型，首先，研究了配合松动故障中导致的刚度分段非线性问题，通过试验与仿真对比，发现质量块加速度信号通过自相关降噪后，波形表现出上下不对称冲击特征，呈现“截头状”波形，频谱上表现处倍频和分频特征。仿真分析了该非同步响应频率成分产生的原因，即当刚度变化的周期等于转速变化的周期，引起伪临界超谐共振，且激发系统的临界转速对应的频率；刚度变化的周期等于转速变化的周期的倍数，引起伪临界亚谐共振，且激发系统的临界转速对应的频率；其次，利用转子试验器进行了轴承配合松动故障模拟，发现了轴承座加速度时域波形出现上下不对称，呈现“截头状”波形等特征，频谱上以倍频为主，发现了拧紧力矩可以抑制配合松动故障导致的振动；最后，将配合松动故障运用到某无人飞行器用小发动机整机有限元模型，得到整机模型下机匣加速度响应具有“截头状”波形，频谱上表现出倍频和分频特征，仿真和实验结果一致，该研究结果可以作为发动机中配合松动故障的典型特征。

(2) 针对发动机中滚动轴承径向游隙导致的非线性问题，采用数值仿真的方法，分析研究了径向游隙对整机振动响应的影响规律，发现了由于径向游隙改变刚度，导致跳跃和滞后现象；当刚度改变较明显时，转子出现时而挤压，时而不挤压滚动轴承外圈的现象，从而激发了系统的固有频率，即频率锁定现象，该研究结果可以解释发动机中滚动轴承径向游隙导致的非线性现象。

(3) 提出了一种新型叶片-机匣碰摩故障模型, 阻尼模型考虑了多叶片与圆盘之间的耦合作用, 叶片与叶片之间的耦合作用, 多个叶片与机匣之间碰摩故障以及叶片与机匣之间转静间隙变化对碰摩力的影响。采用航空发动机转子试验器进行了叶片-机匣单点碰摩试验, 仿真与试验具有一致性。发现了机匣振动加速度信号的碰摩特征具有周期性冲击, 冲击频率为叶片通过频率; 在高频段, 频率成分为叶片的通过频率及其倍频, 旋转频率调制冲击幅值的大小, 倒频谱上出现转频及倍频的倒频率, 该研究结果可以作为航空发动机叶片-机匣碰摩故障中的典型特征。

6.2 展望

本文针对某型航空发动机结构间隙, 建立了该发动机整机振动耦合动力学模型, 在模型中分别考虑了连接件松动故障、配合松动故障、滚动轴承径向游隙以及叶片-机匣碰摩故障, 通过仿真与试验对比验证, 取得很好的一致性, 但是, 在如下几方面需要深入研究。

(1) 在整机振动建模方面, 机匣考虑为不旋转的梁模型, 简化了机匣模型, 与真实的机匣模型一定的区别, 需要改进机匣模型。

(2) 在滚动轴承径向游隙方面, 考虑滚动轴承 Herz 接触模型较简化, 需要详细研究滚动轴承接触模型, 文中的模型与实际模型具有一定差距。

(3) 在叶片-机匣碰摩故障方面, 在响应特征上表现出较好的一致性, 在量化方面还有一定差别。

(4) 在与结构间隙相关的故障中, 本文未能涉及转子不对中、不同心故障, 需要进行耦合故障的整机振动仿真分析。

参考文献

- [1] Ikeda T, Ishida Y, Yamamoto T, et al. Nonlinear forced oscillations of an unsymmetrical shaft and an unsymmetrical rotor with quadratic nonlinearity[J]. Bulletin of the JSME, 1988, 31(3):530-538.
- [2] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册 (第 19 分册) -转子动力学及整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [3] 苏民, 戴远建. 复杂转子整机振动计算[J]. 热能与动力工程. 1988, 3(6): 46-50.
- [4] 郑旭东, 张连祥, 刘廷毅. 航空发动机整机振动特性及应变能计算与分析 [J]. 航空发动机, 2000, (2): 42-46.
- [5] 欧园霞, 李平. 用模态综合法分析发动机整机振动特性 [J]. 航空动力学报. 1987,2(3): 209-281.
- [6] 洪杰, 王华, 肖大为等. 转子支承动刚度对转子动力特性的影响分析[J]. 航空发动机, 2008, 4(1):23-27
- [7] 陈萌, 马艳红, 刘书国. 航空发动机整机有限元模型转子动力学分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2007, 33(9): 1013-1016.
- [8] 高金海, 洪杰. 航空发动机整机动力特性建模技术研究[J]. 战术导弹技术, 2006(3): 29-35.
- [9] 张大义, 刘焯辉, 洪杰. 航空发动机整机动力学模型建立与振动特性分析[J]. 推进技术, 2015, 36(5):768-773.
- [10] 张大义, 刘焯辉, 梁智超. 航空发动机双转子系统临界转速求解方法[J]. 推进技术, 2015, 36(2):292-298.
- [11] 张力, 洪杰, 马艳红. 航空发动机转子系统建模方法和振动特性分析[J]. 北京航空航天大学, 2013, 39(2):148-163.
- [12] 王海涛. 某型航空发动机整机振动特性分析[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
- [13] 唐振寰. 微型发动机整机振动分析 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2009.
- [14] 杨喜关, 罗贵火, 原鹏等. 模态综合法在双转子系统建模中的应用与验证[J]. 机械科学与技术, 2014, 33(10):1450-1454.
- [15] 杨喜关, 罗贵火, 温卫东等. 支承非线性特性对双转子系统的响应特性影响研究[J]. 振动工程学报, 2014, 27(4):572-582.
- [16] 张利民, 王克明, 吴志广. 利用 ANSYS 进行转子临界转速计算 [J]. 沈阳航空工业学院学报, 2010, 27(5):34-37.

- [17] 项松, 王克明. 用于结构传递矩阵法计算航空发动机转子-支承系统动力特性[J]. 沈阳航空工业学院学报, 2005, 22(4):1-3.
- [18] James T, Charles L, and Jonathan L. Reduced-order modeling and wavelet analysis of turbofan engine structural response due to foreign object damage (FOD) events[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129(3) :814-826.
- [19] Sun G, Kaushik N, Palazzolo A., et al. An effective algorithm for blade loss simulations using a high fidelity ball bearing and damper model, American Society of Mechanical Engineering 19th Biennial Conference on Mechanical Vibration and noise, Chicago, USA, September 2003, DETC 2003/VIB 48424.
- [20] Sun G, Palazzolo A, Provenza A, et al. Long duration blade loss simulations including thermal growths dual-rotor gas turbine engine [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 316: 147-163.
- [21] Hai P M, Bonello P. An impulsive reacceptance technique for the time domain computation of the vibration of a whole aero-engine model with nonlinear bearings [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 318: 592-605.
- [22] Hai P M, Bonello P. A computational parametric analysis of the vibration of a three-spool aero-engine under multifrequency unbalance excitation [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(7), 0725041-0725049.
- [23] Chen G. A New Rotor-Ball Bearing-Stator Coupling Dynamic Model for whole aero-engine vibration, ASME Journal of Vibration and Acoustics [J], 2009, 131(6):061009.
- [24] 陈果. 航空发动机整机耦合动力学模型及振动分析[J]. 力学学报. 2010, 42(3): 548-559.
- [26] Chen G. Vibration modeling and verifications for whole aero-engine, Journal of Sound and Vibration [J], 2015, 349(4):163-176.
- [27] 陈果. 双转子航空发动机整机振动建模与分析 [J]. 振动工程学报. 2011, 24(6): 619-632.
- [28] 张靖, 闻邦椿. 带有两端支座松动故障的转子系统的振动分析[J]. 应用力学学报, 2004, 21(3):67-72.
- [29] Z. Ji and J. W. Zu. Method of multiple scales for vibration analysis of rotor-shaft systems with non-linear bearing pedestal model[J]. Journal of sound and vibration, 1998, 218(2):293-305.
- [30] 谭大力, 陈进, 廖明夫等. 圆柱面配合激起的转子失稳振动研究[J]. 机械科学与技术, 2014, 33(12):1786-1790.
- [31] 段吉安, 黄志开. 旋转机械松动故障的非线性力学模型[J]. 中南工业大学学报, 2002, 33(1):78-81.
- [32] Chu F. Tang Y, Stability and Non-linear responses of a rotor-bearing system with pedestal

- looseness[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2001, 241(5):879-893.
- [33] 刘献栋, 何田, 李其汉. 支承松动的转子系统动力学模型及其故障诊断方法[J]. *航空动力学报*, 2005, 20(1):54-59.
- [34] 陈果. 转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡/松动耦合故障非线性动力学[J]. *机械工程学报*, 2008, 44 (3):82-88.
- [35] 罗跃纲, 杜元虎, 任朝晖等. 双跨转子-轴承系统松动-碰摩耦合故障的非线性特性[J]. *农业机械学报*, 2008, 39(11):180-183.
- [36] 罗跃纲, 吴斌, 王万雷等. 旋转机械基础松动故障研究进展和展望[J]. *大连民族学院学报*, 2015, 17(5):467-471.
- [37] 陈恩利, 王洪礼, 何田. 转子系统支承松动的分岔特性与故障诊断[J]. *机械强度*, 2007, 29(3):387-389.
- [38] 李振平, 罗跃纲, 姚红良等. 转子系统支承松动的非线性动力学及故障特征[J]. *东北大学学报(自然科学版)*, 2002, 23(11):1048-1051.
- [39] 姚红良, 刘长利, 张晓伟等. 支承松动故障转子系统共振区动态特性分析[J]. *东北大学学报(自然科学版)*, 2003, 24(8):798-801.
- [40] He Y, Chen Z, Guo D, and Chu F. A genetic algorithm based inverse problem approach for pedestal looseness identification in rotor-bearing systems[J]. *Key Engineering Materials*, 2003, 245-246:115-122.
- [41] S.-M. Lee and Y.-S, Choi. Fault diagnosis of partial rub and looseness in rotating machinery using Hilbert-Huang transform[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2008, 22(11):2151-2161.
- [42] Mizuho Inagaki, Yukio Ishida, Mechanism of occurrence of self-excited oscillations of a rotor with a clearance between bearing holder and housing, *Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, Washington, DC, USA.
- [43] M. Behzad, M. Asayeshthe. Numerical and experimental investigation on vibration of rotors with loose disks[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2010, 223:1-10.
- [44] 刘杨, 太兴宇, 马辉等. 双盘三支撑转子轴承系统松动/碰摩耦合故障分析[J]. *航空动力学报*, 2013, 28(5):977-982.
- [45] 马辉, 太兴宇, 汪博等. 松动-碰摩耦合故障转子系统动力学特性分析[J]. *机械工程学报*, 2012, 48(19):80-86.

- [46] Hui Ma, Xueyan Zhao, Yunnan Teng, et al. Analysis of dynamic characteristics for a rotor system with pedestal looseness[J]. Shock and Vibration, 2011,18(1):13-27.
- [47] Muszynska A, Goldman P. Chaotic responses of unbalanced rotor bearing stator systems with looseness or rubs[J]. Chaos, Solitons and Fractals, 1995, 5(9):1683-1704.
- [48] 王四季, 廖明夫, 刘永泉等. 航空发动机轴承外环装配工艺引起的转子系统非线性振动[J]. 航空动力学报, 2015, 30(1):82-89.
- [49] W. Lu and F. Chu. Experimental investigation of pedestal looseness in a rotor-bearing system[J]. Key Engineering Materials, 2009, 413-414:599-605.
- [50] A. S. Lee, B. O. Kim, and Y. -C. Kim. A finite element transient response analysis method of a rotor-bearing system to base shock excitations using the state-space Newmark scheme and comparisons with experiments[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006,297(3-5):595-615.
- [51] 任朝晖, 陈宏, 马辉等. 双盘悬臂转子-轴承系统基础松动故障分析[J]. 农业机械学报, 2007,38(11):196-201.
- [52] Fredric F. Ehrich. A new class of asynchronous rotor dynamic response in high-speed rotors. ASME Paper Proc. of DETC/CIE 2007, Proc. of the ASME 2007 Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, Las Vegas , Nevada, USA (2007).No.DETC2007/VIB-35912.
- [53] 陈予恕, 李世海. 二阶非线性微分方程亚/超谐共振的一种求解方法及其应用研究[J]. 力学学报, 1986, 18(4):341-349.
- [54] 陈予恕, 金志胜. 两自由度分段线性振动系统的亚谐解[J]. 应用数学和力学, 1986,7,(3):205-213.
- [55] 肖锡武, 杨正茂, 肖光华等. 不对称转子系统的非线性振动[J]. 华中科技大学学报, 2002,30(5):81-84.
- [56] 姜忻良, 骆兰月. 考虑非对称效应的非线性结构超谐共振与亚谐共振[J]. 地震工程与工程振动, 2003,23(5):50-56.
- [57] 谷岩, 姜忻良. 地基-非线性结构相互作用体系的超谐和亚谐振动[J]. 地震工程与工程振动, 2001,21(1):56-60.
- [58] 郝淑英, 陈予恕, 张琪昌. 连接结构松动对系统非线性动力学特性的影响[J]. 天津大学学报, 2001,34(4):452-454.
- [59] 陈安华, 钟掘. 转子系统超谐波共振的理论分析与实验研究[J]. 中南工业大学学报, 1997,28(3):270-273.
- [60] 成枚, 孟光, 吴秉瑜. Alford 力和滚动轴承对转子系统动力特性的影响[J]. 振动与冲击,

2011,30(12):164-169.

- [61] 邓四二, 付金辉, 王燕霜等. 航空发动机滚动轴承-双转子系统动态特性分析[J]. 航空动力学报, 2013, 28(1):195-204.
- [62] 邓四二, 滕弘飞, 周彦伟等. 滚动轴承-双转子系统动态性能分析[J]. 轴承, 2005, 4:1-4.
- [63] 陈果. 转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡-碰摩耦合故障非线性动力学响应分析[J]. 航空动力学报, 2007, 22(10):1771-1778.
- [64] 陈果, 李成刚, 王德友. 航空发动机转子-滚动轴承-支承-机匣耦合系统的碰摩故障分析与验证[J]. 航空动力学报, 2008, 23(7):1304-1311.
- [65] 陈果. 转子-滚动轴承-机匣耦合系统的不平衡/松动耦合故障非线性动力学[J]. 机械工程学报, 2008, 44(3):82-88.
- [66] 罗贵火, 周海仑, 王飞等. 含滚动轴承的同向和反向旋转双转子系统动力学响应[J]. 航空动力学报, 2012, 27(8):1887-1894.
- [67] 李洪亮, 陈予恕. 含间隙球轴承-转子系统的主共振研究[J]. 航空学报, 2013, 34(6):1356-1362.
- [68] 张耀强, 陈建军, 邓四二等. 考虑表面波纹度的滚动轴承-转子系统非线性动力特性[J]. 航空动力学报, 2008, 23(9):1732-1736.
- [69] 郭攀成. 圆柱滚子轴承径向工作游隙的影响因素及选择[J]. 轴承, 2005, 8:8-10.
- [70] 韩宝财, 唐六丁, 邓四二等. 多频耦合的航空发动机转子系统动力特性分析[J]. 振动与冲击, 2008, 27(8):25-28.
- [71] 王彦生, 张耀强, 张彦斌等. 非线性 Jeffcott 转子-滚动轴承系统动力学分析[J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(4):367-370.
- [72] 何芝仙, 干洪. 计入轴承间隙时轴-滚动轴承系统动力学行为分析[J]. 振动与冲击, 2009, 28(9):120-124.
- [73] 白长青, 许庆余, 张小龙. 考虑径向内间隙的滚动轴承平衡转子系统的非线性动力稳定性[J]. 应用数学和力学, 2006, 27(2):159-169.
- [74] M. TIWARI, K. GUPTA. Effect of radial internal clearance of a ball bearing on the dynamics of a balanced horizontal rotor[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 238(5):723-756.
- [75] L. Tian, W.J. Wang, Z. J. Peng. Effects of bearing outer clearance on the dynamic behaviors of the full floating ring bearing supported turbocharger rotor [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, (31): 155-175.
- [76] Md. Zahid Hossain, Kazuki Mizutani, Hideki Sawai et al. Preloading effects on clearance problem in rotor-coupling vibration system: experimentation and simulation[J]. Chaos, Solitons

- and Fractals, 2002, (14):1371-1378.
- [77] M. Karlberg, J. -O. Aidanpää, Investigation of an unbalanced rotor system with bearing clearance and stabilising rods[J]. Chaos, Solitons and Fractals, 2004(20):363-374.
- [78] T. C. Gupta, K. Gupta, D. K. Sehgal, 2010, Instability and Chaos of a Flexible Rotor Ball Bearing System: An Investigation on the Influence of Rotating Imbalance and Bearing Clearance, Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, Glasgow, UK.
- [79] Magnus Karlberg. Approximated Stiffness Coefficients in Rotor Systems Supported by Bearings with Clearance [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2010.
- [80] S. H. UPADHYAY, S. P. HARSHA, S. C. JAIN. Analysis of Nonlinear Phenomena in High Speed Ball Bearings due to Radial Clearance and Unbalanced Rotor Effects [J]. Journal of Vibration and Control, 2010, 16(1): 65-88.
- [81] 卢文秀, 褚福磊. 转子系统碰摩故障的实验研究[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2005,45(5):614-617.
- [82] 卢文秀, 褚福磊, 郭丹. 基于遗传算法的碰摩位置识别[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2005,45(2):208-211.
- [83] Chu F L, Zhang Z S. Bifurcation and chaos in a rub-impact Jeffcott rotor system[J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 210(1):1-18.
- [84] 褚福磊, 张正松, 冯冠平. 碰摩转子系统的混沌特性[J]. 清华大学学报(自然科学版), 1996, 36(7): 52-57.
- [85] Ehrich F. High order subharmonic response of high-speed rotor in bearing clearance [J]. ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, 1988, 110(1):9-16.
- [86] Ehrich F. Some observations of chaotic vibration phenomena in high-speed rotor dynamics [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1991, 113(1): 50-57.
- [87] 高艳蕾, 李勇, 王德友. 转子-机匣系统碰摩故障特征实验研究[J]. 航空发动机, 2002, 27(4):16-21.
- [88] 刘耀宗, 胡芑庆. Jeffcott 转子碰摩故障实验研究[J]. 振动工程学报, 2001, 14(1):96-99.
- [89] 刘献栋, 李其汉, 王德友. 具有转静件碰摩故障双转子系统的动力学模型及其小波变换特征 [J]. 航空动力学报, 2000, 15(2):187-190.
- [90] 刘长利, 姚红良, 张晓伟等. 碰摩转子轴承系统非线性振动特征的实验研究[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2003, 24(10):970-973.
- [91] 李东, 袁惠群, 吴立明. 弹性支承双跨碰摩故障转子系统非线性特性[J]. 振动、测试与诊

- 断, 2009, 29(4):414-418.
- [92] 李朝峰, 李鹤, 马辉, 闻邦椿. 碰摩故障多自由度转子-轴承系统周期运动稳定性研究[J]. 机械工程学报, 2010, 46(11):107-113.
- [93] 李朝峰, 周世华, 杨树华等. 含碰摩故障的多盘双转子系统动态特性. 东北大学学报(自然科学版), 2014, 35(5):726-730.
- [94] 袁惠群, 贺威, 韩清凯. 发动机双转子-机匣耦合系统碰摩故障分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(11):2401-2408.
- [95] 马辉, 太兴宇, 李焕军等. 旋转叶片-机匣碰摩模型及试验研究综述[J]. 航空动力学报, 2013, 28(9):2055-2069.
- [96] 马辉, 汪博, 太兴宇, 闻邦椿. 基于接触分析的转定子系统整周碰摩故障模拟[J]. 工程力学, 2013, 30(2):365-371.
- [97] 马辉, 吕颂, 能海强等. 转定子系统整周多点碰摩故障仿真[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2013, 34(8): 1149-1153.
- [98] 马辉, 杨健, 宋溶泽等. 转子系统碰摩故障实验研究进展与展望[J]. 振动与冲击, 2014, 33(6):1-11.
- [99] 马辉, 吴志渊, 太兴宇等. 含碰摩故障的转子-盘片-机匣系统动力学特性分析[J]. 航空动力学报, 2015, 30(8):1950-1957.
- [100] 马辉, 王迪, 太兴宇等. 碰摩作用下盘片榫连结构接触特性的响应分析[J]. 航空动力学报, 2015, 30(9):2203-2211.
- [101] 太兴宇, 马辉, 谭祯等. 脉冲力加载下的叶片-机匣动力学特性研究[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2012, 33(12): 1756-1761.
- [102] 太兴宇, 马辉, 谭祯等. 基于连续体旋转梁模型的碰摩故障动力学特性分析[J]. 振动与冲击, 2013,32(18): 43-48.
- [103] 太兴宇, 马辉, 谭祯等.叶片-机匣系统碰摩振动响应分析[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(2): 43-48.
- [104] 太兴宇, 马辉, 谭祯等.一种新的旋转叶片-机匣碰摩表征模型[J]. 机械工程学报, 2014, 50(21): 180-188.
- [105] 陈果, 王海飞, 刘永泉等. 新型叶片-机匣碰摩模型及其验证[J]. 航空动力学报, 2015, 30(4):952-965.
- [106] 陈果, 冯国权, 姜广义等. 航空发动机叶片-机匣碰摩故障的机匣振动加速度特征分析及验证[J]. 航空发动机, 2014, 40(1):10-16.
- [107] 陈果, 于明月, 刘永泉等. 基于倒频谱分析的航空发动机转静碰摩部位识别[J]. 机械工

- 程学报, 2014, 50(7):32-38.
- [108] 王四季, 廖明夫, 蒋云帆等. 对转双转子局部碰摩故障实验[J]. 推进技术, 2013, 34(1):31-36.
- [109] 许琦, 赵立超, 赵倩等. 转子系统局部碰摩故障传递机制特性研究[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2015, 36(6):823-826.
- [110] Joseph Páez Chávez, Vahid Vaziri Hamaneh, and Marian Wiercigroch. Modeling and experimental verification of an asymmetric Jeffcott rotor with radial clearance[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015,334:86-97.
- [111] Zhenwei Yuan, Sanbao Wang, Ximing Yue et al. Dynamic analysis of rotor's radial rub-impact in full degrees of freedom accounting for turborotor's non-linear clearance-excitation force[J]. Proc. IMechE, Part C: Mechanical Engineering Science, 2008,222:1647-1653.
- [112] 刘书国,洪杰,陈萌. 航空发动机叶片-机匣碰摩过程的数值模拟[J]. 航空动力学报,2011,26(6):1282-1288.
- [113] Williams, R.J. Simulation of blade casing interaction phenomena in gas turbines resulting from heavy tip rubs using an implicit time marching method[C]. Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, Vancouver, British Columbia, Canada.
- [114] Sinha S K. Non-linear dynamic response of a rotating radial Timoshenko beam with periodic pulse loading at the free-end [J]. International Journal of Nonlinear Mechanics, 2005,40:113-149.
- [115] K. Turner, M. Adams, M. Dunn. Simulation of engine blade tip-rub induced vibration[C]. Proceedings of GT2005, Ren-Tahoe, Nevada, USA, 2005.
- [116] Turner K, Dunn M, Padova M. Airfoil deflection characteristics during rub events [J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134: 011018-1-011018-7.
- [117] Legrand M, Pierre C, Peseux B. Structural modal interaction of a four degree of freedom bladed disk and casing model[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2010, 5(4): 13-41.
- [118] Batailly A, Legrand M, Cartraud P, et al. Assessment of reduced models for the detection of modal interaction through rotor stator contacts [J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2010, 329: 5546-5562.
- [119] Legrand M, Barailly A, Pierre C. Numerical investigation of abradable coating removal in aircraft engines through plastic constitutive law [J].Journal of Computational and Nonlinear Dynamics,2012,7:011010-1-011010-11.

- [120] J. Padovan, F. K. Choy. Nonlinear dynamics of rotor /blade /casing rub interactions [J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109: 527-534.
- [121] Sinha S K, Ojha S. Rotor dynamic analysis of asymmetric turbofan rotor due to fan blade-out event with contact-impact rub loads [J]. 53rd AIAA /ASME /ASCE /AHS /ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, 2012.
- [122] 陈果. 航空发动机整机振动耦合动力学模型及其验证[J]. 航空动力学报, 2012,27(2):242-254.
- [123] Zhai W M. Two simple fast integration methods for large-scale dynamic problems in engineering[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1996, 39(24):4199-4214.
- [124] 曲秀秀, 陈果, 乔保栋. 转子动静碰摩故障实验研究[J]. 飞机设计, 2011,31(4):50-54.
- [125] 易良桀. 简易振动诊断[M]. 机械工业出版社,2003.
- [126] Jing Wu, Mathias Legrand, Christophe Pierre, Non-synchronous vibration of a Jeffcott rotor due to internal radial clearance in roller bearings. The 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics, KIST, Sep 2010, Seoul, South Korea. pp.446-453.
- [127] 徐斌, 高跃飞, 余龙. MATLAB有限元结构动力学分析与工程应用[M]. 北京:清华大学出版社,2009.
- [128] 张文. 转子动力学理论基础 [M]. 北京:科学出版社,1990.

致 谢

时光如流水一般，四年的求学生涯即将结束，在博士学位论文即将完成的时候，向辛勤耕耘的恩师陈果教授表示诚挚的谢意！四年前，我知识上一无所知，只有一颗追求知识的心，四年后，我满载而归，心里充满了踏实感，感谢老师这几年辛勤的培育！老师在学术上，老师严谨的治学作风，开阔的视野，勤勤恳恳的求学精神值得我去学习；在生活上，老师无微不至的关怀，像父亲一般的关心，让我感知实验室的温暖。在这四年中，我不仅学会了知识，学会了如何去做论文，更学会了做人，做一个有用的人。在这四年中，取得的成果都凝聚着老师的心血，每一篇论文，都是老师亲自指导的结果。四年时间，瞬间而过，但对我来说，脱胎换骨，改变了我的言行。感谢老师这几年的恩情，老师您辛苦了！

感谢师姐李爱、于明月，师兄周海仑、郝腾飞，是你们营造了很好的学习氛围，让我能够迅速融入实验室，进入学习状态，促进我努力学习；感谢在一起学习的很多同学，王晶、程小勇、李旭鹏、赵斌、李华、关晓颖，从你们身上我学会了很多潜移默化的知识；感谢师弟周笛、张全德、林桐、谢阶栋、刘彬彬；师妹汪瑾、屈美娇、宋培培，是你们在我最需要帮助的时候帮助我，使我感到家的温暖；感谢我读博期间的同窗好友，王洪伟、陈伟斌、梁坤、李怀远、刘若晨、丛玮，是你们给我生活带来了欢乐，是你们在学业上给我打气，给我很多鼓励；最后感谢我的老乡，经常在我乏味的时候，给我带来一些生活上调剂。

感谢我的父母，含辛茹苦地辛劳，平时经常关心我，没有你们的精神上的支持，我不能达到现在的成功，谢谢父母这么多年的关心和爱护！

最后，感谢曾经帮助过我，支持过我的人，是你们给予我太多太多，谢谢！

王海飞

2015年12月

于南京航空航天大学江宁校区

在学期间的研究成果及发表的学术论文

攻读博士学位期间发表论文情况:

- [1] H. F. Wang, G. Chen. Certain Type Turbofan Engine Whole Vibration Model with Support Looseness Fault and Casing Response Characteristics [J]. Shock and Vibration, 2014, 1-23.
- [2] Wang Haifei, Chen Guo, Song Peipei. Asynchronous vibration response characteristics of connectors with looseness fault and its verification [J]. Journal of Vibroengineering, 2015,17(7):3551-3560.
- [3] H. F. Wang, G. Chen, P. P. Song. Asynchronous vibration response characteristics of aero-engine with support looseness fault [J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2016,11:031013-1-031013-10.
- [4] H. F. Wang, G. Chen, P. P. Song. Casing vibration response simulation analysis and its verification under the blade-casing rubbing fault [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2016,138:031004-01-031004-14.
- [5] 王海飞, 陈果, 廖仲坤, 张璋, 邵伏勇. 含支承松动故障的弹用涡扇发动机整机振动建模与机匣的响应特征[J]. 航空动力学报, 2015,30(3):627-638.
- [6] 王海飞, 陈果. 考虑多叶片-机匣多点变形转静碰摩模型的机匣响应特征与验证[J]. 推进技术,2016,37(1):128-145.
- [7] 王海飞, 陈果. 含滚动轴承径向游隙的航空发动机整机振动响应特征[J]. 推进技术,2016,37(5):945-959.
- [8] 王海飞, 陈果, 廖仲坤, 张璋. 某型弹用涡扇发动机振动故障建模与分析[J]. 航空发动机, 2014, 41(2):66-70.
- [9] 王海飞, 陈果, 廖仲坤, 张璋, 邵伏勇. 含支承松动故障的航空发动机非同步振动响应特征分析[J]. 振动、测试与诊断.(已录用)
- [10] 王海飞, 陈果. 连接件松动的非同步振动响应特征分析与验证[J].工程力学(已录用)
- [11] 廖仲坤, 王海飞, 张璋, 陈果, 邵伏勇. 某型发动机支承松动故障机理分析与试车数据验证[J]. 航空计算技术,2014,44(3):36-41.
- [12] 陈果, 王海飞, 刘永泉, 冯国全, 姜广义, 李成刚, 王德友. 新型叶片-机匣碰摩模型及其验证, 航空动力学报 [J],2015,30(4):952-965.
- [13] Chen G., Hao T. F., Wang H. F., Zhao B., Wang J., Cheng X. Y.. Sensitivity Analysis and Experimental Research on Ball Bearing Early Fault Diagnosis Based on Testing Signal from

- Casing, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control [J], 2014, (136):061009-1—061009-10.
- [14] 廖仲坤, 陈果, 王海飞. 套齿联轴器对航空发动机振动特性的影响分析, 中国机械工程 [J], 2015, 26(10):1312-1319.
- [15] 程小勇, 陈果, 李成刚, 王晶, 王海飞. 航空发动机转子系统的模拟支承设计与刚度计[J], 航空计算技术, 2012, 42(6):9-12.
- [16] 陈果, 郝腾飞, 程小勇, 赵斌, 王海飞. 基于机匣测点信号的航空发动机滚动轴承故障诊断灵敏度分析[J]. 航空动力学报, 2014, 29 (12):2874-2884.
- [17] 郝腾飞, 陈果, 廖仲坤, 程小勇, 赵斌, 王海飞. 基于正则化多核判别分析的航空发动机滚动轴承早期故障融合诊断方法[J]. 航空动力学报, 2013, 27 (12):2759-2770.

攻读博士学位期间参加科研项目情况:

- [1] 国防 973 子项目 (613139): 支点变形、转静子间隙场测试及碰摩部位识别技术
- [2] 国家自然科学基金 (61179057): 航空发动机故障智能诊断中学习样本与学习机器的自适应性研究
- [3] 航空科学基金 (2007ZB52022): 航空发动机碰摩耦合故障的耦合动力学分析、知识获取与智能诊断
- [4] 北京动力机械研究所项目: XXX 发动机整机振动分析软件开发, 2012.1-2012.8
- [5] 北京动力机械研究所项目: 涡轮喷气发动机振动分析与故障诊断系统, 2013.8-2013.12
- [6] 中国航空工业集团公司沈阳发动机设计研究所项目: 整机振动故障建模、仿真与信号分析系统, 2013.8-2014.6