

中图分类号: V231.96
学科分类号: 082300

论文编号: 102872026-SX004

学术学位硕士学位论文

多类型复合激励下航空双转子系统中 介轴承耦合振动分析

研究生姓名	张瑞
学科专业	交通运输工程
研究方向	航空发动机整机振动与转子动力学
指导教师	陈果 教授

南京航空航天大学

研究生院 通用航空与飞行学院

二〇二六年三月

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics
The Graduate School
College of General Aviation and Flight

**Coupled Vibration Analysis of the Inter-Shaft
Bearing in an Aero-Engine Dual-Rotor
System under Multi-Type Combined
Excitations**

A Thesis in
Transportation Engineering

by
Zhang Rui

Advised by
Prof. Chen Guo

Submitted in Partial Fulfillment

of the Requirements

for the Degree of

Master of Engineering

March, 2026

独创性声明

本人声明所呈交的硕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。

研究生签名： 张瑞 日期： 2026年3月12日

使用授权声明

本人完全了解南京航空航天大学有关保留、使用学位论文的规定，即学校有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权南京航空航天大学可以将本学位论文的全部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。

研究生签名： 张瑞 导师签名： _____ 日期： _____

摘 要

航空发动机双转子系统中介轴承的耦合极强,其激励来源复杂,包括转子不平衡、转静碰摩、轴承游隙等,在多种复杂激励下,中介轴承载荷变得异常复杂且严酷,严重影响到中介轴承的寿命及使用安全性,从而导致中介轴承故障频发且难以诊断,最终直接影响到航空发动机整机振动特性与飞行安全。为深入揭示多类型复合激励下的航空发动机中介轴承的耦合作用机理,最大程度地降低中介轴承载荷,以提高其使用寿命,本文开展了典型航空发动机整机振动建模、双转子耦合振动仿真分析与试验验证等研究工作。

(1) 首先,阐述了航空发动机整机耦合动力学建模方法。该方法采用有限元法对转子与机匣进行建模,考虑支承系统的非线性特征,并重点集成包含赫兹接触、径向游隙等实际因素的中介轴承动力学模型,形成了能够反映多部件耦合振动的非线性动力学方程。

(2) 其次,基于动力学相似原理研制了带机匣的双转子试验器,采用整机耦合动力学建模方法建立了试验器整机振动模型。通过模态试验与临界转速试验,验证了模型在固有频率、振型及临界转速预测方面的准确性,充分表明了本文整机振动建模方法的正确性与工程适用性。

(3) 在此基础上,将验证后的建模方法应用于某型真实双转子航空发动机,建立了其整机动力学模型,并利用试车数据进行了校验。基于该模型,①仿真分析了转子不平衡激励对中介轴承载荷的影响规律,发现在慢车以上的工作转速范围,高压涡轮的不平衡量对中介轴承载荷影响最大,而高压压气机和低压涡轮次之,低压风扇最小;②仿真分析了转静碰摩对中介轴承载荷的影响规律,发现碰摩对中介轴承载荷影响较小,在碰摩作用下,中介轴承载荷反而有减小的趋势。③仿真分析了中介轴承游隙的影响规律,发现随着中介轴承游隙增大,中介轴承在发动机工作转速区域的载荷随之增大,并随之支承非线性的严重,振动突跳现象也加剧,突跳前的中介轴承载荷达到很大的载荷值,该值随着不平衡量的增加而增加,即中介轴承载荷波动很大;在大不平衡量和中介轴承大游隙的联合作用,将大大加剧中介轴承的载荷,对中介轴承的使用寿命极为不利,因此需要两因素进行联合限制。④仿真分析了中介轴承载荷变化趋势与机匣测点振动加速度的变化趋势的相似性分析,发现涡轮机匣在发动机工作转速范围内与中介轴承载荷趋势更为一致,可以作为中介轴承载荷的重要监控参数。

本文研究工作对于深入理解航空发动机双转子系统的耦合振动机理、中介轴承的载荷识别与控制提供了重要的理论依据与分析手段。

关键词: 航空发动机, 双转子系统, 中介轴承, 耦合振动, 不平衡, 转静碰摩, 径向游隙

ABSTRACT

The inter-shaft bearing in an aero-engine dual-rotor system exhibits strong dynamic coupling, and its excitation sources are highly complex, including rotor unbalance, rotor–stator rub, and bearing clearance. Under multiple combined excitations, the load acting on the inter-shaft bearing becomes extremely complicated and severe, which significantly affects the service life and operational safety of the bearing. Consequently, inter-shaft bearing faults occur frequently and are difficult to diagnose, ultimately influencing the whole-engine vibration characteristics and flight safety. To further reveal the coupling mechanism of the inter-shaft bearing under multi-type combined excitations and reduce its load as much as possible in order to improve its service life, this study carries out research on whole-engine vibration modeling, coupled vibration simulation of dual-rotor systems, and experimental validation for a typical aero-engine.

(1) First, a whole-engine coupled dynamic modeling method for aero-engines is presented. In this approach, the rotor and casing are modeled using the finite element method, while the nonlinear characteristics of the support system are taken into account. In particular, a dynamic model of the inter-shaft bearing incorporating realistic factors such as Hertzian contact and radial clearance is integrated into the system, forming nonlinear dynamic equations capable of describing multi-component coupled vibration.

(2) Second, based on the principle of dynamic similarity, a dual-rotor test rig with casing was developed. Using the proposed whole-engine coupled dynamic modeling method, a vibration model of the test rig was established. Modal tests and critical speed experiments were conducted to validate the accuracy of the model in predicting natural frequencies, vibration modes, and critical speeds. The results demonstrate the correctness and engineering applicability of the proposed whole-engine vibration modeling method.

(3) Furthermore, the validated modeling approach was applied to a practical dual-rotor aero-engine to establish its whole-engine dynamic model, which was further verified using engine test data. Based on this model, several simulation studies were carried out:① The influence of rotor unbalance on the inter-shaft bearing load was analyzed. The results show that, within the operating speed range above idle, the unbalance of the high-pressure turbine has the most significant effect on the bearing load, followed by the high-pressure compressor and the low-pressure turbine, while the low-pressure fan has the least influence.② The influence of rotor–stator rub on the bearing load was investigated. It was found that rubbing has a relatively small impact on the inter-shaft bearing load, and under rubbing conditions the bearing load tends to decrease slightly.③ The effect of inter-shaft bearing clearance was analyzed. The results indicate that as the bearing clearance increases, the load of the inter-shaft bearing within the engine operating speed range increases accordingly. Meanwhile, the nonlinearity of the support becomes more

pronounced, and the vibration jump phenomenon becomes more severe. The bearing load reaches a very high value before the jump occurs, and this value increases with increasing rotor unbalance. In addition, the combined effect of large rotor unbalance and large bearing clearance significantly aggravates the bearing load, which is extremely detrimental to the service life of the inter-shaft bearing. Therefore, these two factors should be jointly controlled.^④ A comparative analysis of the variation trends between the inter-shaft bearing load and the vibration acceleration at casing measurement points was conducted. The results show that the turbine casing acceleration exhibits a trend more consistent with that of the inter-shaft bearing load within the engine operating speed range, and therefore it can serve as an important monitoring parameter for estimating the bearing load.

The results of this study provide important theoretical support and analytical tools for understanding the coupled vibration mechanisms of aero-engine dual-rotor systems, as well as for load identification and control of inter-shaft bearings.

Keywords: Aero-engine, dual-rotor system, inter-shaft bearing, coupled vibration, rotor unbalance, rotor–stator rub, radial clearance

目 录

第一章 绪论	1
1.1 研究背景及意义	1
1.2 国内外研究现状	2
1.2.1 航空发动机整机振动建模方法研究	2
1.2.2 带中介轴承的双转子系统非线性动力学特性研究	4
1.2.3 目前研究存在的问题	6
1.3 研究内容及技术路线	7
第二章 多类型复合激励下的航空发动机整机耦合动力学建模	9
2.1 引言	9
2.2 转子-支承-机匣耦合动力学建模	9
2.2.1 转子系统建模	10
2.2.2 机匣建模	14
2.2.3 支承建模	15
2.2.4 轴承建模	16
2.3 多类型激励动力学建模	19
2.3.1 转子不平衡激励	19
2.3.2 转静碰摩激励	20
2.3.3 中介轴承游隙对载荷的调制作用	21
2.4 求解方法	22
2.5 本章小结	22
第三章 基于带机匣双转子试验器的整机耦合动力学模型验证	23
3.1 引言	23
3.2 带机匣转子试验器简介及其动力学模型	23
3.2.1 带机匣转子试验器简介	23
3.2.2 带机匣双转子试验器的整机动力学模型	25
3.3 带机匣的双转子试验器模态试验验证	25
3.3.1 整机动力学模型模态仿真分析	25
3.3.2 带机匣双转子试验器模态试验	28
3.3.3 模态仿真与试验结果对比	33
3.4 带机匣的双转子试验器临界转速试验验证	34
3.4.1 带机匣双转子试验器临界转速仿真	34
3.4.2 带机匣双转子试验器临界转速试验	35
3.4.3 仿真与试验结果对比	37
3.5 本章小结	37
第四章 某型双转子航空发动机临界转速分析与验证	39
4.1 引言	39
4.2 某型航空发动机耦合动力学模型	39
4.2.1 整机动力学模型	39
4.2.2 整机临界转速分析	40

4.2.3 某型航空发动机整机模型的验证.....	43
4.3 本章小结	45
第五章 转子不平衡及碰摩对中介轴承耦合作用的影响仿真分析.....	46
5.1 引言	46
5.2 转子不平衡对中介轴承耦合作用的影响仿真分析.....	46
5.2.1 初始不平衡量下的中介轴承力仿真分析.....	46
5.2.2 低压风扇 (LPC1) 不平衡量大小对中介轴承载荷的影响.....	47
5.2.3 低压涡轮 (LPT) 不平衡量大小对中介轴承力的影响.....	48
5.2.4 高压压气机 (HPC) 不平衡量大小对中介轴承力的影响.....	48
5.2.5 高压涡轮 (HPT) 不平衡量大小对中介轴承力的影响.....	49
5.2.6 中介轴承载荷对不平衡量敏感性分析.....	50
5.2.7 转子不平衡对中介轴承耦合作用影响小结.....	51
5.3 转静碰摩对中介轴承耦合作用的影响仿真分析.....	52
5.3.1 转静碰摩仿真条件.....	52
5.3.1 低压风扇转子碰摩对中介轴承载荷的影响.....	52
5.3.2 高压压气机转子碰摩对中介轴承载荷的影响.....	53
5.3.3 高压涡轮碰摩对中介轴承载荷的影响.....	54
5.3.4 低压涡轮碰摩对中介轴承载荷的影响.....	55
5.4 本章小结	56
第六章 中介轴承径向游隙对中介轴承耦合作用的影响仿真分析.....	58
6.1 引言	58
6.2 中介轴承游隙对中介轴承载荷的影响.....	58
6.2.1 不同轴承径向游隙下的中介轴承载荷对比.....	58
6.2.2 中介轴承载荷瀑布图对比.....	60
6.2.3 中介轴承载荷组合频率分量对比.....	61
6.3 中介轴承游隙和不平衡量复合激励对中介轴承载荷的影响.....	62
6.3.1 中介轴承载荷对比.....	62
6.3.2 中介轴承载荷瀑布图对比.....	64
6.4 中介轴承游隙和转静碰摩复合激励对中介轴承载荷的影响.....	66
6.4.1 中介轴承载荷分析.....	66
6.4.2 中介轴承载荷瀑布图对比.....	68
6.5 中介轴承游隙对中介轴承载荷传递特性影响.....	69
6.6 本章小结	72
第七章 总结	73
7.1 论文主要工作总结.....	73
7.2 后续研究及展望	74
参考文献	75
致 谢	80
在学期间的研究成果及发表的学术论文.....	81
附录 A 带机匣双转子试验器的整机动力学模型参数.....	83

A.1 转子模型参数.....	83
A.2 机匣模型参数.....	86

图表清单

图 1.1 某型航空发动机.....	1
图 1.2 航空发动机中介主轴承损伤情况.....	2
图 1.3 本文总体框架图.....	8
图 2.1 航空发动机整机振动动力学模型.....	10
图 2.2 转子段示意图.....	10
图 2.3 有限元转子动力学模型.....	10
图 2.4 机匣建模.....	15
图 2.5 滚珠与内外圈相对变形示意图.....	17
图 2.6 轴承倾斜示意图.....	18
图 2.7 滚子-滚道接触分量示意图.....	18
图 2.8 带局部凸度的滚子示意图.....	19
图 2.9 碰摩模型示意图.....	20
图 2.10 碰摩计算流程图.....	21
图 2.11 含碰摩-不平衡的转子-支承-机匣耦合动力学求解流程.....	22
图 3.1 双转子试验器结构原理图.....	24
图 3.2 双转子试验台实物图.....	24
图 3.3 双转子试验器结构示意图.....	25
图 3.4 双转子试验器转子动力学模型简图.....	25
图 3.5 模态仿真锤击点示意图.....	26
图 3.6 锤击 LPC1 时双转子模拟试验器的频响函数.....	26
图 3.7 锤击 HPC 时双转子模拟试验器的频响函数.....	27
图 3.8 前三阶模态振型图.....	28
图 3.9 力锤及振动信号采集系统.....	28
图 3.10 低压压气机测量时模态试验示意图.....	29
图 3.11 双转子模拟试验器低压转子的频响函数.....	29
图 3.12 低压涡轮盘测量时模态试验示意图.....	30
图 3.13 双转子模拟试验器低压转子的频响函数.....	30
图 3.14 低压前两阶模态振型图.....	31
图 3.15 高压压气机盘测量时模态试验示意图.....	31
图 3.16 双转子模拟试验器高压转子的频响函数.....	32
图 3.17 高压压气机盘测量时模态试验示意图.....	32
图 3.18 双转子模拟试验器高压转子的频响函数.....	33
图 3.19 高压转子前两阶模态振型图.....	33
图 3.20 各转盘位移分量振幅与对应转速关系图.....	35
图 3.21 双转子试验器测试系统传感器布置.....	36
图 3.22 各转盘位移分量及有效值振幅与对应转速关系图.....	37
图 4.1 某型双转子航空发动机.....	39
图 4.2 发动机结构简图.....	39
图 4.3 整机模型计算图.....	40
图 4.4 基于各转盘测点 X 向位移分量振幅与对应转速关系图.....	41

图 4.5 机匣各测点 X 向振动加速度分量与对应转速关系图.....	42
图 4.6 高低压激励各阶模态振型图.....	43
图 4.7 进气机匣测点振动速度.....	44
图 4.8 临界转速下整机模态计算结果.....	44
图 4.9 振动速度实测值.....	44
图 4.10 临界转速仿真结果.....	44
图 5.1 中介轴承作用力与转速的变化关系.....	47
图 5.2 不同 LPC1 不平衡量时中介轴承力有效值与转速的变化关系.....	47
图 5.3 不同 LPT 不平衡量时中介轴承力有效值与转子转速关系图.....	48
图 5.4 不同 HPC 不平衡量时中介轴承力与转子转速关系图.....	49
图 5.5 不同 HPT 不平衡量时中介轴承力与转子转速关系图.....	49
图 5.6 中介轴承载荷转速基频分量对各个盘的不平衡量灵敏度.....	51
图 5.7 低压风扇碰摩时中介轴承力的全转速变化趋势图.....	53
图 5.8 高压压气机碰摩时中介轴承力的全转速变化趋势图.....	54
图 5.9 高压涡轮碰摩时中介轴承力的全转速变化趋势图.....	55
图 5.10 低压涡轮碰摩时中介轴承力的全转速变化趋势图.....	56
图 6.1 中介轴承不同游隙时载荷随 N2 转速变化曲线.....	59
图 6.2 中介轴承不同游隙时载荷有效值瀑布图.....	60
图 6.3 中介轴承不同游隙时力有效值瀑布图.....	62
图 6.4 50 μm 间隙时不同 HPT 不平衡量时中介轴承载荷与转速关系图.....	63
图 6.5 100 μm 间隙时不同 HPT 不平衡量时中介轴承载荷与转速关系图.....	63
图 6.6 300 μm 间隙时不同 HPT 不平衡量时中介轴承载荷与转速关系图.....	64
图 6.7 50 μm 间隙时不同 HPT 不平衡量时中介轴承载荷瀑布图.....	65
图 6.8 100 μm 间隙时不同 HPT 不平衡量时中介轴承载荷瀑布图.....	65
图 6.9 300 μm 间隙时不同 HPT 不平衡量时中介轴承载荷瀑布图.....	66
图 6.10 不同游隙下 HPT 碰摩时中介轴承 X 向载荷及 Y 向碰摩力与转子转速关系图.....	68
图 6.11 不同游隙下 HPT 碰摩时中介轴承载荷 X 向和 Y 向与 N2 的变化关系.....	68
图 6.12 中介轴承不同游隙下碰摩时载荷瀑布图.....	69
图 6.13 不同游隙下机匣各测点加速度与中介轴承载荷随转速变化关系.....	70
图 6.14 不同游隙下机匣各测点传递率与中介轴承载荷随转速变化关系.....	71
图 6.15 50 μm 游隙下机匣各测点加速度与中介轴承载荷随转速变化关系.....	72
表 3.1 模态仿真与试验结果对比.....	33
表 3.2 自定义时间历程.....	34
表 3.3 根据各转盘位移得到的临界转速.....	35
表 3.4 根据各转盘测点位移得到的临界转速.....	37
表 3.5 临界转速仿真值与实测值对比.....	37
表 4.1 自定义时间历程.....	40
表 4.2 各级盘的偏心距/mm.....	41
表 4.3 根据各转盘 X 向测点位移得到的临界转速.....	42
表 4.4 根据机匣各测点 X 向振动加速度分量得到的临界转速.....	42
表 4.5 临界转速结果对比.....	45

表 5.1 低压和高压激励下的临界转速计算条件.....	50
表 A.1 低压转子单元信息.....	83
表 A.2 低压转子节点信息.....	84
表 A.3 高压转子单元信息.....	85
表 A.4 高压转子节点信息.....	85
表 A.5 机匣单元信息.....	86
表 A.6 机匣节点信息.....	86
表 A.7 转子与机匣支承参数.....	87
表 A.8 机匣-基础连接支承参数	87
表 A.9 转子-转子中介轴承连接支承参数	87
表 A.10 滚珠轴承参数.....	88
表 A.11 圆柱滚子轴承参数.....	88

注释表

E	弹性模量	I	截面惯性矩
G	剪切模量	ν	泊松比
L	长度	ρ	密度
A	截面积	P_i	圆盘序号
m_{rpi}	圆盘质量	J_{ddi}	赤道转动惯量
J_{pdi}	极转动惯量	F_{xi}, F_{yi}, F_{zi}	转子各节点所受的外部力
$M_{xi}, M_{yi}, M_{zi}, M_{zi}$	转子各节点所受的力矩	Q_e	广义外力向量
M_{Tc}	梁单元质量矩阵	M_{Re}	梁单元质量惯性矩阵
G_e	梁单元陀螺矩阵	K_{Be}	梁单元弯曲和剪切刚度矩阵
K_{Ac}	梁单元拉伸刚度矩阵	q_e	梁单元广义位移向量
J	截面极惯性矩	ϕ_s	剪切变形系数
A_s	有效抗剪面积	M_{Td}	圆盘单元质量矩阵
Q_d	外部激励力	G_d	圆盘单元陀螺矩阵
M_{Rd}	圆盘单元惯性矩阵	d	内径
q_d	圆盘单元广义位移向量	D	外径
K_s	转子系统刚度矩阵	M_s	转子系统质量矩阵
$q_s, \dot{q}_s, \ddot{q}_s$	转子系统的广义位移、速度和加速度向量	C_s	转子系统阻尼矩阵
G_s	转子系统陀螺矩阵	Q_s	转子系统广义外力向量
M_c	机匣的质量矩阵	q_c	机匣的广义位移向量
C_c	机匣的阻尼矩阵	Q_c	机匣的广义外力向量
K_c	机匣的刚度矩阵	Q_j	滚珠对轴承内圈沿法线方向的接触力
k_n	滚珠与内外圈之间的总	S_d	滚子轴承的游隙
Z	滚子数目	K	切片数
w	切片宽度	ψ_j	第 j 个轴承位置角
Δr_j	径向载荷在方位角为 j	$c\lambda$	滚子凸度在第 λ 个切片上产
$\Delta \theta_j$	轴承不同轴及滚子倾斜	l	滚子的有效工作长度
β	滚子直线段长度系数	l_s	直线段长度

Δ	滚子凸度量	$\delta_{\lambda j}$	第 j 个滚子、第 λ 个切片的总
Q_j	第 j 个滚子的 K 个切片	ω	转子旋转速度
e	转子不平衡量	F	中介轴承力
Δe	不平衡量增加量	ΔF	中介轴承力增加量
S	不平衡灵敏度	$c(\theta)$	转静间隙分布曲线
θ	机匣圆周角度	kr	碰摩刚度
f	摩擦系数	R_{i4}	中介轴承力传递率

缩略词

缩略词	英文全称
LPC	Low Pressure Compressor
LPT	Low Pressure Turbine
HPC	High Pressure Compressor
HPT	High Pressure Turbine
RC	Rolling Contact
CB	Compliant Bearing
RRM	Rotor-Rotor Mediator
N1	Low-Pressure Rotor Speed
N2	High-Pressure Rotor Speed

第一章 绪论

1.1 研究背景及意义

作为被誉为“工业皇冠上明珠”的航空发动机不仅是衡量一国科技创新能力与工业体系成熟度的重要标志，更直接体现了国家的综合工业与国防实力。为了维护国家安全、夯实战略自主地位，自 2015 年起，我国相继实施了以“制造强国”、“航空发动机与燃气轮机”为核心的系列专项计划^[1]。这些顶层战略文件明确指出，应以加速突破航空发动机关键核心技术为当前紧迫目标，构建自主可控的高端装备制造体系。

航空发动机作为一种典型的高复杂度机电耦合系统，其结构精密程度极高。以某型国产大推力发动机为例，如图 1.1 所示，为了实现结构紧凑，其设计采用了带中介轴承的双转子布局，并引入多支点支撑结构——全机共有 5 个支点，且支点间同心度难以在装配过程中严格保持一致。与此同时，发动机整体跨度达到约 1.9 m，在宽转速运行区间内极难实现理想的刚性转子特性。此外，系统内部还包含大量螺栓与联接件构成的复杂装配结构，整机由超过 3 万个零部件共同组成，形成了典型的多支点复杂转子系统。在服役工况上，该类发动机需长期运行于极端严苛的多维环境之中——环境温度可达约 2000℃，转速范围覆盖低压转子 3000~9000 r/min 与高压转子 7000~15000 r/min 的高速宽域区间。在此条件下，发动机不仅承受着剧烈的气动载荷，还需满足高机动飞行的稳定性要求。复杂的机械结构与高热-高转速的服役环境叠加，使得发动机故障风险显著增大，成为威胁飞行安全的主要隐患之一。



图 1.1 某型航空发动机

在航空发动机的整体运行体系中，轴承作为核心支撑与传动部件，需长期承受高速旋转、高温热负荷以及巨大机械载荷的多重耦合作用。与此同时，其工作环境具有显著的动态波动特征——运行状态在不同飞行阶段频繁变化，使得轴承在服役过程中极易产生结构与功能性失效。

一旦轴承出现异常，其后果将直接威胁发动机的运行安全。轻微失效通常表现为转子系统振动幅度显著增加、静转子间发生非计划性接触与摩擦；而在严重情况下，则可能引发转子系统结构损坏，甚至导致整机失效，诱发重大飞行安全事故。相关统计数据显示，某型号航空发动机在服役期间的提前更换事件中，有约 60% 的原因可归因于发动机滚动轴承等关键零部件的磨损性故障；而在空中停车事故中，超过 37.5% 的案例同样与此类磨损失效密切相关。其中，中介轴承由于同时承受复杂的径向载荷和温度载荷，且润滑条件较差，目前是主轴承最为突出的失效部位，如图 1.2 所示。



图 1.2 航空发动机中介主轴承损伤情况

由于我国先进发动机研发起步较晚，对于双转子耦合振动机理的研究尚不够深入，尤其是在多类型复杂激励下的双转子非线性耦合振动模拟分析研究工作较少。因此，本文将利用航空发动机整机耦合动力学分析方法，详细研究多类型复合激励下的典型双转子航空发动机中介轴承的耦合振动机理及其载荷变化规律，旨在明确影响中介轴承载荷的关键控制变量与影响因素，最终为实际航空发动机整机振动控制提供坚实的技术支撑。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 航空发动机整机振动建模方法研究

航空发动机转子系统的动力学特性分析对计算方法与建模精度高度敏感。研究表明，不同求解方法在相同模型下的计算误差通常不超过 5%，而模型选取差异可能导致结果偏差超过 10%，甚至出现数量级差异^[2]。因此，在建模过程中合理简化结构、准确获取关键经验参数，对转子系统动力学特性的精确描述具有决定性意义。目前应用最广的建模方法主要包括传递矩阵法、模态综合法和有限元法。

(1) 传递矩阵法

传递矩阵法由 Myklestad^[3]与 Prohl^[4]在 20 世纪 40 年代首次提出，用于分析转子系统的临界转速。该方法通过建立转轴相邻截面状态量之间的传递关系矩阵，并结合边界条件求解系统固有频率与振型。由于计算规模与系统自由度无关，其在链式或串联结构分析中具有显著的效

率优势，但在复杂多跨系统中易出现数值不稳定问题^[5]。

1978年提出的 Riccati 传递矩阵法^[6]显著改善了传统算法的稳定性，并衍生出传递矩阵-直接积分法、子结构传递矩阵法等多种形式，被广泛用于复杂转子系统的瞬态响应分析。晏砺堂等^[7]基于子结构思想提出了复杂转子系统的子结构传递矩阵法，并引入动坐标系研究带非线性阻尼器的双转子动力特性。洪杰等^[8]在传统框架上引入整体传递矩阵以求解多转子系统的临界转速和振型。蒋书运等^[9]进一步应用整体传递矩阵法分析航空发动机多转子系统的动力学特性，解决了传统方法难以编制通用分析程序的问题。庞辉等^[10-11]基于 Riccati 变换发展了整体传递矩阵法用于双转子临界转速计算；杨建刚等^[12]通过参数匹配方法改进传递矩阵法，实现多跨转子结合面的高效求解。为提高高阶计算精度，Deng H 等^[13]将有限元思想引入传递矩阵法，构建陀螺转子传递辛矩阵。结果表明，该方法在第六阶及以上临界转速计算中误差低至 0.03%，显著优于传统算法，为高阶转子系统分析提供了高精度建模途径。

(2) 模态综合法

模态综合法于 20 世纪 70 年代由 Hurty W.C. 等^[14]提出，其核心思想为将复杂系统分解为若干子结构，分别提取主模态后再通过连接界面耦合形成整体模型。该方法兼具有限元法的精度与较高的计算效率，发展过程中形成了固定界面法和自由界面法两种典型形式。

Glasgow D.A. 等^[15]采用固定界面法分析多转子系统动力学特性；Li D.F. 等^[16]基于自由界面法计算无阻尼双转子系统的模态，并评估了模态截断误差。欧园霞等^[17-18]结合模态综合与有限元方法，实现了航空发动机整机系统的临界转速与稳态、瞬态响应分析。Shanmugam 等^[19]则融合固定与自由界面法优点，提出考虑陀螺效应的混合模态综合法，用于双转子-轴承系统的非线性动力学研究。Yang 等^[20]以柔性轴-弹性盘系统为对象，采用模态综合法建立动力学方程并基于 Runge-Kutta 法求解，研究气动激励对系统稳定性与响应的影响。结果表明，盘模态振动显著影响高转速下的轴向横振固有频率，轴-盘耦合会使系统固有频率略有下降。偏心距主要影响响应幅值而对稳定性作用较小；随着转速和盘半径增加，气动激励引起的响应占比增大，而右移支承位置可有效提升系统稳定性。

(3) 有限元法

随着计算机性能的提升，有限元法在转子动力学建模中的优势日益凸显。其通过区域划分和响应插值实现对连续系统的离散化描述，既避免了传递矩阵法的数值不稳定，又具备统一的方程表达形式。Ruhl^[21]于 1970 年首次将有限元法引入转子动力学建模；Nelson 等^[22]进一步将陀螺效应、轴向力矩与铁木辛柯梁理论纳入有限元框架，使模型更接近实际工况。

根据自由度与精度的平衡，可将有限元模型分为一维、二维与三维类型。一维模型自由度最少、效率最高，适用于叶片与轮盘简化建模，但可能带来一定误差；二维模型适合轴对称结构，而三维模型能完整保留几何与质量特性，精度最高但计算量最大。孙传宗等^[23]针对某型双

转子-支承系统建立了三维高精度实体模型, 并采用 Craig-Bampton 固定界面模态综合法进行模型降阶, 大幅降低了计算量并保持良好收敛性。路振勇等^[24-25]基于惯性等效原理提出了工程降维方法, 使简化模型仍能准确反映系统动力学特性。陈果^[26]针对含中介轴承的双转子系统建立了支承-机匣耦合动力学模型, 引入非线性滚动轴承与挤压油膜阻尼器模型, 并采用运用 Newmark-B 法和改进的 Newmarke 法(翟方法)相结合的数值积分获取系统非线性动力学响应。吴英祥等^[27]提出整机实体-梁单元混合建模方法, 用于模拟主轴承剥落故障下的整机振动响应, 仿真误差不超过 1%, 验证了该方法的有效性。

Wang 等^[28]基于有限元与自由度凝聚技术建立燃气轮机转子瞬态动力学模型, 研究叶片脱落引起的冲击响应特性。结果显示, 叶片脱落会显著改变振动频谱结构, 冲击因子随转速与脱落位置变化而敏感。Yu 等^[29]利用三维有限元法建立考虑转子间碰摩的双转子模型, 发现碰摩可导致高、低压转子振动耦合, 产生新的共振峰并激发连续、间歇及自激三类碰摩形式; 降低摩擦系数与碰摩刚度可有效抑制自激振动。Han 等^[30]利用三维有限元法建立考虑转子间碰摩的双转子模型, 发现碰摩可导致高、低压转子振动耦合, 产生新的共振峰并激发连续、间歇及自激三类碰摩形式; 降低摩擦系数与碰摩刚度可有效抑制自激振动。

国际上, 以通用电气(GE)、罗尔斯·罗伊斯(Rolls-Royce)与普惠(Pratt & Whitney)为代表的研究机构自 20 世纪 80 年代起即开展航空发动机整机建模与实验验证工作, 涉及 BR715、等多型发动机^[31-33]。Moore J.J.等^[34]利用三维实体单元法计算涡轮压缩机整体动力学特性; Schönrock 等^[35]基于有限元法对 BR710 发动机进行建模与试验验证, 结果吻合良好。Marc-Antoine B.等^[36]提出静子机匣法兰螺栓的非线性有限元建模方法, 为机匣结构早期设计提供了理论依据。Meguid S.A.等^[37]利用 LS-DYNA 进行鸟撞仿真, 揭示了叶片冲击下的非线性动态响应机理。Zang C.P.与 Ewins D.J.等^[38]将模态修正理论引入发动机研发, 通过试验数据修正有限元模型, 提高了整机动力学预测精度。

1.2.2 带中介轴承的双转子系统非线性动力学特性研究

双转子系统因其结构紧凑、功率密度高, 被广泛应用于现代航空发动机。为减轻整机质量并优化动力传递路径, 常在高、低压转子之间设置中介支承(又称轴间轴承)。该部件不仅承担载荷传递作用, 还显著增强了高、低压转子之间的耦合效应, 使系统的非线性动力学行为更为复杂。因此, 带中介轴承的双转子系统动力学研究成为国内外学者关注的重点之一。

Li 等人^[39]基于实际发动机建立了考虑支承间隙、赫兹接触及轴承非线性的双转子系统模型, 研究发现轴承间隙增大会诱发混沌现象。Lu 等人^[36]研究圆柱滚子轴间轴承耦合下双转子系统的非线性响应, 指出径向游隙、垂直载荷及转速比对超谐波与组合频率成分均有显著影响。廖明夫等^[41-48]基于简支对称模型, 分析了中介轴承对双转子振动特性的作用, 提出高、低压转速

差应保持在 10%以上以避免拍振；同时指出，中介轴承各向异性会激发组合频率 $2N_2 \pm N_1$ ，削弱系统稳定性。其后，通过带中介轴承双转子实验装置验证了“交叉激励”模态特性，证明当被激励转子响应占优时系统对不平衡激励不敏感。

胡清华等^[49]建立了五自由度航空发动机双转子动力学模型，并与三自由度及线性化模型对比，结果表明转子旋转自由度及支承非线性特性对系统响应影响显著。符毅强等^[50]在考虑中介轴承非线性力的简化模型基础上，揭示了系统幅频响应的共振滞后特性，并分析了转速比、径向游隙及阻尼比的影响规律。Ma 等^[51]在考虑中介轴承非线性力的简化模型基础上，揭示了系统幅频响应的共振滞后特性，并分析了转速比、径向游隙及阻尼比的影响规律。

在实验与参数影响研究方面，蒋云帆^[52]与王四季^[53]分别研究了中介轴承装配条件的动力学影响。结果表明，当内外环采用间隙配合时，系统会出现强烈的非线性响应，伴随明显次谐波与倍频成分；提高预紧力矩或平衡精度可有效抑制该类非线性振动。罗贵火等^[54-58]基于 Hertz 接触理论建立了中介轴承非线性刚度模型，发现系统在不同转速下可呈现周期性、拟周期性及混沌振动特征。当高、低压转速差较小时，拍振尤为明显；适当减小径向游隙有助于稳定运行。结合有限元与模态综合法的研究进一步指出，支承非线性可能导致分岔与混沌行为，其动力学机理表现为转子-支承耦合下的强非线性特征。

在系统耦合层面，贾延等^[59]基于 Hertz 接触与集中质量法建立中介轴承-双转子模型，通过分岔图与庞加莱截面揭示了径向游隙与接触刚度变化下的非线性响应规律。Kang 等^[60]建立具有五点支承的双转子模型，利用全谱分析方法揭示不平衡激励下的反向旋转现象，并通过实验验证模型有效性。黄江博等^[61]建立具有五点支承的双转子模型，利用全谱分析方法揭示不平衡激励下的反向旋转现象，并通过实验验证模型有效性。李岩等^[62]研究了“双转子临界跟随”现象机理，揭示其对系统稳定性的显著影响。

侯磊等^[63-66]对双转子-中介轴承系统的非线性动力学行为进行了系统研究。研究综合考虑分数指数非线性、径向游隙、参数激励及双频不平衡等因素，利用数值积分与谐波平衡法分析系统响应。结果表明，系统在通过一阶临界转速时均会出现振动突跳与双稳态现象，不平衡量、转速比、轴承刚度、滚子数及间隙等参数均对非线性响应有显著影响。进一步引入中介轴承局部缺陷后，发现系统分岔图中出现多个由特征频率与转频形成的组合共振区，表现出周期-拟周期-再周期的演化规律。HB-AFT 分析显示系统除主共振外存在多组组合共振峰，且轴承间隙增大会导致系统刚度削弱并强化“软化-硬化”特性。在整机层面，考虑中介轴承非线性恢复力的仿真结果表明，间隙增大会引起突跳、双稳态及组合共振等非线性响应，机匣测点可有效反映内部转子振动特征。

Ma 等^[67]建立了带中介轴承双转子系统动力学模型，提出基于能量分布关系的模态耦合评估参数，分析了轴承布置位置对高、低压转子耦合特性的影响。结果表明，将中介轴承布置于

低压转子质心附近可有效抑制模态耦合，并提出基于模态叠加原理的耦合振动控制方法，在宽转速范围与复杂激励下均能显著降低系统耦合响应。

Wu 等^[68]基于有限元与模态综合法建立了考虑转子间碰摩的双转子-支承-机匣耦合模型，采用 Newmark- β 法结合 Newton-Raphson 迭代求解。研究表明，碰摩刚度增大易诱发自激振动，且转速比变化影响自激区范围。试验结果验证了模型的有效性。李静等^[69]基于有限元与模态综合法建立了考虑转子间碰摩的双转子-支承-机匣耦合模型，采用 Newmark- β 法结合 Newton-Raphson 迭代求解。研究表明，碰摩刚度增大易诱发自激振动，且转速比变化影响自激区范围。试验结果验证了模型的有效性。郑华林等^[70]将气流激励(Alford 力)引入中介轴承非线性模型，揭示了气动-结构耦合下系统的复杂振动特征。王杰等^[71]通过振动耦合参数定量分析发现，中介轴承受力变化可反映转子间耦合强度，临界转速附近效应最为显著。

向玲等^[72,73]综合考虑转子不平衡与支承非线性因素，建立内外双转子耦合模型，利用分岔图、庞加莱截面及频谱分析研究不同不平衡量与激励频率下的振动特征。结果表明，系统在升速过程中会出现两次主共振，对应内、外转子固有频率；不平衡量增大会显著放大系统响应，且对内转子影响更明显。非线性支承与不平衡参数的耦合是引发复杂分岔与多稳态响应的关键因素。

陈毅^[74]针对传统双转子模型难以描述高维非线性特性的问题，建立了双转子-轴承-机匣系统的高维非线性模型，并提出基于缩聚迭代与快速傅里叶变换的谐波平衡法(DRF-HB)。研究揭示了主共振与组合共振下的振动跳跃、多稳态与共振滞后现象，指出中介轴承间隙对共振区宽度与位置影响显著。进一步考虑局部缺陷后发现，内、外圈损伤会在对应特征频率及倍频处显著放大响应，为复杂结构故障机理分析提供了新思路。

吴太欢等^[75]针对传统双转子模型难以描述高维非线性特性的问题，建立了双转子-轴承-机匣系统的高维非线性模型，并提出基于缩聚迭代与快速傅里叶变换的谐波平衡法(DRF-HB)。研究揭示了主共振与组合共振下的振动跳跃、多稳态与共振滞后现象，指出中介轴承间隙对共振区宽度与位置影响显著。进一步考虑局部缺陷后发现，内、外圈损伤会在对应特征频率及倍频处显著放大响应，为复杂结构故障机理分析提供了新思路。

1.2.3 目前研究存在的问题

总体而言，传递矩阵法、模态综合法和有限元法在发动机转子系统的建模与分析中各具优势：传递矩阵法适合链式结构的分析，模态综合法平衡了精度与计算效率，有限元法则以高精度适用于复杂结构的动力学分析。三维模型的精度通常最高，适用于精确度要求较高的线性问题；对于非线性问题，如在分析转静碰摩、转子裂纹和挤压油膜阻尼器等非线性转子系统时，自由度较低的一维模型和传递矩阵法更具优势。目前，高效且高精度的非线性动力学模型仍是

重要的研究课题，其计算结果能否准确反映实际工程中的转子系统特性还有待进一步验证。

同时，国内外学者已在带中介轴承双转子系统的建模、非线性分析、试验验证及参数影响等方面取得了丰富成果，系统揭示了中介轴承在引发复杂非线性响应、分岔及混沌中的关键作用。然而，目前的研究仍存在以下不足：缺乏机匣振动特性与结构耦合效应的考虑，多数模型仅聚焦于转子子系统，整机层面耦合分析不足，难以准确反映多部件相互作用下的动力学特征；滚动轴承模型简化过度，尚未充分揭示复杂工况下中介轴承载荷分布与关键敏感参数的作用规律，缺乏对复杂激励下的中介轴承耦合作用进行深入研究，无法发现对中介轴承载荷影响最为敏感的因素。

1.3 研究内容及技术路线

为深入研究多类型复合激励下航空发动机双转子系统的中介轴承耦合振动问题，揭示关键因素对中介轴承载荷的影响机制，本文以某型带中介轴承的双转子航空发动机为研究对象，开展整机耦合动力学建模、验证、以及不平衡、转静碰摩及轴承游隙等多种激励下的仿真分析。具体研究内容与全文结构安排如下：

第一章：绪论。阐述课题的研究背景与工程意义，综述航空发动机整机振动建模方法及带中介轴承的双转子系统非线性动力学特性的国内外研究现状，明确本文的研究目标与技术路线，并概述全文的结构安排。

第二章：航空发动机耦合动力学建模。阐述航空发动机双转子-支承-机匣耦合动力学模型的总体构建方法。分别介绍转子系统、机匣、支承及滚动轴承等关键部件的有限元与集总参数建模理论，建立各部件的动力学方程及其耦合关系，并给出系统非线性动力学方程的求解方法，为后续研究奠定理论基础。

第三章：基于带机匣双转子试验器的整机耦合动力学模型验证。介绍为验证建模方法而研制的带机匣双转子试验器，并基于第二章的方法建立其动力学模型。通过开展试验器的模态试验与全转速域临界转速试验，对比仿真与试验结果，验证所建立整机动力学模型的正确性与建模方法的有效性。

第四章：某型带中介轴承的双转子航空发动机临界转速分析与验证。将经过验证的建模方法应用于某型真实航空发动机，建立其整机耦合动力学模型。对该发动机进行临界转速计算，并与试车实测数据对比分析，完成对工程应用模型的校验，为后续基于该模型的故障与参数影响分析提供可靠的仿真平台。

第五章：转子不平衡及碰摩对中介轴承耦合作用的影响仿真分析。基于已验证的某型发动机整机模型，分别研究高低压转子关键转盘处的不平衡量大小对中介轴承载荷的敏感性及其影响规律；同时，分析不同部位发生转静碰摩故障时，系统的非线性响应及对中介轴承载荷的调制

作用，揭示两类典型故障的激励特征与影响。

第六章：中介轴承径向游隙对中介轴承耦合作用的影响仿真分析。系统研究中介轴承自身关键参数——径向游隙，在单一激励及与不平衡、碰摩故障复合激励下，对系统动力学行为及中介轴承载荷的非线性影响。分析游隙变化对振动频谱、组合频率及载荷突跳现象的作用，并探讨基于机匣振动响应间接评估轴承载荷的传递特性。

第七章：总结与展望。全面总结本文的主要研究工作和取得的重要结论，归纳研究中的创新点，并基于当前工作的不足，对后续值得深入研究的重点方向进行展望。

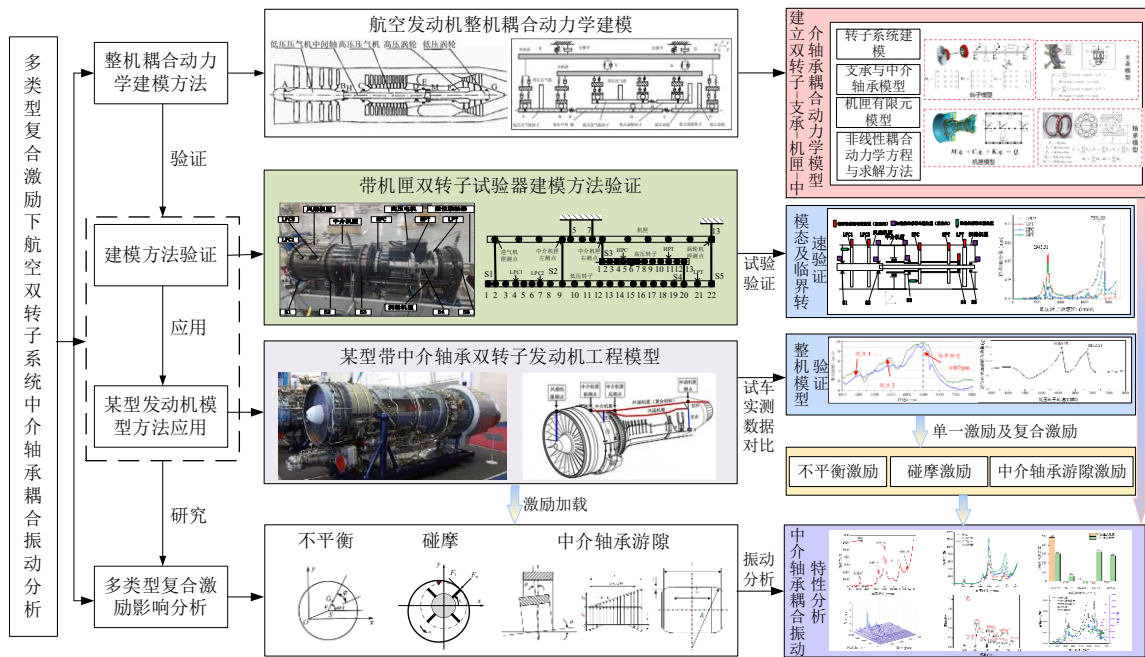


图 1.3 本文总体框架图

第二章 多类型复合激励下的航空发动机整机耦合动力学建模

2.1 引言

航空发动机作为现代航空器的核心动力装置，对可靠性和安全性的要求极高。任何故障都可能引发严重事故，造成不可估量的损失。目前，典型的双转子航空发动机为实现结构紧凑，普遍采用中介轴承支承方式。然而，实际运行与测试数据表明，在某些特定条件下，高、低压转子可能产生严重的耦合振动，导致整机振动超出标准。因此，为了分析双转子系统耦合振动，需建立整机动力学建模，考虑滚动轴承赫兹接触、径向间隙等现实因素，构建完整的耦合动力学模型。

本章主要阐述了转子-支承-机匣耦合动力学模型以及模型求解方法。首先，本章将分别对转子、机匣、支承及滚动轴承等各个关键部件进行详细的动力学建模。随后，通过建立各部件之间的连接关系，将它们有机地耦合在一起，形成一个完整的整机动力学模型。同时考虑不平衡故障、碰摩故障以及轴承间隙等故障建模。最后采用隐式积分（Newmark- β 法）和显示积分方法结合的形式，求解整机动力学模型。此项工作作为后续整机耦合振动分析奠定基础。

2.2 转子-支承-机匣耦合动力学建模

针对某型实际航空发动机，在综合考虑转子、支承、机匣及轴承等关键部件的基础上，构建了完整的整机耦合振动动力学模型^[76]。该模型充分反映了各部件之间的连接特性与支承系统间的相互耦合效应。通过对不同子系统进行逐步建模，并对连接关系开展系统性综合分析，最终形成了可描述整机动力学行为的耦合模型。其建模流程如图 2.1 所示。

在模型构建过程中，转子系统被抽象化为由若干支承与转盘组成的动力学结构单元。采用有限元离散化方法，将转子视为由普通梁单元构成的连续弹性体，以便获得其振动特性。

对于机匣建模部分，本文将机匣等效为梁式结构单元，通过有限元方法建立其运动方程，以描述机匣在动态载荷作用下的响应特征。

在支承系统建模中，引入了离散化支承模型，定义了转子—机匣—基础三者之间的线性与非线性连接关系，并计算了各节点处的受力与力矩分布情况，以准确刻画支承系统的动态特性。

对于轴承单元，本文分别建立了角接触球轴承与圆柱滚子轴承的动力学模型，推导了复杂接触条件下的轴承力解析表达式，并将该结果输入至支承模型中以实现动力学耦合。

最后，将上述各子系统模型进行统一耦合，形成转子—支承—机匣一体化动力学模型，并采用数值积分方法对系统方程进行求解，从而获得整机的动态响应特性。

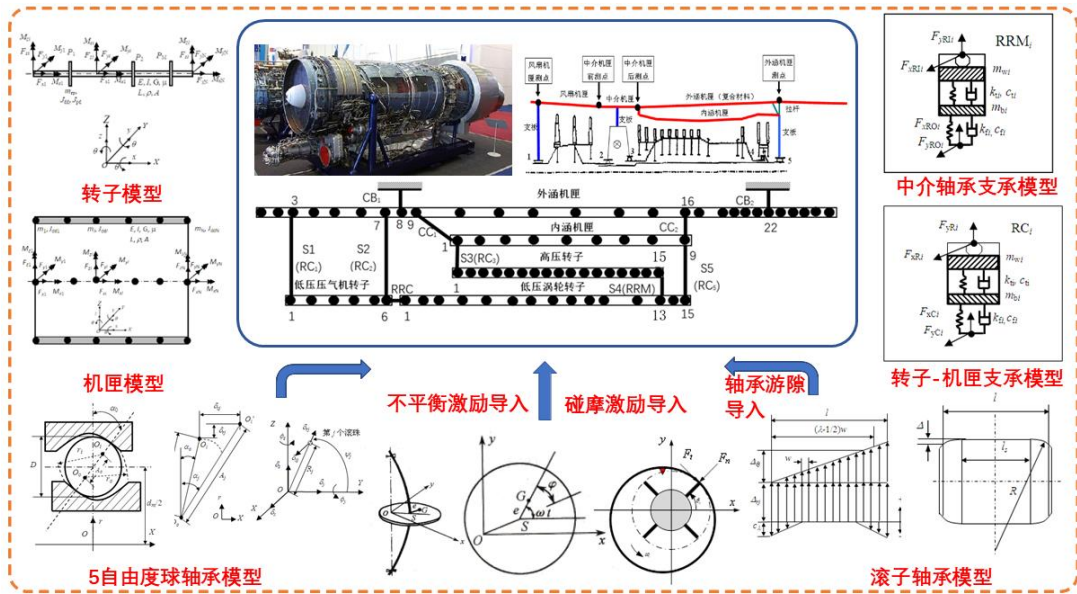


图 2.1 航空发动机整机振动动力学模型

2.2.1 转子系统建模

转子系统主要包含转轴、固定在转轴上的转盘以及支撑转子的支承。转轴可离散为多个 Timoshenko 梁单元。对于一个梁单元，它由两个节点构成，如图 2.2 所示，每个节点有 6 个自由度。所以每个梁单元具有 12 自由度，分别为在两个节点处的 3 个平动自由度和 3 个旋转自由度。而转盘则将其视为刚体，忽略转盘自身的变形，使用集中质量点模型进行建模。转子与机匣以及支承之间通过非线性力和力矩耦合。此外各节点还会受到各种外力。

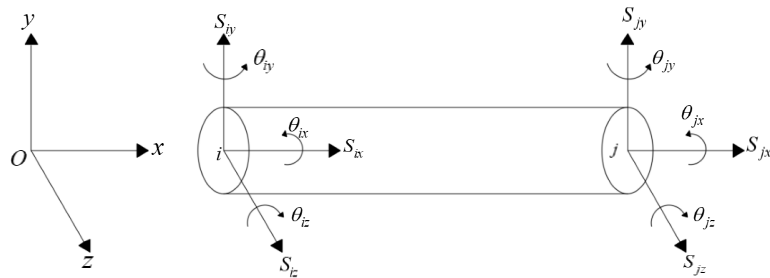


图 2.2 转子段示意图

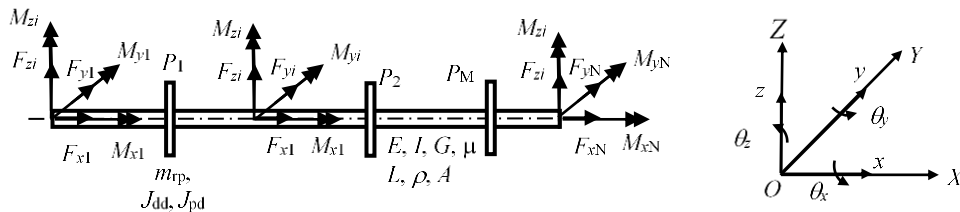


图 2.3 有限元转子动力学模型

转子系统的示意图如图 2.3 所示，转子系统由具有分布质量的弹性转轴及若干离散刚性圆

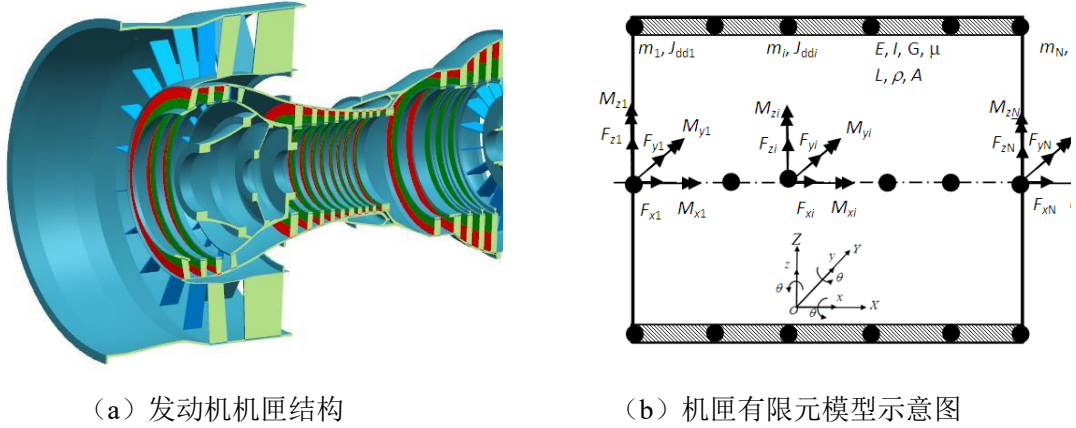


图 2.4 机匣建模

2.2.3 支承建模

1) 转子-机匣间的支承连接

在动力学建模过程中，转子与机匣之间的耦合关系通过线性弹簧单元进行描述，记为 RC_k ($k=1,2,\dots,N$)，假设转子第 i 个节点与机匣第 j 个节点之间由一组线性弹簧连接，其径向刚度与角向刚度分别为 k_{RC} 和 $k_{RC\alpha}$ ，对应的径向阻尼系数与角向阻尼系数分别为 c_{RC} 和 $c_{RC\alpha}$ ，设转子第 i 个节点的位移为： $x_{Ri}, y_{Ri}, z_{Ri}, \theta_{Rxi}, \theta_{Ryi}, \theta_{Rzi}$ ；速度为： $\dot{x}_{Ri}, \dot{y}_{Ri}, \dot{z}_{Ri}, \dot{\theta}_{Rxi}, \dot{\theta}_{Ryi}, \dot{\theta}_{Rzi}$ ；机匣第 j 个节点的位移为 $x_{Cj}, y_{Cj}, z_{Cj}, \theta_{Cxi}, \theta_{Cyi}, \theta_{Czi}$ 速度为： $\dot{x}_{Ci}, \dot{y}_{Ci}, \dot{z}_{Ci}, \dot{\theta}_{Cxi}, \dot{\theta}_{Cyi}, \dot{\theta}_{Czi}$ 。则作用在转子节点 i 上的力和力矩 $F_{Rxi}, F_{Ryi}, F_{Rzi}, M_{Rxi}, M_{Ryi}, M_{Rzi}$ ，以及作用在机匣节点 j 上的力和力矩 $F_{Cxi}, F_{Cyi}, F_{Czi}, M_{Cxi}, M_{Cyi}, M_{Czi}$ 为：

$$\begin{cases} F_{Rxi} = k_{RC}(x_{Cj} - x_{Ri}) + c_{RC}(\dot{x}_{Cj} - \dot{x}_{Ri}) \\ F_{Ryi} = k_{RC}(y_{Cj} - y_{Ri}) + c_{RC}(\dot{y}_{Cj} - \dot{y}_{Ri}) \\ F_{Rzi} = k_{RC}(z_{Cj} - z_{Ri}) + c_{RC}(\dot{z}_{Cj} - \dot{z}_{Ri}) \\ M_{Rxi} = k_{RC\alpha}(\theta_{Cxi} - \theta_{Rxi}) + c_{RC\alpha}(\dot{\theta}_{Cxi} - \dot{\theta}_{Rxi}) \\ M_{Ryi} = k_{RC\alpha}(\theta_{Cyi} - \theta_{Ryi}) + c_{RC\alpha}(\dot{\theta}_{Cyi} - \dot{\theta}_{Ryi}) \\ M_{Rzi} = k_{RC\alpha}(\theta_{Czi} - \theta_{Rzi}) + c_{RC\alpha}(\dot{\theta}_{Czi} - \dot{\theta}_{Rzi}) \end{cases} \quad (2.12)$$

$$\begin{bmatrix} F_{Cxi} & F_{Cyi} & F_{Czi} & M_{Cxi} & M_{Cyi} & M_{Czi} \end{bmatrix}^T = - \begin{bmatrix} F_{Rxi} & F_{Ryi} & F_{Rzi} & M_{Rxi} & M_{Ryi} & M_{Rzi} \end{bmatrix}^T \quad (2.13)$$

2) 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，支承的连接径向刚度为 k_{cx}, k_{cy}, k_{cz} ；角向刚度为 $k_{c\alpha x}, k_{c\alpha y}, k_{c\alpha z}$ 。径向连接阻尼为 c_{cx}, c_{cy}, c_{cz} ，角向阻尼为 $c_{\alpha x}, c_{\alpha y}, c_{\alpha z}$ 。设机匣第 i 个节点的位移为： $x_{ci}, y_{ci}, z_{ci}, \theta_{cxi}, \theta_{cxi}, \theta_{cxi}$ ，速度为： $\dot{x}_{ci}, \dot{y}_{ci}, \dot{z}_{ci}, \dot{\theta}_{cxi}, \dot{\theta}_{cxi}, \dot{\theta}_{cxi}$ 。则作用在机匣节点 i 上的力和力矩分别为：

$$\begin{cases} \mathbf{F}_{cxi} = -k_{cx} x_{ci} - c_{cx} \dot{x}_{ci} \\ \mathbf{F}_{cyi} = -k_{cy} y_{ci} - c_{cy} \dot{y}_{ci} \\ \mathbf{F}_{czi} = -k_{cz} z_{ci} - c_{cz} \dot{z}_{ci} \\ \mathbf{M}_{cxi} = -k_{c\alpha x} \varphi_{ci} - c_{\alpha x} \dot{\varphi}_{ci} \\ \mathbf{M}_{cyi} = -k_{c\alpha y} \psi_{ci} - c_{\alpha y} \dot{\psi}_{ci} \\ \mathbf{M}_{czi} = -k_{c\alpha z} \theta_{ci} - c_{\alpha z} \dot{\theta}_{ci} \end{cases} \quad (2.14)$$

3) 转子-转子间的中介轴承支承

对于每个转子与转子间的中介轴承支承 $\text{RRM}_i (i = 1, 2, \dots, N)$, 其结构同 RC_i , 支承 RRM_i 的轴承座的运动方程为:

$$\begin{cases} m_{bi} \ddot{x}_{bi} + k_{ti} (x_{bi} - x_{wi}) + c_{ti} (\dot{x}_{bi} - \dot{x}_{wi}) = F_{xROi} \\ m_{bi} \ddot{y}_{bi} + k_{ti} (y_{bi} - y_{wi}) + c_{ti} (\dot{y}_{bi} - \dot{y}_{wi}) = F_{yROi} \\ m_{bi} \ddot{z}_{bi} + k_{ti} (z_{bi} - z_{wi}) + c_{ti} (\dot{z}_{bi} - \dot{z}_{wi}) = F_{zROi} - m_{bi} g \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (2.15)$$

2.2.4 轴承建模

在航空发动机主轴承的设计与应用中, 由于各支承位置所承受的载荷性质与大小存在显著差异, 必须选用不同类型的轴承以满足发动机运行过程中复杂的力学变形需求。以某型发动机为例, 其主轴承系统由角接触球轴承与圆柱滚子轴承组合构成: 前者能够同时承受径向与轴向载荷, 而后者主要用于承受较大的径向力。准确刻画滚动轴承的动力学行为对于揭示其与转子系统振动特性的耦合关系至关重要, 这不仅有助于深化对支承系统动力响应机理的理解, 也为结构优化与故障抑制提供理论依据。

针对上述问题, 建立了角接触球轴承与圆柱滚子轴承的动力学模型, 并推导出在复杂工况下的轴承载荷计算表达式。为实现对轴承动力学特性的系统仿真, 将所得轴承力模型与支承系统的离散动力学模型相耦合, 进而构建了能够反映滚动轴承非线性特性与多场耦合效应的整机动力学模型。该模型为研究滚动轴承对航空发动机整体振动响应的影响规律提供了高精度的数值分析工具。

1) 五自由度球轴承

针对角接触球轴承, 假设滚珠与轴承滚道接触符合 Hertz 接触理论, 由此可列出第 j 个滚珠对轴承内圈的接触力 Q_j 为:

$$Q_j = k_n \delta_j^n \quad (2.16)$$

式中: k_n 为滚珠与滚道载荷-变形系数, n 为接触指数, 对于滚珠轴承, n 一般取值为 1.5。其 5 自由度下的轴承力和力矩分别为:

$$F_x = \sum_{j=1}^m F_{xj}, F_y = \sum_{j=1}^m F_{yj}, F_z = \sum_{j=1}^m F_{zj}, \quad (2.17)$$

$$M_y = \sum_{j=1}^m M_{yj}, M_z = \sum_{j=1}^m M_{zj}$$

2) 圆柱滚子轴承力模型

对于滚柱轴承，也就是本文使用的中介轴承，本文采用“切片法”进行建模。该方法假设滚子与滚道之间的每一处接触区域可在平行于轴承径向平面的方向上划分为若干“切片”，从而将复杂的三维接触问题离散为若干二维平面问题。为便于分析，假定滚子与滚道间的接触变形极小，因此忽略相邻切片间的切向应力耦合，仅考虑法向接触变形。设滚子轴承的游隙为 S_d 、滚子数目为 Z 、切片数为 K 、切片宽度 $w = l/K$ ；

建立与图 2.5 所示的固定坐标系 Ox 和固定坐标系 $OXYZ$ ，第 j 个转子的位置定义如图 2.5 所示， t 时刻第 j 个轴承位置角 ψ_j 按式(2.18)进行计算，对于圆柱滚子轴承，其接触角为 0。

$$\psi_j = \omega_c \times t + 2\pi(j-1)/m, \quad j=1,2,\dots,m \quad (2.18)$$

当径向载荷作用于不同轴线的圆柱滚子轴承时，滚子-滚道在各切片处的接触变形可分解为三部分：1) 径向载荷在方位角为 j 的滚子处引起的局部变形 Δr_j ；2) 滚子凸度在第 λ 个切片上产生的附加变形 c_λ ；3) 轴承不同轴及滚子倾斜导致在方位角 j 处的附加变形 $\Delta \theta_j$ ；图 2.6 中为轴承倾斜示意图、图 2.7 为变形分量的示意图。

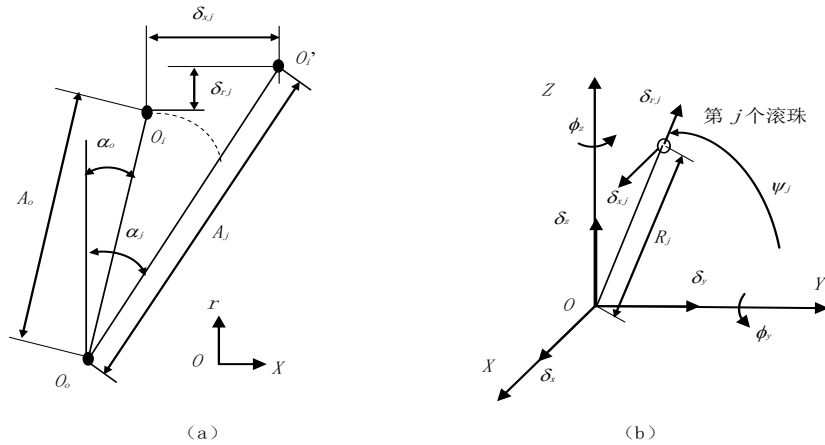


图 2.5 滚珠与内外圈相对变形示意图

(1) 由内外圈径向位移引起的变形

设 y 、 z 方向的相对径向位移分别为 Δy 、 Δz ，则，由 Δy 、 Δz 引起的第 j 个滚子的径向变形分别为：

1) Δy 引起的径向变形：

$$\Delta_{ryj} = \frac{1}{2} (\Delta y \cdot \cos \psi_j) \quad (2.19)$$

2) Δz 引起的径向变形:

$$\Delta_{rj} = \frac{1}{2}(\Delta z \cdot \sin \psi_j) \quad (2.20)$$

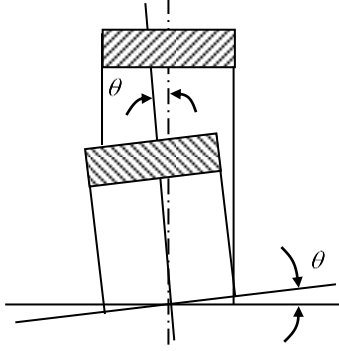


图 2.6 轴承倾斜示意图

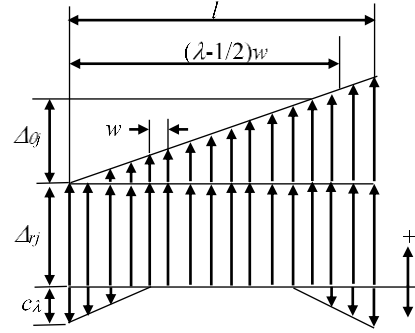


图 2.7 滚子-滚道接触分量示意图

(2) 由内外圈相对倾斜产生的径向变形

设绕 y、绕 z 方向的相对径向转角分别为 θ_y 、 θ_z ，则，由 θ_y 、 θ_z 引起的第 j 个滚子的径向变形分别为:

1) θ_y 引起的径向变形:

$$\Delta_{\theta_{yj}} = \frac{1}{2}\theta_y \left(\lambda - \frac{1}{2} \right) \cdot w \cdot \cos \psi_j \quad (2.21)$$

2) θ_z 引起的径向变形:

$$\Delta_{\theta_{zj}} = -\frac{1}{2}\theta_z \left(\lambda - \frac{1}{2} \right) \cdot w \cdot \sin \psi_j \quad (2.22)$$

(3) 由滚子凸度产生的径向变形

滚子与滚道的凸度设计可有效削弱边缘载荷造成的应力集中，从而避免滚动体早期疲劳失效。凸度可通过多种方式实现，本文采用局部凸度圆柱滚子结构，即在滚子轮廓的中部设置有限凸度区，而两端保持圆柱形。其几何关系如图 2.8 所示，其中， l 为滚子的有效工作长度； β 为直线段长度系数，直线段长度 $l_s = \beta \cdot l$ ； Δ 为滚子凸度量。由此，滚子-滚道在局部凸度区域的接触变形分量可表示为:

$$c_\lambda = \begin{cases} \Delta \cdot \frac{\left(\frac{2\lambda-1}{K} - 1 \right)^2 - \left(\frac{l_s}{l} \right)^2}{1 - l_s/l}, & \left(\frac{2\lambda-1}{K} - 1 \right)^2 - \left(\frac{l_s}{l} \right)^2 > 0 \\ 0, & \left(\frac{2\lambda-1}{K} - 1 \right)^2 - \left(\frac{l_s}{l} \right)^2 \leq 0 \end{cases} \quad (2.23)$$

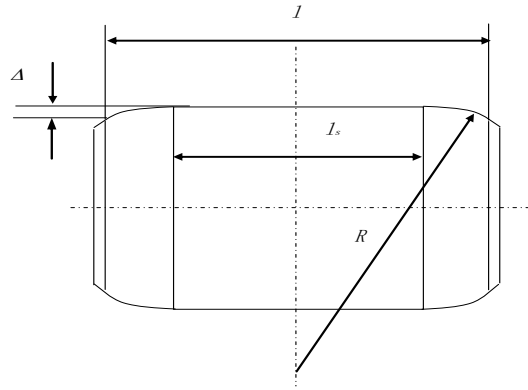


图 2.8 带局部凸度的滚子示意图

(4) 第 \$j\$ 个滚子、第 \$\lambda\$ 个切片的变形

如图 2.7 所示，第 \$j\$ 个滚子、第 \$\lambda\$ 个切片的变形由三个分量组成，即 1) 由径向载荷产生的变形 \$\Delta_{rj}\$；2) 由于滚子凸度产生的变形 \$C_\lambda\$；3) 由于轴承倾斜产生的变形 \$\Delta_{\theta j}\$。

另外，切片变形还将去掉轴承间隙 \$S_d\$ 的影响部分，\$j\$ 个滚子、第 \$\lambda\$ 个切片的总变形 \$\delta_{\lambda j}\$ 为：

$$\begin{aligned} \delta_{\lambda j} &= \Delta_{rj} + \Delta_{zj} - \frac{S_d}{4} + \Delta_{\theta j} + \Delta_{\theta j} - C_\lambda = \\ &= \frac{1}{2}(\Delta y \cdot \cos \psi_j) + \frac{1}{2}(\Delta z \cdot \sin \psi_j) - \frac{S_d}{4} + \\ &= \frac{1}{2}\theta_y \left(\lambda - \frac{1}{2}\right) \cdot w \cdot \cos \psi_j - \frac{1}{2}\theta_z \left(\lambda - \frac{1}{2}\right) \cdot w \cdot \sin \psi_j - C_\lambda \end{aligned} \quad (2.24)$$

(5) 轴承力

首先由第 \$j\$ 个滚子的 \$K\$ 个切片变形计算第 \$j\$ 个滚子的载荷 \$Q_j\$，即

$$Q_j = \frac{w^{-0.89}}{1.24 \times 10^{-5} \times K^{0.11}} \sum_{\lambda=1}^K (\delta_{\lambda j})^{1.11} \quad (2.25)$$

然后，可以得到各自由度下的轴承力和力矩，即，

$$\begin{aligned} F_{xj} &= 0, F_{yj} = Q_j \cos \varphi_j, F_{zj} = Q_j \sin \varphi_j, M_{yj} = 0, M_{zj} = 0, \\ F_x &= \sum_{i=1}^m F_{xj}, F_y = \sum_{i=1}^m F_{yj}, F_z = \sum_{i=1}^m F_{zj}, M_y = \sum_{i=1}^m M_{yj}, M_z = \sum_{i=1}^m M_{zj} \end{aligned} \quad (2.26)$$

显然，滚柱轴承仅能承受径向载荷，不能承受轴向力和各方向的力矩。

2.3 多类型激励动力学建模

2.3.1 转子不平衡激励

在典型的航空发动机转子系统中，转轴因直径较小而具有相对有限的质量，其自身质量偏心所产生的不平衡量通常较低，故在动力学分析中可合理忽略。由此，转子系统的不平衡振动分析主要聚焦于安装于转轴上的转盘所引起的不平衡力。该类不平衡力的根源在于转盘质量分布的不均匀性，或其几何中心与旋转中心之间存在偏差。具体而言，每个转盘在运转过程中，

若存在质量偏心或分布不均，将在旋转时产生离心力。该离心力可分解为两部分：一部分位于垂直于转轴的横向平面内，另一部分沿转轴方向分布。通常，纵向分量对整体振动响应影响有限，可在分析中忽略；而横向分量则是引起系统周期性振动的主要激励源，因此对其特性进行精确建模与计算至关重要。。

质量偏心的不平衡故障导入实现方法是：设转子旋转速度为 ω ，针对质量为 m 的转盘，设置其偏心距 e ，该转盘在有限元梁模型中的节点为 i ，则由于质量偏心导致的不平衡力在水平方向 x 和垂直方向 y 的分量为：

$$\begin{cases} F_x = me\omega^2 \cos(\omega t) \\ F_y = me\omega^2 \sin(\omega t) \end{cases} \quad (2.27)$$

该不平衡力作用在节点 i 上，节点 i 由于质量偏心导致的作用力力向量为：

$$\vec{F}_i = \begin{pmatrix} 0 \\ me\omega^2 \cos(\omega t) \\ me\omega^2 \sin(\omega t) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.28)$$

该作用力导入整机有限元梁模型中即可实现由于质量偏心导致的不平衡故障模拟。

2.3.2 转静碰摩激励

针对航空发动机运行过程中常见的叶片-机匣碰摩故障问题，本文构建了一种改进型叶片-机匣接触动力学模型。该模型以传统弹性碰摩理论为基础，引入叶片数量效应及转静间隙时变特性对碰摩力的耦合影响，从而能够更精确地描述不同接触形式下的动力学行为。该模型不仅能够模拟机匣单点、局部及整圈的碰摩情况，还可用于分析转子单点、局部及整圈碰摩的演化规律，具有较强的普适性与工程适用性。图 2.9 为叶片-机匣碰摩模型，设转速为 ω ，转静间隙分布曲线 $c(\theta)$ ，其中 θ 为机匣圆周角度，碰摩刚度为 k_r ，摩擦系数为 f 。

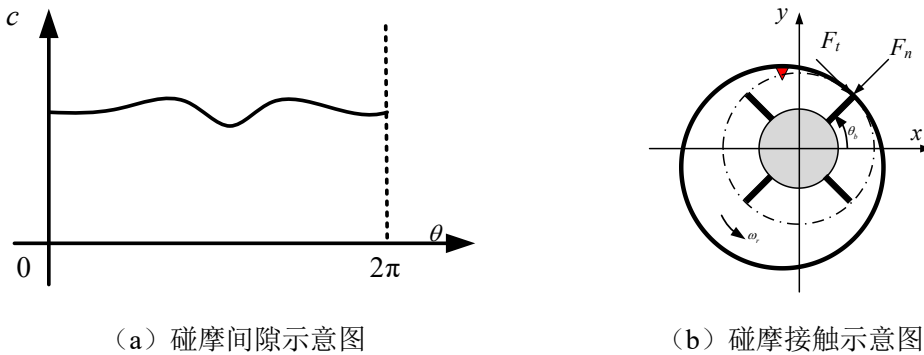


图 2.9 碰摩模型示意图

在实际的振动过程中不仅要考虑转子的振动，而在振动过程中叶片也会产生振动以及机匣也会产生振动。在叶片与机匣的碰摩中，主要为在转子的径向振动以及碰摩，所以在本章的整动力学模型中，忽略了轴向振动。本章中引入了机匣振动这一变量。

在 t 时刻，叶片与 x 轴的夹角可表示为： $\theta_b = \omega_r \cdot t$ ，假设在径向界面上转子的振动位移为 (y_r, z_r) ，叶尖振动在转子坐标系下的位移为 (y_b, z_b) ，所以叶尖的位置 (y_{tip}, z_{tip}) 可表示为 $(y_r + y_b, z_r + z_b)$ 。此时，机匣的振动位移为 (y_c, z_c) 。在角度 θ_b 处，转静间隙为 $c(\theta_b)$ 。则在 t 时刻，叶片与机匣是否碰摩的判断条件为： $r_{tip} - r_c > c(\theta_b)$ 。如果不满足碰摩条件时，则碰摩力为零；若满足碰摩条件发生碰摩时，碰摩法向力和碰摩切向力计算流程如图 2.10 所示。

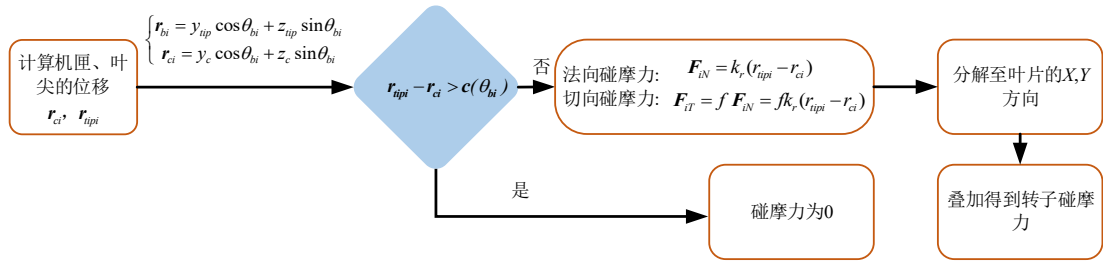


图 2.10 碰摩计算流程图

法向碰摩力和切向碰摩力可表示为：

$$F_N = k_r(r_b - c(\theta_b)), F_T = f F_N = f k_r(r_b - c(\theta_b)) \quad (2.29)$$

由于叶片振动的角度 θ_1 很小，假定 $\sin\theta_1 \approx y_b$ ，作用于叶片上的碰摩力为：

$$F_x = -F_N - F_T y_b, F_y = -F_N y_b + F_T \quad (2.30)$$

最后，将叶片上各方向碰摩力叠加即为转子碰摩力。由于转静子间的不同心，将引起转静偏摩，设转子相对于静子机匣的位移为 Δx 、 Δy 。则只需将其叠加到转子的动态振动位移 x_r 、 y_r 上即可。

2.3.3 中介轴承游隙对载荷的调制作用

由于中介轴承采用滚棒轴承，由本文 2.2.4 节可知， j 个滚子、第 λ 个切片的总变形 $\delta_{\lambda j}$ 为：

$$\begin{aligned} \delta_{\lambda j} = & \Delta_{r_{\lambda j}} + \Delta_{r_{\lambda j}} - \frac{S_d}{4} + \Delta_{\theta_{\lambda j}} + \Delta_{\theta_{\lambda j}} - C_{\lambda} = \\ & \frac{1}{2}(\Delta y \cdot \cos \psi_j) + \frac{1}{2}(\Delta z \cdot \sin \psi_j) - \frac{S_d}{4} + \\ & \frac{1}{2}\theta_y \left(\lambda - \frac{1}{2} \right) \cdot w \cdot \cos \psi_j - \frac{1}{2}\theta_z \left(\lambda - \frac{1}{2} \right) \cdot w \cdot \sin \psi_j - C_{\lambda} \end{aligned} \quad (2.31)$$

其中， S_d 为中介轴承游隙。而第 j 个滚子的 K 个切片变形计算第 j 个滚子的载荷 Q_j 为：

$$Q_j = \frac{w^{-0.89}}{1.24 \times 10^{-5} \times K^{0.11}} \sum_{\lambda=1}^K (\delta_{\lambda j})^{1.11} \quad (2.32)$$

可以得到各自由度下的轴承力和力矩，即，

$$F_{xj} = 0, F_{yj} = Q_j \cos \varphi_j, F_{zj} = Q_j \sin \varphi_j, M_{yj} = 0, M_{zj} = 0, \quad (2.33)$$

$$F_x = \sum_{i=1}^m F_{xj}, F_y = \sum_{i=1}^m F_{yj}, F_z = \sum_{i=1}^m F_{zj}, M_y = \sum_{i=1}^m M_{yj}, M_z = \sum_{i=1}^m M_{zj}$$

因此，中介轴承游隙对载荷产生调制作用。

2.4 求解方法

对于整机耦合动力学的求解问题，由于其计算包括非线性因素，计算复杂，本文采用数值积分方法对响应进行求解。对于转子模型、机匣模型，采用隐式积分（Newmark- β 法）求解，得到转子与机匣的振动响应，从而得到转子和机匣节点的位移和速度，考虑到轴承与支承连接的非线性因素，采用显式积分（翟方法^[78]）求解主轴承的激励力，此方法可以快速高效求解非线性问题。轴承的激励力反作用给转子与机匣节点，作为输入到有限元转子模型和机匣模型当中，模型的计算求解流程如图 2.11。

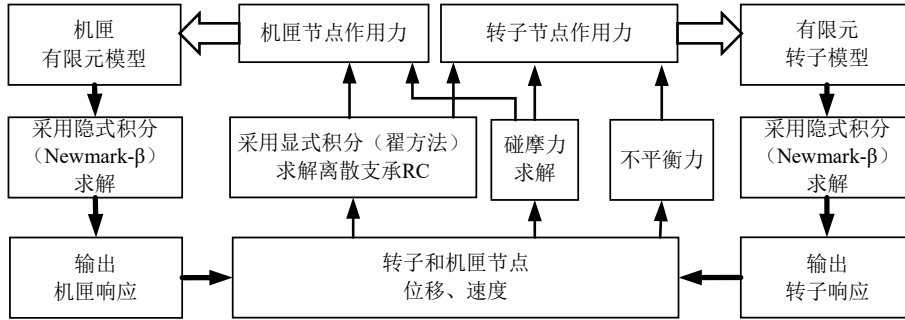


图 2.11 含碰摩-不平衡的转子-支承-机匣耦合动力学求解流程

2.5 本章小结

本章围绕航空发动机双转子-支承-机匣耦合动力学模型的构建，系统阐述了建模的理论与方法。主要工作及结论如下：

(1) 构建了包含转子、机匣、支承及轴承等多个子系统的航空发动机整机耦合动力学建模的总体框架，明确了各部件间的耦合关系。

(2) 建立了关键部件的动力学模型，即采用有限元法建立了转子与机匣的梁单元模型；采用集总参数法建立了包含线性与非线性特征的支承模型；重点集成了考虑赫兹接触、径向游隙等实际因素的滚动轴承（角接触球轴承与圆柱滚子轴承）非线性动力学模型。

(3) 提出了不平衡、碰摩、中介轴承游隙等多类型激励的建模方法；

(4) 针对整体模型的线性部分与局部非线性因素，阐述了系统方程的求解策略。

本章建立的耦合动力学模型及求解方法，为后续模型验证、故障仿真及参数影响分析奠定了坚实的理论基础和模型基础。

第三章 基于带机匣双转子试验器的整机耦合动力学模型验证

3.1 引言

为验证前文所建立的航空发动机双转子 - 支承 - 机匣系统耦合动力学模型的正确性，有必要开展相应的试验研究。为此，本文利用一套能够真实反映航空发动机双转子系统振动特性的试验平台，通过整机振动模型和临界转速测试来验证整机耦合动力学建模的正确性。

3.2 带机匣转子试验器简介及其动力学模型

3.2.1 带机匣转子试验器简介

为模拟某型航空发动机双转子系统多类型复合激励下耦合振动和响应测试的迫切需求，中国航发动力所联合浙江海骆航空科技有限公司和南京航空航天大学共同研制了一款结构相似和动力学相似的含机匣的双转子试验台。试验器总体结构图纸如图 3.1 所示，实物装置如图 3.2 所示。试验器转子结构包含 5 个圆盘，分别为两级低压压机盘（LPC1、LPC2），1 个高压压气机盘（HPC），1 个高压涡轮盘（HPT）和 1 个低压涡轮盘（LPT），5 个支点（S1、S2、S3、S4、S5），其中 4 支点为中介轴承，直接连接高低压转子传递载荷，中介轴承支承方式为高压转子为中介轴承内环、低压转子为中介轴承外环。

试验过程中，高低压转子分别由两个独立电机驱动，低压转子驱动电机主轴输出端通过柔性高速联轴器与低压转子连接；高压转子驱动电机通过皮带驱动高压转子带轮，带轮伸出轴上设计专门的驱动花键，与高压转子前轴的外花键连接传动。低压转子分为风扇转子和涡轮转子，二者通过套齿联轴器连接。同时，高压压气机盘和低压涡轮盘侧配有轴向力加载装置，通过电磁线圈通电产生吸力。

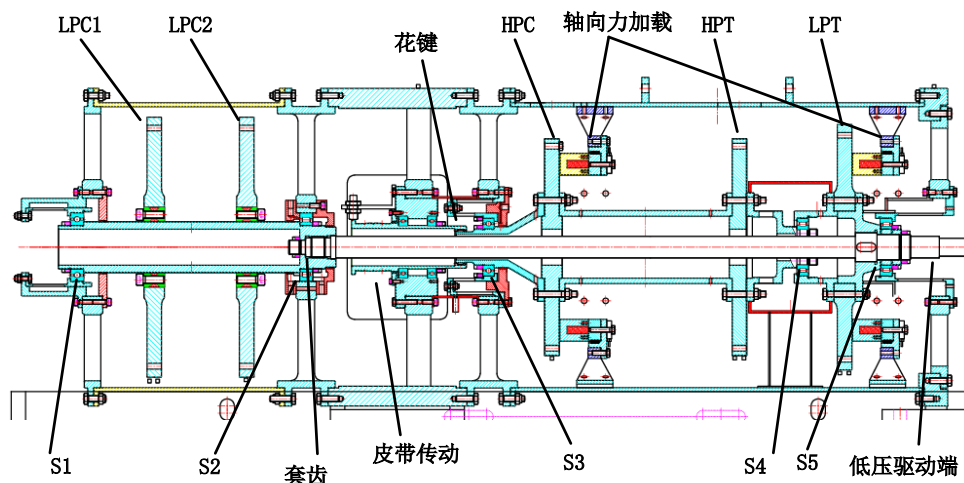


图 3.1 双转子试验器结构原理图

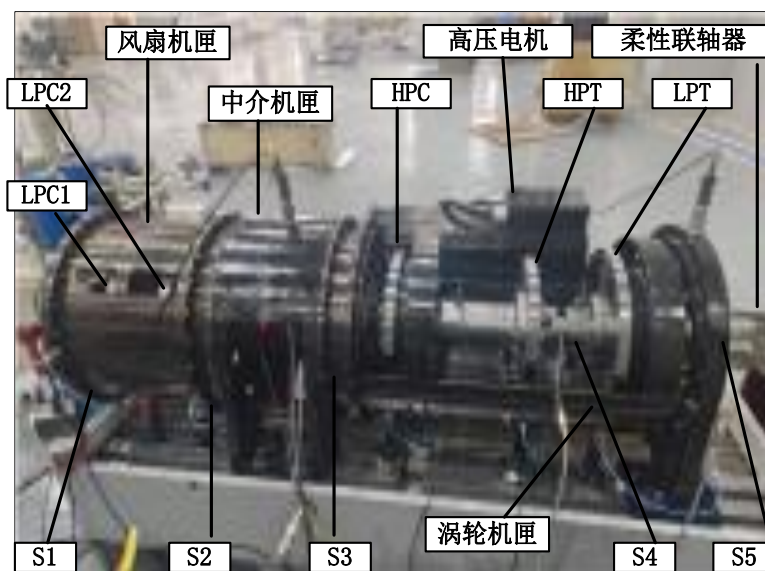


图 3.2 双转子试验台实物图

试验器轴承采用喷油强制润滑方式，其中 1、3 支点为深沟球轴承，2、4、5 支点为圆柱滚子轴承。机匣分为三段，包括风扇机匣、中介机匣和涡轮机匣，周向用螺栓连接，其中涡轮机匣为分半式结构。双转子试验器结构示意图如图 3.3 所示。

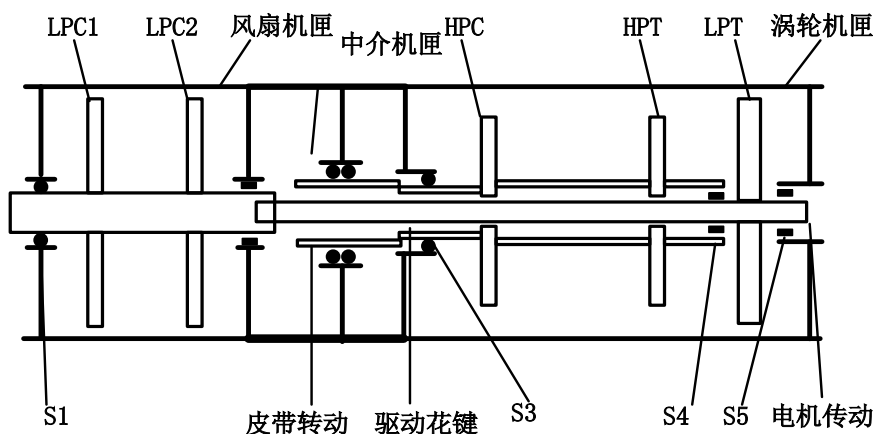


图 3.3 双转子试验器结构示意图

3.2.2 带机匣双转子试验器的整机动力学模型

所建立的模拟双转子试验器动力学模型简图如图 3.4 所示，试验器高低压转子和机匣用梁单元模拟，低压转子分为 21 个单元，高压转子 12 个单元，机匣分为 12 个单元。其中支承 1、2、4 和 5 分别对应图中的低压节点 2、9、20（高压 13）和 22，支承 3 对应高压节点 1，盘 LPC1、LPC2 和 LPT 分别对应图中的低压节点 4、7 和 21，盘 HPC 和 HPT 对应高压节点 5 和 11。支承 1、2、3 和 5 均是由低压转子通过轴承连接到机匣，支承 4 通过轴承由高压转子连接到低压转子，机匣节点 5、7 和 13 通过支承接地。试验器具体参数见附录。

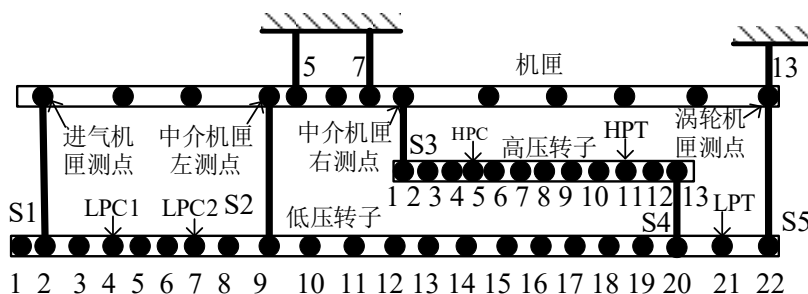


图 3.4 双转子试验器转子动力学模型简图

3.3 带机匣的双转子试验器模态试验验证

3.3.1 整机动力学模型模态仿真分析

本节使用锤击法求解整机模态，采用单点激励多点响应的方式进行模态分析，为清晰得到双转子模态频率及振型，分别锤击低压风扇和高压压气机盘，分析各测点频率响应函数，最后利用模态分析软件获得模态频率及振型，模态仿真锤击点示意图如图 3.5 所示。

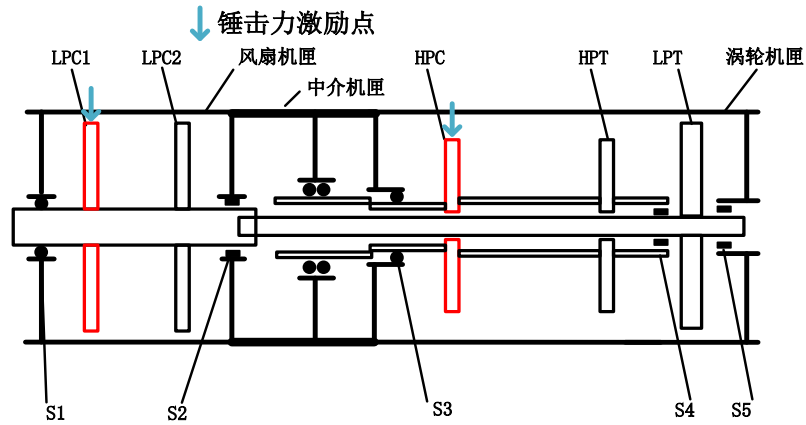


图 3.5 模态仿真锤击点示意图

1) 低压压气机盘激励下的频响应函数分析

在低压压气机盘 LPC1 施加冲击激励，冲击力幅值 1000N，持续时间 0.1ms。得到的系统频率响应函数如图 3.6 所示。可以清晰看出双转子试验器第一阶固有频率为 47.3Hz，第二阶 119.02Hz，第三阶 149.54Hz。

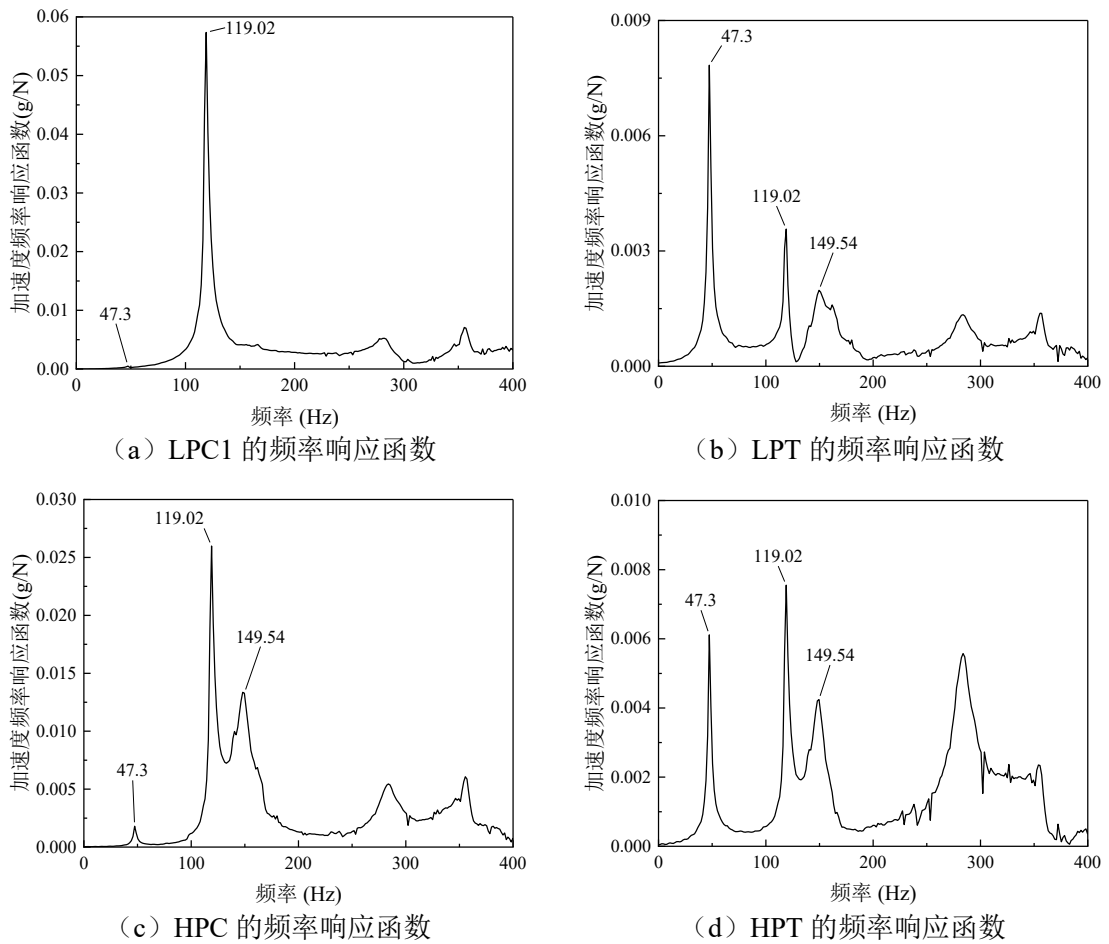


图 3.6 锤击 LPC1 时双转子模拟试验器的频响应函数

2) 高压风扇盘激励下的频响函数

在高压风扇盘 HPC 盘施加冲击激励，冲击力幅值 1000N，持续时间 0.1ms。得到的系统频率响应函数如图 3.7 所示。可以清晰看出双转子试验器第一阶固有频率为 47.3Hz，第二阶 119.02Hz，第三阶 149.54Hz。

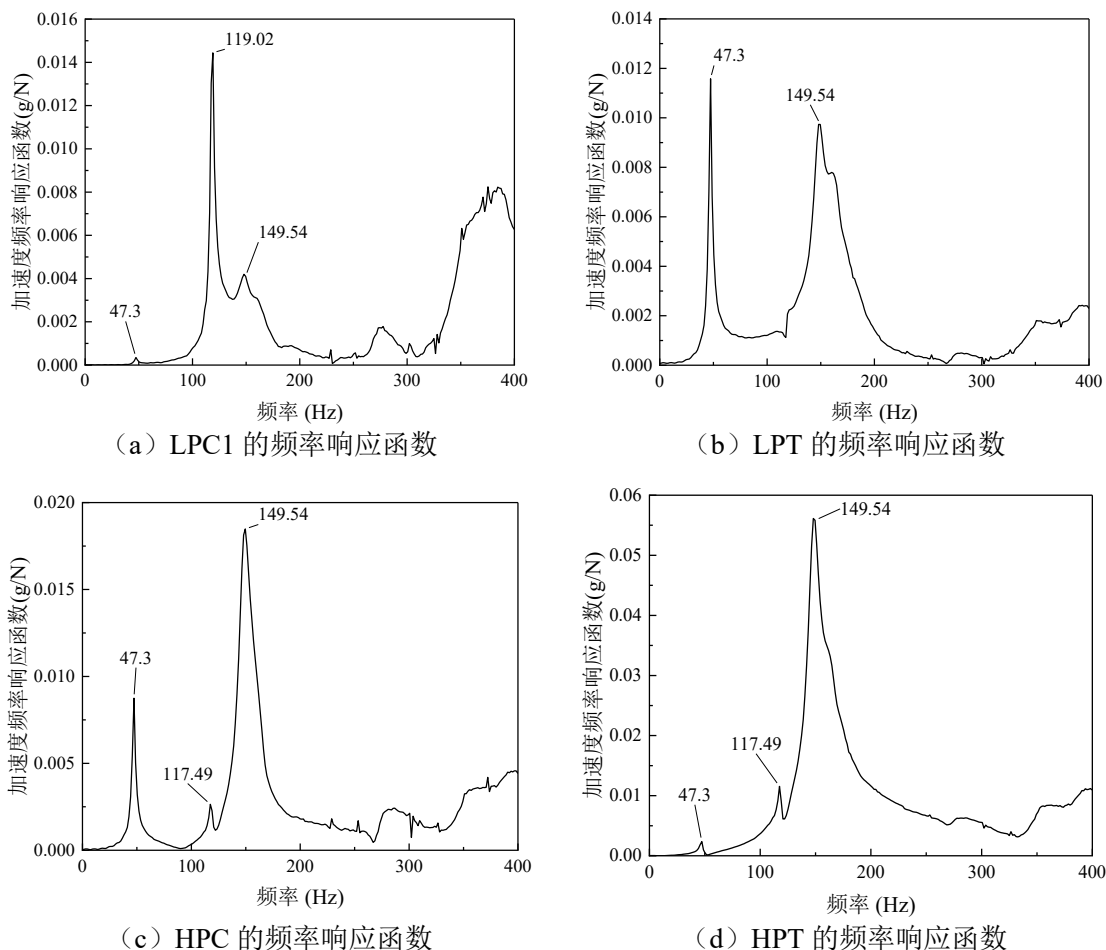
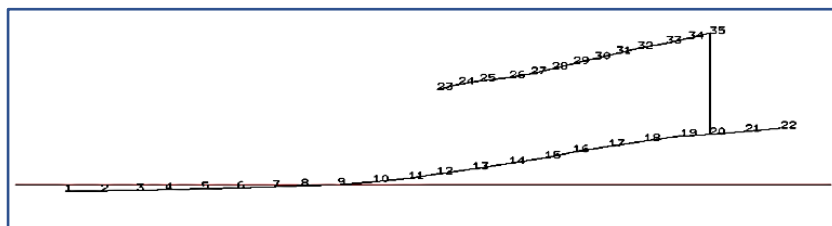


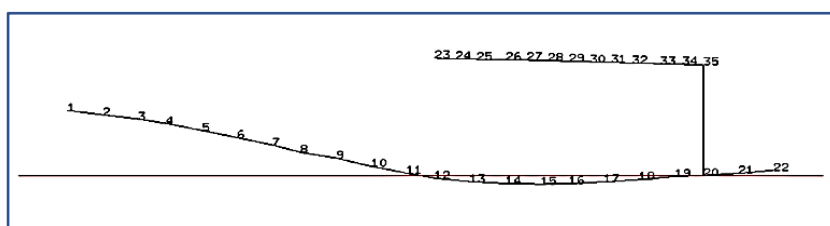
图 3.7 锤击 HPC 时双转子模拟试验器的频响函数

3) 双转子试验器的振型分析

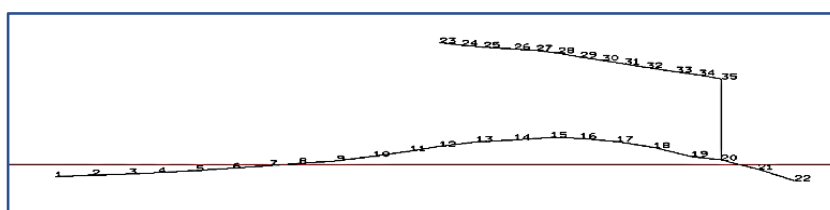
采用模态分析得到的各节点频响函数，可以得到各阶固有频率下的双转子振型，如图 3.8 所示，每个数字分别代表各个节点。其中，第一阶模态振型（47.3Hz）为涡轮俯仰，第二阶模态振型（119.02Hz）为风扇俯仰，第三阶模态振型（149.54Hz）为高压转子俯仰。



(a) 第一阶模态振型 (47.3Hz) (涡轮俯仰)



(b) 第二阶模态振型 (119.02Hz) (风扇俯仰)



(c) 第三阶模态振型 (149.54Hz) (高压转子俯仰)

图 3.8 前三阶模态振型图

3.3.2 带机匣双转子试验器模态试验

1) 振动测试系统

试验使用的力锤与振动信号采集系统实物图如图 3.9 所示，包括 16 通道采集器，加速度传感器，力锤和电涡流传感器。试验时，用力锤锤击双转子试验器，加速度传感器或电涡流传感器测量振动信号，传输到数据采集器，采集器连接到计算机，通过自编软件进行振动信号测量和保存。



(a) 数据采集器



(b) 加速度传感器



(c) 力锤



(d) 电涡流传感器

图 3.9 力锤及振动信号采集系统

2) 低压转子测量下的频响函数分析

(1) 低压压气机盘测量下的频响函数分析

在低压压气机盘 LPC1 布置加速度传感器，锤击点及测量位置示意图如图 3.10，通过锤击 LPC1、LPC2 和 LPT 盘得到的系统频率响应函数如图 3.11 所示。

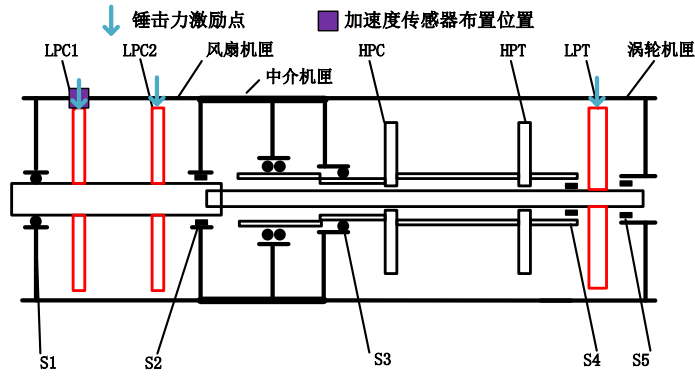


图 3.10 低压压气机测量时模态试验示意图

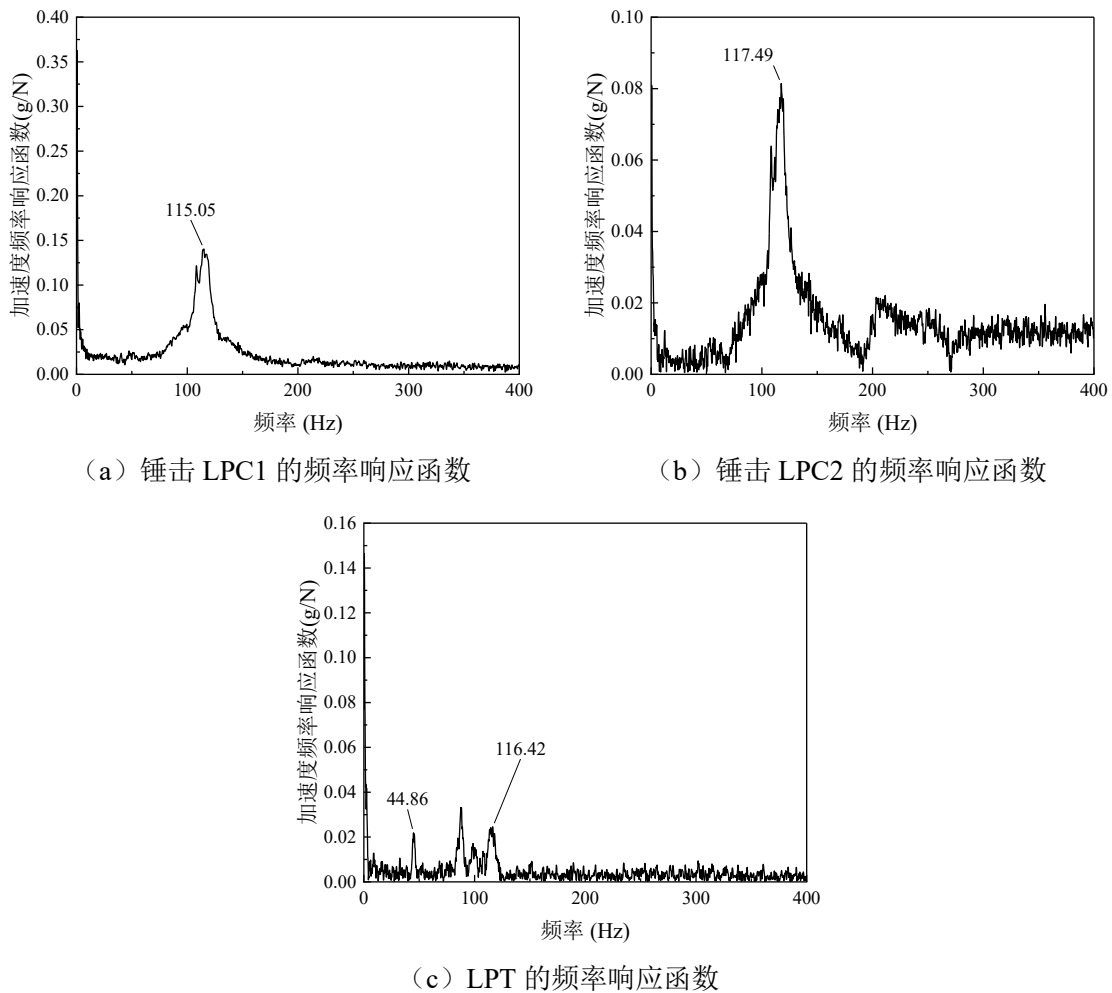


图 3.11 双转子模拟试验器低压转子的频响函数

(2) 低压涡轮盘测量下的频响函数分析

在低压涡轮盘 LPT 布置加速度传感器，锤击点及测量位置示意图如图 3.12，通过锤击 LPC1、

LPC2 和 LPT 得到的系统频率响应函数如图 3.13 所示。

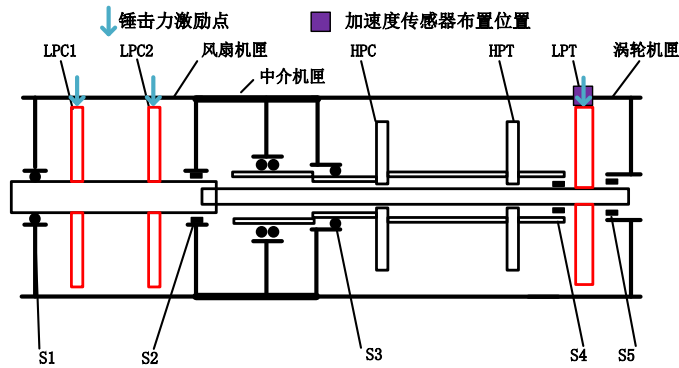
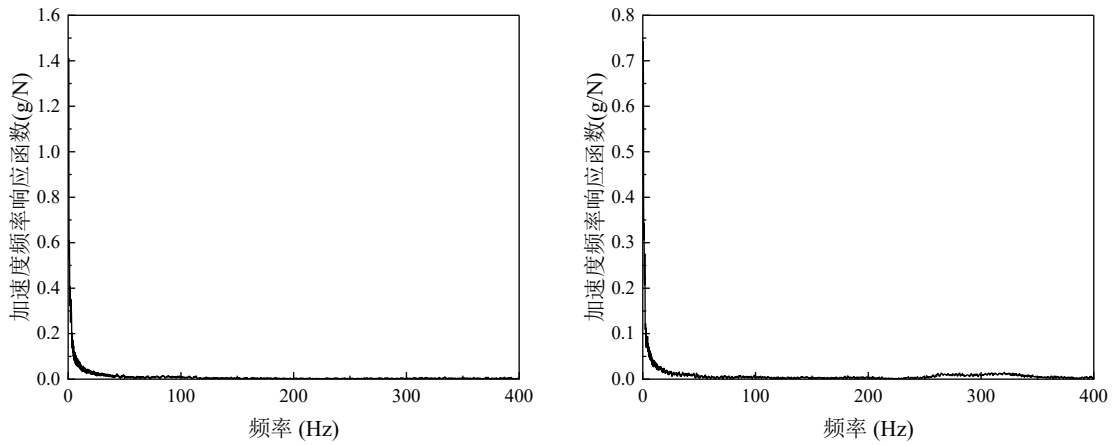
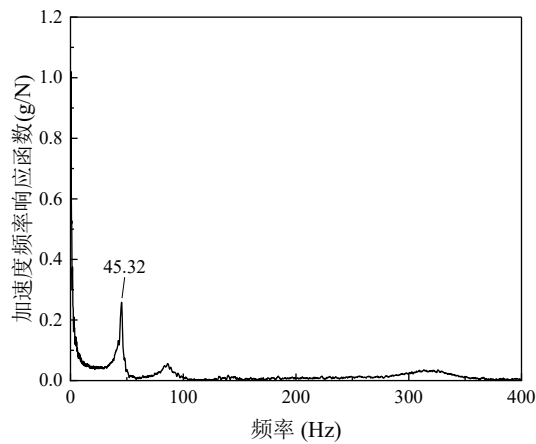


图 3.12 低压涡轮盘测量时模态试验示意图



(a) 锤击 LPC1 的频率响应函数

(b) 锤击 LPC2 的频率响应函数



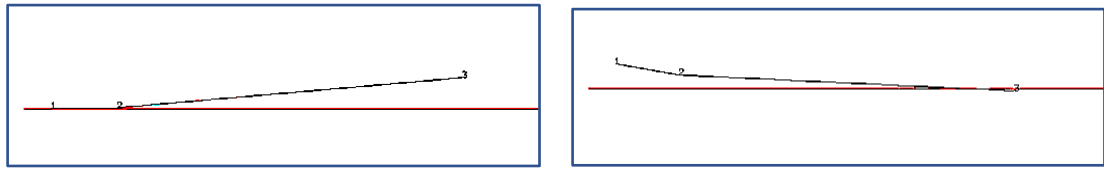
(c) LPT 的频率响应函数

图 3.13 双转子模拟试验器低压转子的频响函数

(3) 双转子试验器低压转子的振型分析

模态分析软件分析频响函数，测量低压风扇和涡轮盘时得到的振型及频率基本一致，得到

各阶固有频率下的低压转子振型如图 3.14 所示，数字 1 到 3 分别代表 LPC1、LPC2 和 LPT 盘位置。其中，第一阶模态振型（45.17Hz）为涡轮俯仰，第二阶模态振型（114.92Hz）为风扇俯仰。



(a) 第一阶模态振型 (45.17Hz)

(b) 第二阶模态振型 (114.92Hz)

图 3.14 低压前两阶模态振型图

3) 高压转子测量下的频响函数分析

(1) 高压压气机盘测量下的频响函数分析

在高压压气机盘 HPC 布置加速度传感器，锤击点及测量位置示意图如图 3.15，通过锤击 HPC、高压转子鼓筒、PT 和高压转子 4 支点处得到的系统频率响应函数如图 3.16 所示。

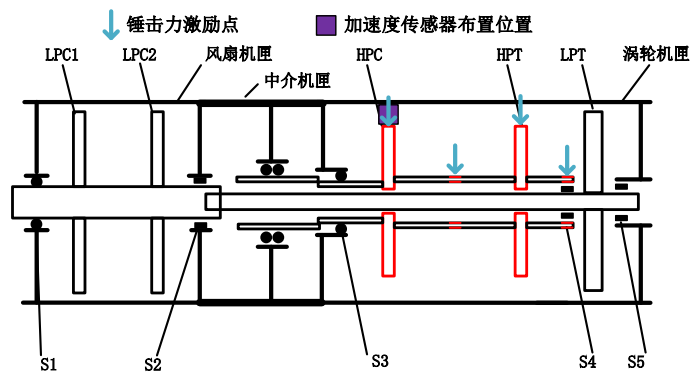
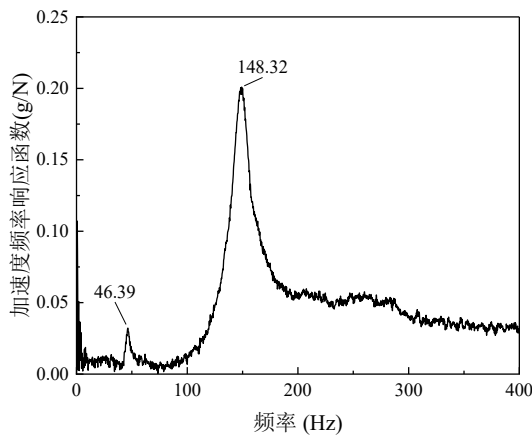
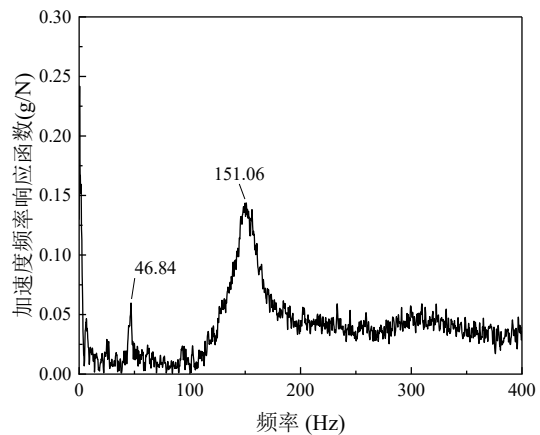


图 3.15 高压压气机盘测量时模态试验示意图



(a) 锤击 HPC 的频率响应函数



(b) 锤击高压转子鼓筒的频率响应函数

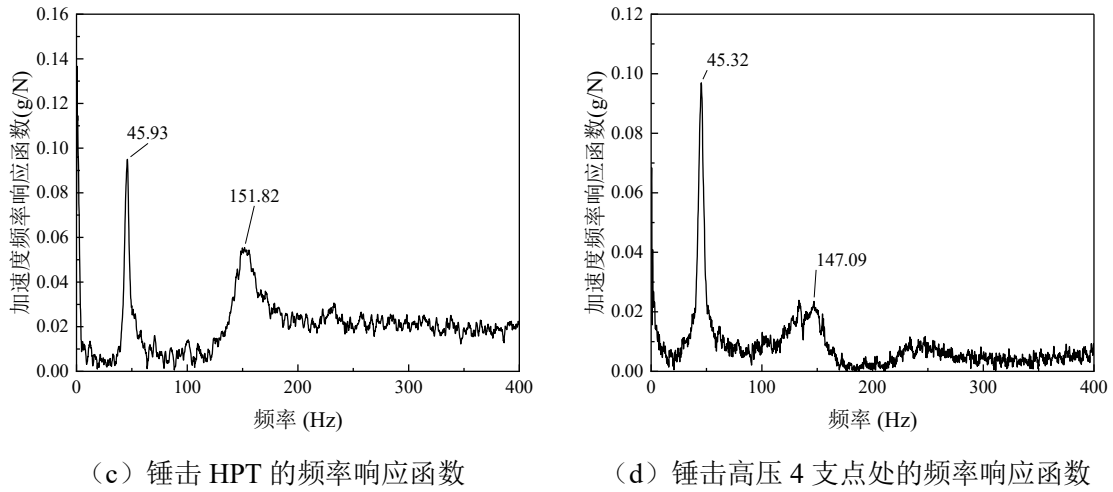


图 3.16 双转子模拟试验器高压转子的频响函数

(2) 高压涡轮盘测量下的频响函数分析

在高压涡轮盘 HPT 布置加速度传感器, 锤击点及测量位置示意图如图 3.17, 通过锤击 LPC1、LPC2、HPC 和 HPT 得到的系统频率响应函数如图 3.18 所示。

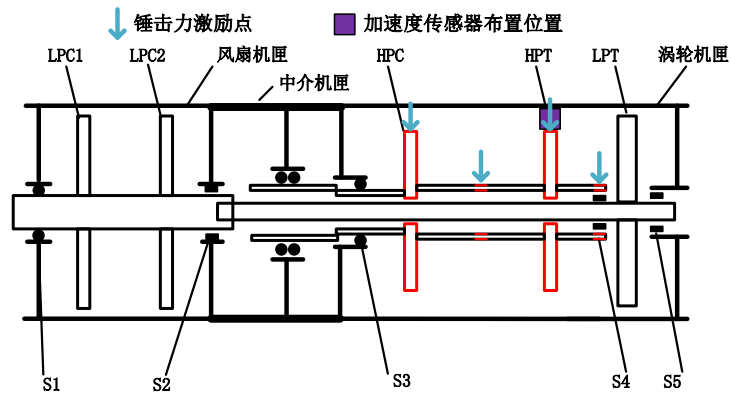
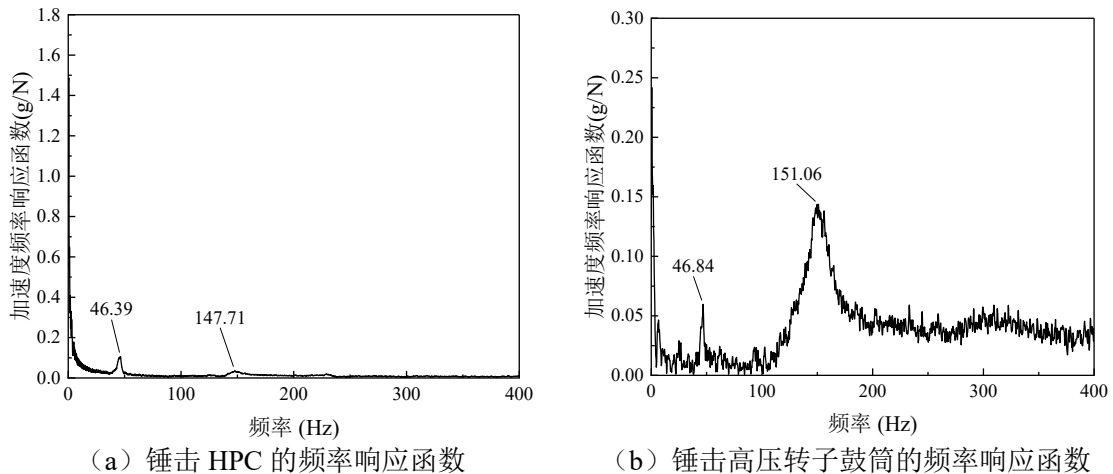
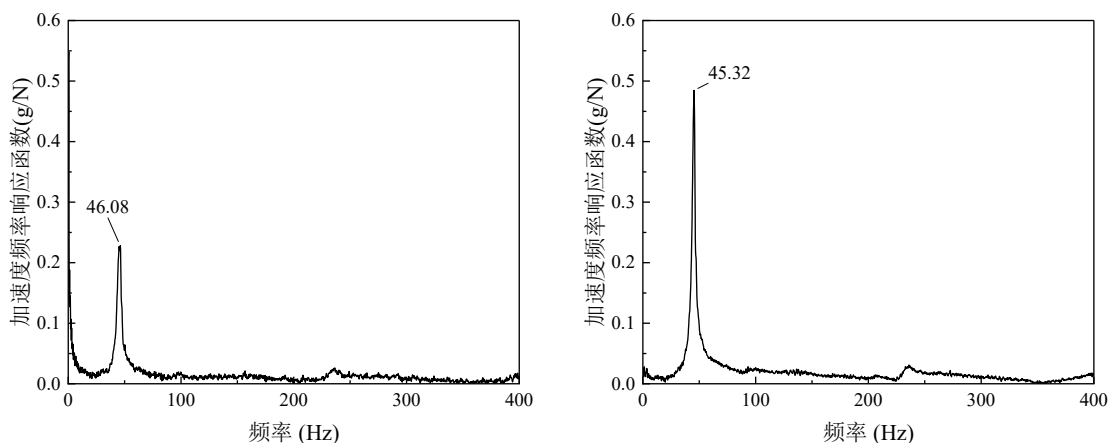


图 3.17 高压压气机盘测量时模态试验示意图

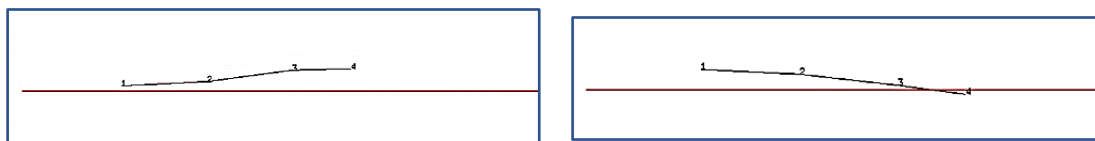




(c) 锤击 HPT 的频率响应函数 (d) 锤击高压 4 支点处的频率响应函数
图 3.18 双转子模拟试验器高压转子的频响函数

(3) 双转子试验器高压转子的振型分析

采模态分析软件分析频响函数，测量高压压气机和涡轮盘时得到的振型及频率基本一致，得到各阶固有频率下的高压振型如图 3.19 所示，数字 1 到 4 分别代表 HPC、高压鼓筒、HPT 和中介支点位置。其中，第一阶模态振型（46.67Hz）为涡轮俯仰，第二阶模态振型（149.09Hz）为高压压气机俯仰。



(a) 第一阶模态振型（46.67Hz） (b) 第二阶模态振型（149.09Hz）

图 3.19 高压转子前两阶模态振型图

3.3.3 模态仿真与试验结果对比

表 3.1 所示为模态仿真与试验结果对比，从表中可以看出模态仿真与试验结果对比前三阶固有频率最大误差为 4.7%，同时模态振型一致，证明仿真结果的正确性。

表 3.1 模态仿真与试验结果对比

阶数	双转子仿真 频率(Hz)	仿真模态 振型	低压试验频 率 (Hz)	低压模 态振型	高压试验频 率 (Hz)	高压模态 振型	最大频 率误差 (%)
一阶	47.3	高低压涡轮俯仰	45.17	低压涡轮俯仰	46.67	高压涡轮俯仰	4.7
二阶	119.02	风扇俯仰	114.92	风扇俯仰	—	—	3.6

多类型复合激励下航空双转子系统中介轴承耦合振动分析

阶数	双转子仿真频率(Hz)	仿真模态振型	低压试验频率 (Hz)	低压模态振型	高压试验频率 (Hz)	高压模态振型	最大频率误差 (%)
三阶	149.54	高压压气机俯仰	——	——	149.09	高压压气机俯仰	0.03

3.4 带机匣的双转子试验器临界转速试验验证

3.4.1 带机匣双转子试验器临界转速仿真

1) 仿真计算条件

模拟双转子试验器试车过程增速曲线，基于时间历程来进行双转子试验器振动仿真计算。为减少计算时间，自定义时间历程如表 3.2 所示。转静间隙取 10mm 保证在整个仿真过程中不发生碰摩。高低压转子设置为同向旋转。

表 3.2 自定义时间历程

时间 s	低压转子转速/rpm	高压转子转速/rpm	转静间隙 mm
0	0	0	10
50	3552	10566	10
100	8880	14675	10

在仿真计算中，仅仅考虑在转子质量偏心所产生的不平衡激励下振动响应，不平衡量设置考虑为：仅考虑转盘的平衡量，不考虑其他故障；各转盘偏心距均为 0.01mm。

2) 基于转盘位移的临界转速仿真分析

图 3.20 为低压压气机盘 LPC2、LPT、HPC 和 HPT 测点 X 向的位移分量振幅与对应转速关系图，图中显示出了各转盘的位移信号中 1 倍低压转速频率成分（即 $1 \times N_1$ ）随低压转速 N_1 、1 倍高压转速频率成分（即 $1 \times N_2$ ）随高压转速 N_2 的变化规律。其中低压转子转速从 0 到 8880rpm，高压转子转速从 0 到 14675rpm。从图中可以明显看出低压转子激励和高压转子激励下系统的临界转速，表 3.3 列出了由低压激励和高压激励得到的系统临界转速。由于 X 向和 Y 向具有对称性，其规律完全相同。

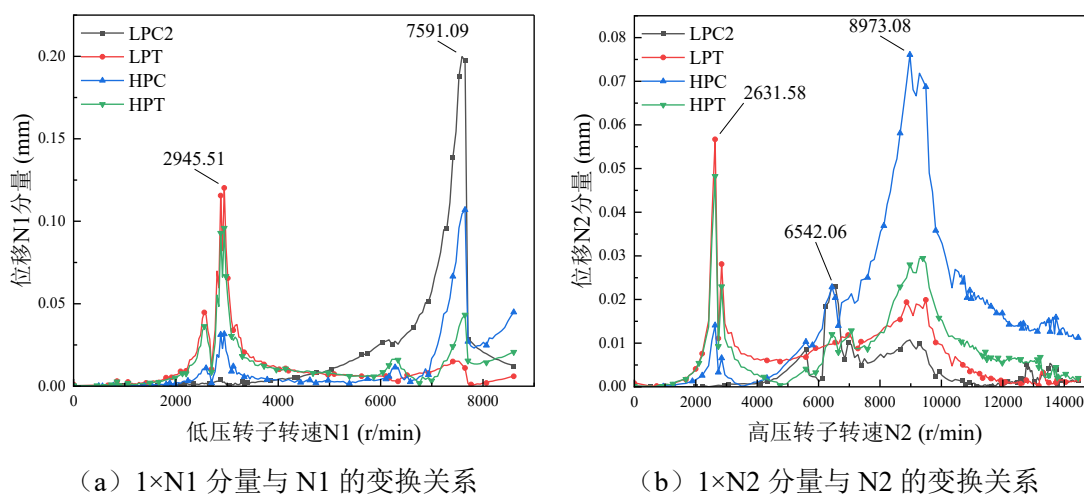


图 3.20 各转盘位移分量振幅与对应转速关系图

表 3.3 根据各转盘位移得到的临界转速

阶数	低压转子激励临界转速 (r/min)	高压转子激励临界转速 (r/min)
1	2945.51	2631.58
2	7591.09	6542.06
3	—	8973.08

3.4.2 带机匣双转子试验器临界转速试验

1) 测点布置

带机匣双转子试验器的主要测试参数包括振动加速度、振动位移及转速，对应的测量传感器分别为加速度传感器、位移传感器和转速传感器。根据安装方式不同，传感器可分为接触式与非接触式两类。其中，接触式传感器（如压电式加速度传感器）主要用于测量机匣或支承位置处的振动信号；非接触式传感器（如电涡流位移传感器或激光位移传感器）则多布置在靠近支承位置或转盘质心附近，用于监测转子径向位移与轨迹变化。

这种布置方式的设计依据在于，航空发动机整机振动特性研究中通常重点关注支承位置振动响应及轮盘处的振动特征。为更准确地获取试验器在不同转速下的临界转速与振型分布，本文在布置传感器时参考了原型发动机及其动力学相似模型的模态特征。整机试验器的传感器布置位置如图 3.21 所示，其中位移传感器部位为从风扇端看去，顺时针 135° 。使用的采集系统见图 3.9。

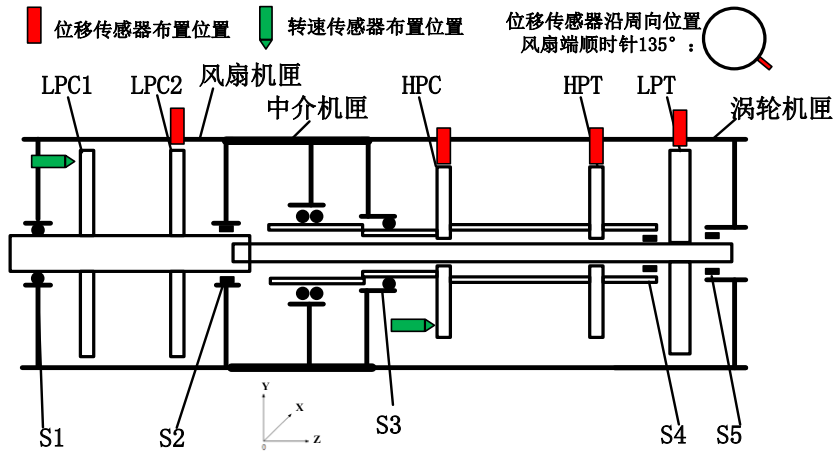
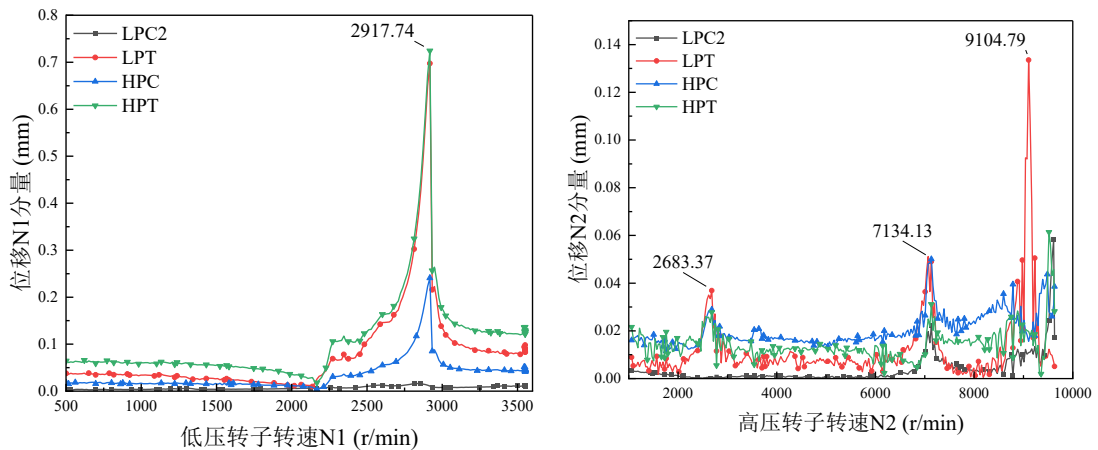


图 3.21 双转子试验器测试系统传感器布置

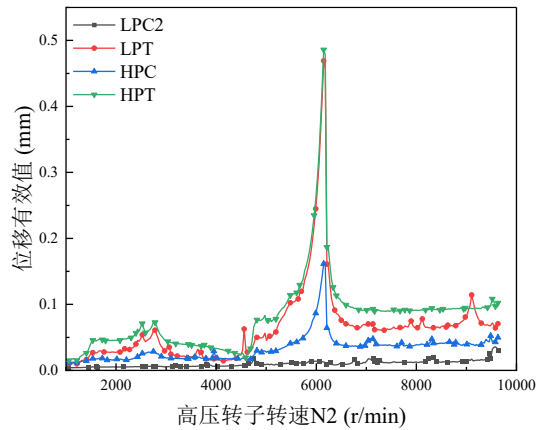
2) 基于转盘位移的临界转速试验分析 (高低压正转)

图 3.22 为低压压气机盘 LPC2、LPT、HPC 和 HPT 测点位移分量及有效值振幅与对应转速关系图, 图中显示出了各转盘的位移信号中 1 倍低压转速频率成分 (即 $1 \times N_1$) 随低压转速 N_1 、1 倍高压转速频率成分 (即 $1 \times N_2$) 随高压转速 N_2 的变化规律。其中低压转子转速从 0 到 3550rpm, 高压转子转速从 0 到 9629rpm, 前期高低压转速比为 2.12, 低压先达到 3550rpm 后维持, 高压转速继续升至 9629rpm。从图中可以明显看出低压转子激励和高压转子激励下系统的临界转速, 表 3.4 列出了由低压激励和高压激励得到的系统临界转速。



(a) $1 \times N_1$ 分量与 N_1 的变换关系

(b) $1 \times N_2$ 分量与 N_2 的变换关系



(c) 有效值与 N2 的变换关系

图 3.22 各转盘位移分量及有效值振幅与对应转速关系图

表 3.4 根据各转盘测点位移得到的临界转速

阶数	低压转子激励临界转速 (r/min)	高压转子激励临界转速 (r/min)
1	2917.74	2683.37
2	——	7134.13
3	——	9104.79

3.4.3 仿真与试验结果对比

表 3.5 为临界转速仿真值与实测值对比，从表中可以看出临界转速的仿真结果计算误差均在 10%以内，分别为 1.93%、8.30%、1.45%。结果对比分析表明所建立的整机动力学模型的精确性，同时也进一步证明建模方法的正确性。

表 3.5 临界转速仿真值与实测值对比

阶数/状态	仿真		试验		计算误差%	
	低压转子激励临界转速 (r/min)	高压转子激励临界转速 (r/min)	低压转子激励临界转速 (r/min)	高压转子激励临界转速 (r/min)	低压激励临界转速 (r/min)	高压激励临界转速 (r/min)
1	2945.51	2631.58	2917.74	2683.37	0.95	1.93
2	7591.09	6542.06	——	7134.13	——	8.30
3	——	8973.08	——	9104.79	——	1.45

3.5 本章小结

本章基于动力学相似原理，研制了带机匣的双转子试验器，并建立了对应的整机耦合动力

学模型。通过锤击法模态试验与升速过程的临界转速试验，系统验证了模型的有效性。试验与仿真结果对比表明：模态频率最大误差为 4.7%，振型一致；临界转速计算误差均在 10%以内，响应变化趋势吻合良好。上述工作验证了所建模型能够准确反映实际转子系统的动力学特性，建模方法可靠，为后续开展多类型激励下中介轴承耦合振动的仿真分析奠定了基础。

第四章 某型双转子航空发动机临界转速分析与验证

4.1 引言

本章将航空发动机整机耦合动力学建模方法应用于某型真实双转子航空发动机，建立其整机动力学模型。仿真分析了该发动机的临界转速，利用试车实测数据对仿真结果进行校验。本章工作是衔接方法验证与工程应用的关键环节，旨在确认模型对于真实发动机的适用性，从而为后续中介轴承的耦合振动机理研究奠定基础。

4.2 某型航空发动机耦合动力学模型

4.2.1 整机动力学模型

针对某型双转子航空发动机，如图 4.1 所示，将其转子系统进行简化，形成发动机结构简图，为了便于仿真与计算，将不同结构按照位置划分节点，形成整机模型的模型计算图，图中数字代表每个位置的节点号，对应发动机的各个结构。结构简图如图 4.2 所示，模型计算图如图 4.3 所示，具体参数可见专著^[76]。



图 4.1 某型双转子航空发动机

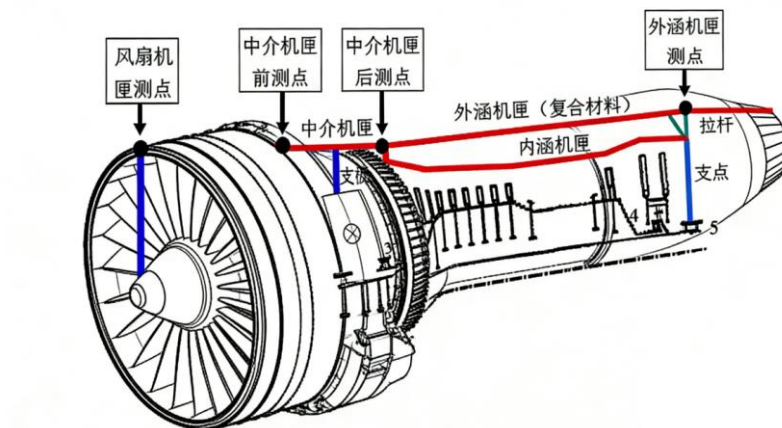


图 4.2 发动机结构简图

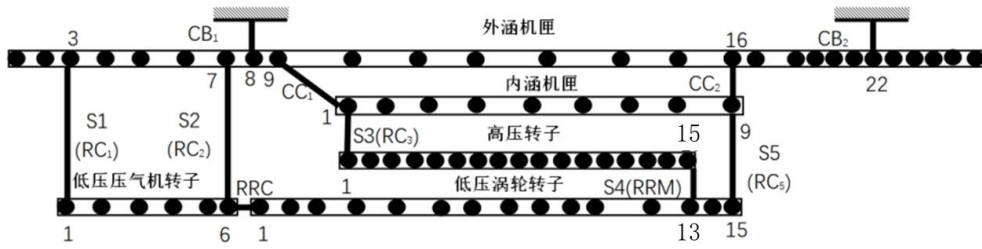


图 4.3 整机模型计算图

4.2.2 整机临界转速分析

在转子动力学分析中，临界转速通常定义为单转子系统在不平衡激励作用下发生同步正进动共振时的转速。对于双转子航空发动机系统而言，由于高压与低压转子均存在独立的不平衡激励，其激励频率与各自转速一致，故在临界转速计算中需分别分析两转子单独作用下的共振响应特性，以识别系统在不同激励条件下的临界转速分布。

目前广泛采用的坎贝尔图法，是在预先确定高、低压转子转速耦合关系后，对不同转速条件下系统的特征值进行求解，并绘制频率—转速曲线，以识别交点对应的共振区域和临界转速。尽管该方法具有较强的理论完备性和工程适用性，但其计算流程较为繁琐、耗时较长，且难以清晰区分局部模态与整机模态特征。

针对上述问题，本文引入测点响应法进行临界转速识别。该方法通过在不同转速下计算关键测点的速度响应，提取其一倍频分量并绘制随转速变化的响应曲线。对各测点曲线的极值点进行统计与汇总，可快速确定系统的临界转速位置，并在该转速下重构对应的振型分布。与坎贝尔图法相比，测点响应法能够更直观地反映航空发动机在实际工况下的振动响应特征，有助于区分局部与整体共振模式，同时大幅简化计算过程并提高计算效率。

1) 仿真条件

(1) 转速

模拟实际试车过程增速曲线，基于时间历程来进行整机振动仿真计算。自定义时间历程如表 4.1 所示。转静间隙取 10mm 保证在整个仿真过程中不发生碰摩。高低压转子反向旋转。

$$\begin{cases} N_2 = 3N_1 & N_1 \leq 3552 \\ N_2 = 0.7712N_1 + 7826.6621 & 3552 < N_1 < 8880 \end{cases} \quad (4.1)$$

表 4.1 自定义时间历程

时间 s	转速 1rpm	转速 2rpm	转静间隙 mm
0	0	0	10
100	3552	10566	10
200	8880	14675	10

(2) 不平衡量;

在仿真计算中, 仅仅考虑在转子质量偏心所产生的不平衡激励下振动响应, 不平衡量设置考虑为: 在不平衡激励设置方面, 本研究遵循以下原则: 1) 仅考虑转盘不平衡因素, 不引入其他类型的故障影响, 以保证模型分析的针对性与结果的可比性; 2) 依据实际航空发动机的不平衡量分布特征, 对各级转盘及叶片的不平衡量进行设置, 具体如下: (1) 第 1 级风扇叶片以及第 2、3 级风扇叶片的不平衡量均取 $100\text{g} \cdot \text{cm}$; (2) 第 4 级与第 9 级高压压气机叶片的不平衡量设定为 $127\text{g} \cdot \text{cm}$; (3) 位于第 9 级高压压气机盘后的 1 节点 (即蓖齿盘位置) 以及高压涡轮叶片后的 1 节点 (修正面处), 不平衡量均为 $120\text{g} \cdot \text{cm}$; (4) 第 1 级与第 2 级低压涡轮叶片的不平衡量分别为 $250\text{g} \cdot \text{cm}$ 。

表 4.2 各级盘的偏心距/mm

位置	LPC1	LPC23	HPC4	HPC9	HPC9-1	HPT	LPT
偏心距 /mm	0.02	0.02	0.1	0.134	0.07	0.088	0.068

2) 基于各转盘位移的临界转速分析

如图 4.4 所示各转盘测点 (LPC1、LPT、HPC4 和 HPT) X 向的位移分量振幅与对应转速关系图, 图中显示出了各转盘的位移信号中 1 倍低压转速频率成分 (即 $1 \times N_1$) 随低压转速 N_1 、1 倍高压转速频率成分 (即 $1 \times N_2$) 随高压转速 N_2 的变化规律。其中低压转子转速从 0 到 8880rpm, 高压转子转速从 0 到 14675rpm。从图中可以明显看出低压转子激励和高压转子激励下系统的临界转速, 表 4.3 列出了由低压激励和高压激励得到的系统临界转速。由于 X 向和 Y 向具有对称性, 其规律完全相同。

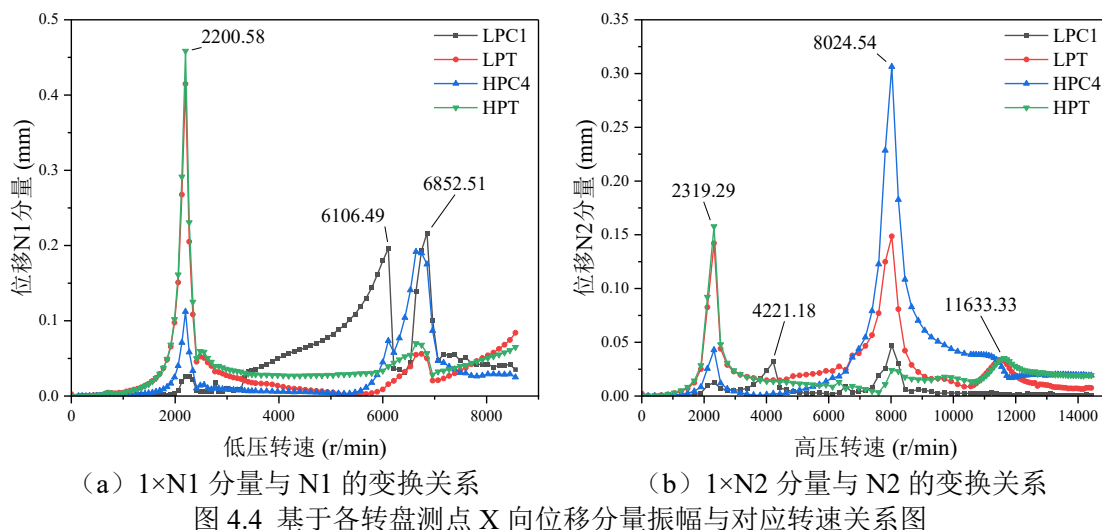


表 4.3 根据各转盘 X 向测点位移得到的临界转速

阶数	低压转子激励临界转速 (r/min)	高压转子激励临界转速 (r/min)
1	2200.58	2319.19
2	6106.49	4221.18
3	6852.51	8024.54
4	—	11633.33

3) 基于各机匣测点振动加速度的临界转速分析

图 2.6 为各机匣侧点的 X 向测点的振动加速度分量与对应转速关系图, 图中显示出了各机匣振动加速度信号中的 1 倍低压转速频率成分 (即 $1 \times N_1$) 随低压转速 N_1 、1 倍高压转速频率成分 (即 $1 \times N_2$) 随高压转速 N_2 的变化规律。其中低压转子转速从 0 到 8880rpm, 高压转子转速从 0 到 14675rpm。从图中可以明显看出低压转子激励和高压转子激励下系统的临界转速, 表 4.4 列出了由中介机匣右侧点振动加速度得到的高、低压激励下的系统临界转速。由于 X 向和 Y 向具有对称性, 其规律完全相同。

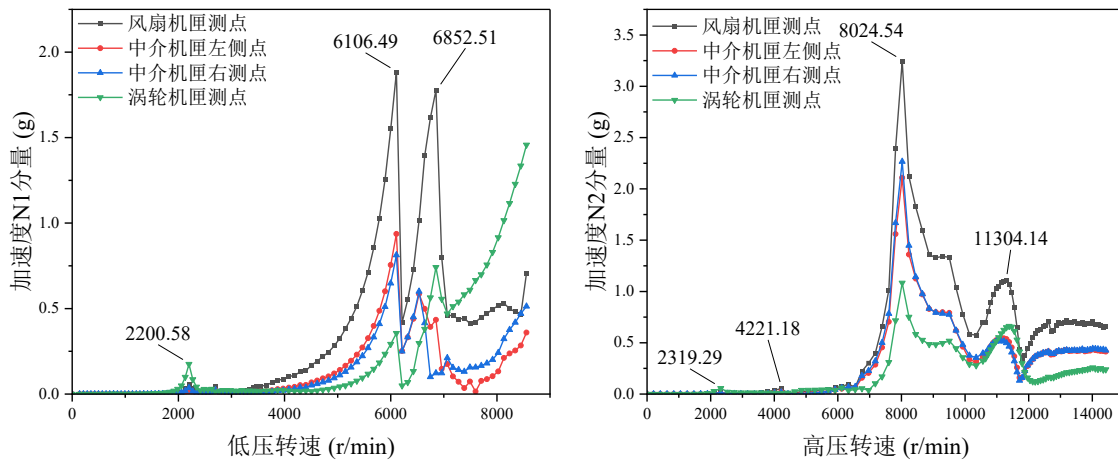
(a) $1 \times N_1$ 分量与 N_1 的变化关系(b) $1 \times N_2$ 分量与 N_2 的变化关系

图 4.5 机匣各测点 X 向振动加速度分量与对应转速关系图

表 4.4 根据机匣各测点 X 向振动加速度分量得到的临界转速

阶数	低压转子激励 (r/min)	低压转子激励时高压对应转速 (r/min)	高压转子激励 (r/min)	高压转子激励时低压对应转速 (r/min)
1	2200.58	6601.74	2319.19	773.06
2	6106.49	12535.99	4221.18	1407.06
3	6852.51	13111.32	8024.54	2674.85
4	—	—	11633.33	4936.03

根据表 4.3 和表 4.4 的临界转速, 计算相应振型, 如图 4.6 所示, 低压转子激励临界转速对

应模态分别为高低压涡轮俯仰、低压风扇摆动和高压转子摆动，低压风扇反向摆动；高压转子激励临界转速对应模态分别为高低压涡轮俯仰、低压风扇摆动、高压转子摆动，低压风扇反向摆动和高压反向俯仰摆动。

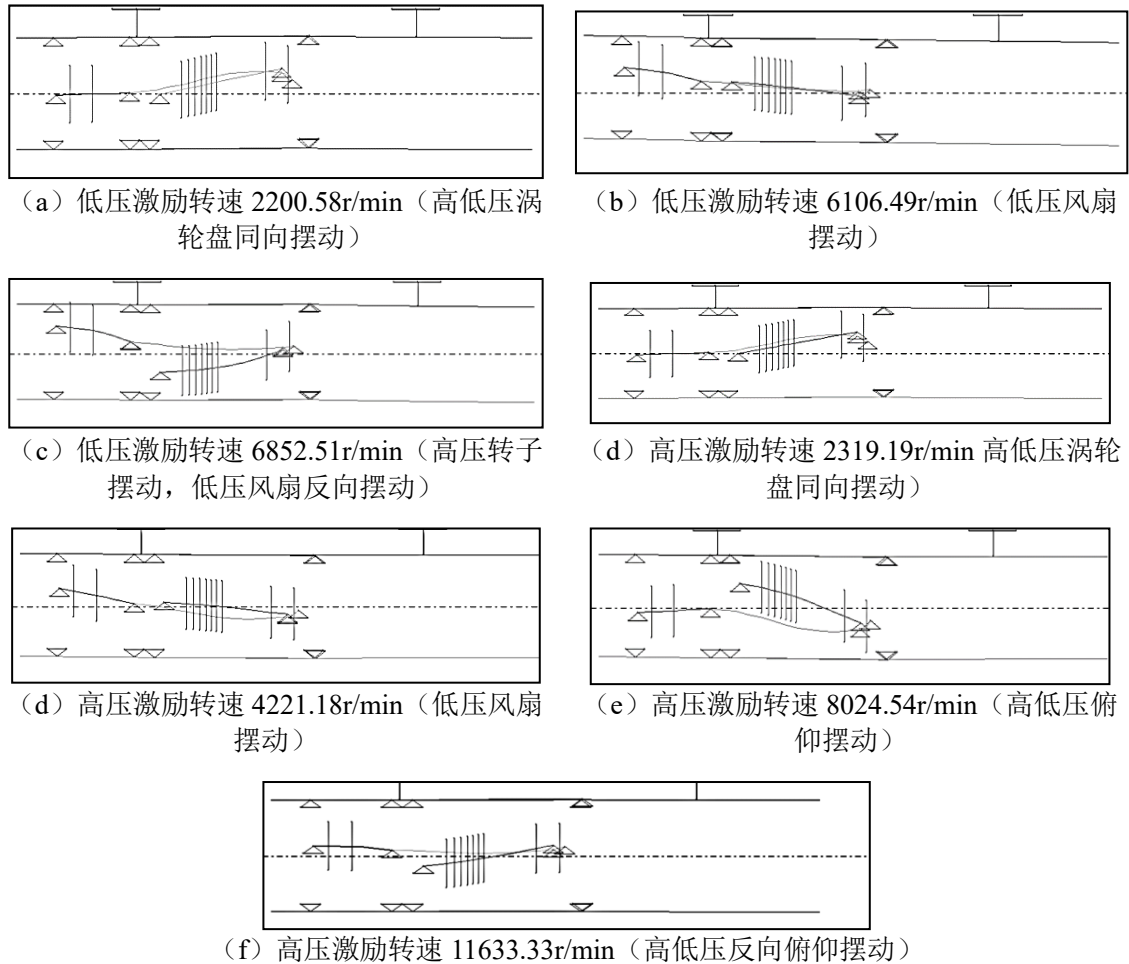


图 4.6 高低压激励各阶模态振型图

4.2.3 某型航空发动机整机模型的验证

基于响应峰值识别法，结合试车实测数据与动力学仿真结果，对双转子系统的临界转速特性进行了辨识。

如图 4.7 所示，图 4.7 (a) 和 (b) 分别给出了进气机匣测点振动速度的实测值与仿真结果。由试验数据可见，当发动机转速达到 6487rpm 时，系统出现明显的共振峰，表明该转速为整机的临界转速之一，在仿真结果中，随着低压转子转速的不断提高，在范围 6000-7000rpm 的转速范围内，低压转子激励引发的风扇俯仰模态在此区间内出现两阶临界转速，分别为 6083rpm 和 6775rpm。进一步分析两阶临界转速对应的整机振型可知，如图 4.8 所示，转速 6083rpm 下低压激励风扇与高压转子呈同相摆动；而 6775rpm 临界转速时，风扇与高压转子则呈现反相摆动的

振型特征。

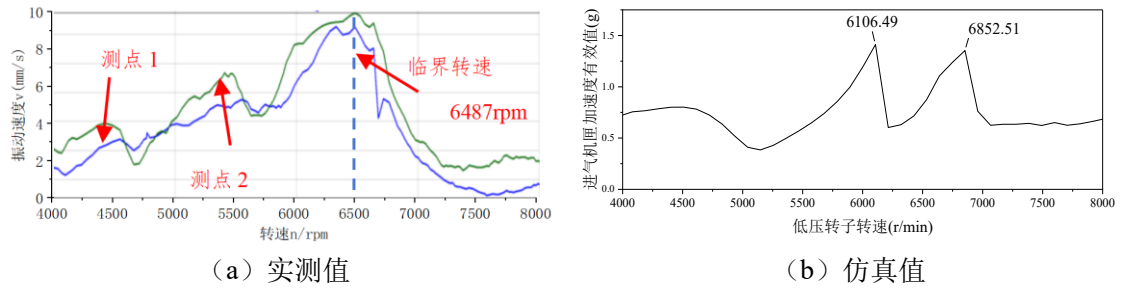


图 4.7 进气机匣测点振动速度

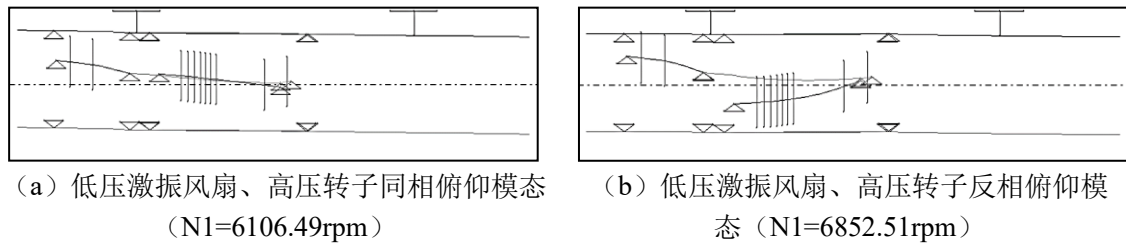


图 4.8 临界转速下整机模态计算结果

比较中介机匣测点的临界转速，实测结果显示在 7832rpm 转速下，达到了高压激振高压转子模态临界转速，如图 4.9 所示。仿真结果如图 4.10 (a) 所示，可以明显看到在高压转子转速为 7618rpm 时中介机匣振动速度明显增大，达到了临界转速，图 4.10 (b) 展示出了此转速下的整机振动情况。

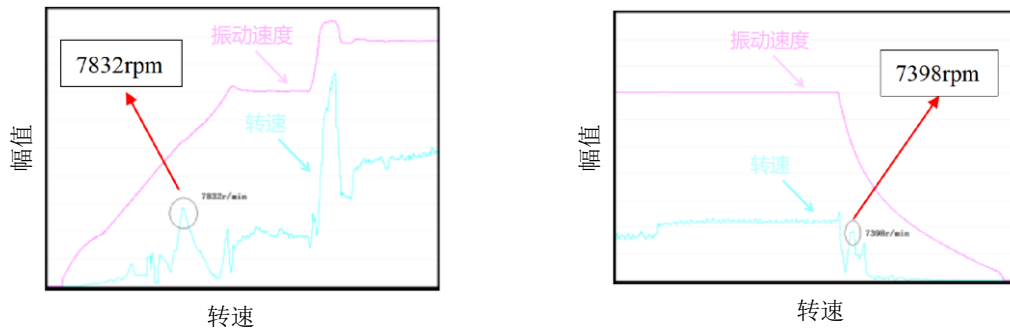


图 4.9 振动速度实测值

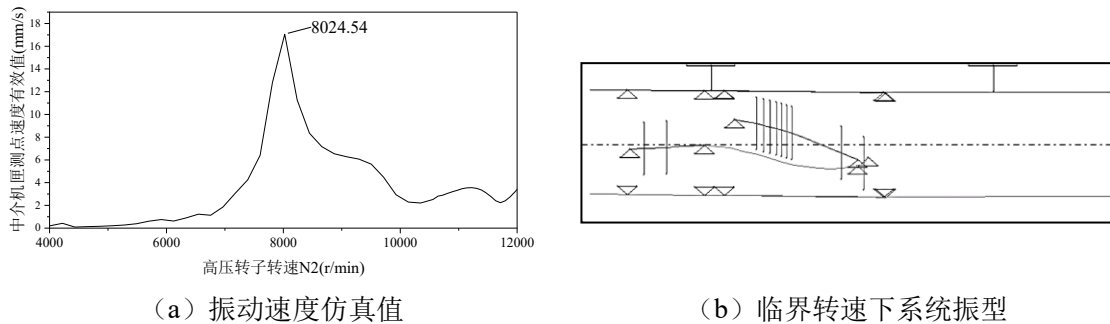


图 4.10 临界转速仿真结果

由以上实测数据与仿真结果对比分析，临界转速的实测值与仿真值相差很小，对比如表 4.5

所示，临界转速的仿真结果计算误差均在 10%以内，分别为 5.87%、5.63%、5.38%。结果对比分析表明所构建的整机模型具有较高的模拟精度，能够模拟航空发动机的振动响应。

表 4.5 临界转速结果对比

临界转速	临界转速计算值/(r/min)	临界转速实测值/(r/min)	误差
低压激振风扇俯仰模态	同相俯仰	6106.49	5.87%
	反相俯仰	6852.51	5.63%
高压激振高压压气机模态	8024.54	7615	5.38%

4.3 本章小结

本章将经过试验验证的整机耦合动力学建模方法，应用于某型真实双转子航空发动机，完成了从方法原理到工程实践的衔接。主要工作与结论如下：

(1) 建立了该型发动机的整机耦合动力学模型。依据其实际构型与参数，构建了包含高、低压转子、中介轴承、多支点支承及机匣的耦合动力学模型。

(2) 完成了发动机的临界转速计算与分析。利用所建模型，系统仿真计算了高、低压转子分别激励下的系统临界转速及其对应振型。

(3) 通过试车数据验证了模型的工程有效性。将仿真得到的临界转速结果与该型发动机的试车实测数据进行了对比。结果表明，临界转速的计算误差均在 10%以内，验证了所建模型对该型真实发动机动力学特性具有可靠的预测精度。

第五章 转子不平衡及碰摩对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

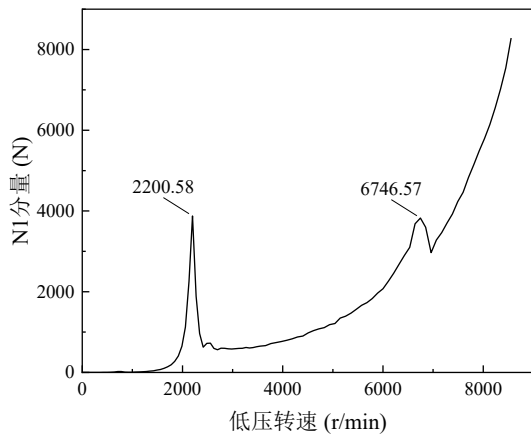
5.1 引言

本章将依托前文建立的某型航空发动机双转子-支承-机匣整机耦合动力学模型，重点研究转子不平衡与转静碰摩两类典型故障对中介轴承耦合作用的影响。通过引入转子不平衡激励，分析不平衡量大小、位置等因素对双转子系统振动响应及中介轴承载荷的影响规律；同时，利用所建立的转子-机匣碰摩模型，仿真分析不同部位发生碰摩时系统的非线性动力学响应，揭示碰摩故障对中介轴承载荷及高低压转子耦合振动的作用机制。本章研究旨在为双转子航空发动机的不平衡与碰摩故障诊断、耦合振动控制及中介轴承的载荷优化设计提供理论依据。

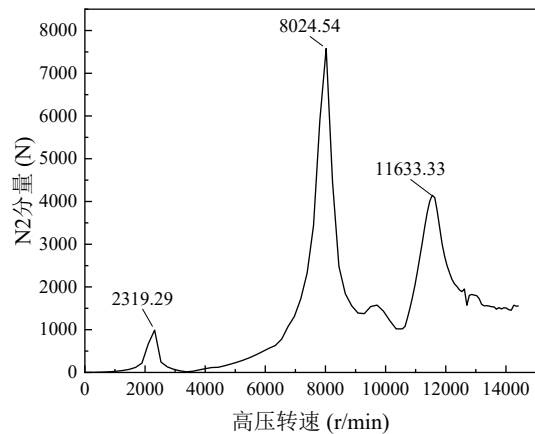
5.2 转子不平衡对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

5.2.1 初始不平衡量下的中介轴承载力仿真分析

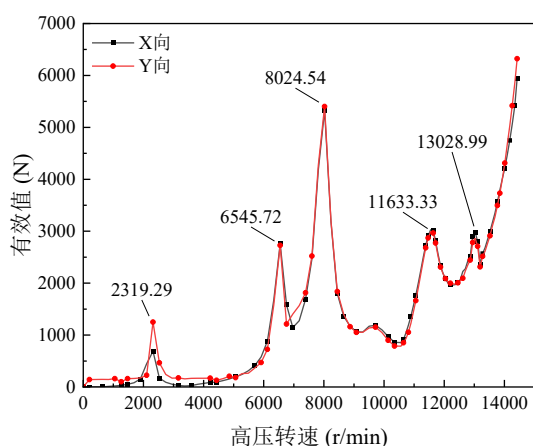
为研究双转子系统各转盘不平衡量对中介轴承载荷及高低压耦合作用的影响，首先仿真分析在初始不平衡激励下的中介轴承载荷。通过给各转盘增加 4.2.2 节所示的初始不平衡量，仿真得到中介轴承载力。图 5.1 (a) 为中介轴承载力 $1 \times N1$ 分量与低压转速 $N1$ 的变化关系，图 5.1 (b) 为中介轴承载力 $1 \times N2$ 分量与高压转速 $N2$ 的变化关系，图 5.1 (c) 为中介轴承 X 和 Y 向力有效值与高压转速 $N2$ 的变化关系，图 5.1 (d) 为中介轴承 Y 向力瀑布图与低压转速变化关系。由图可知，中介轴承载力各峰值对应各阶临界转速，同时中介轴承载力 X 向与 Y 向力曲线基本重合。



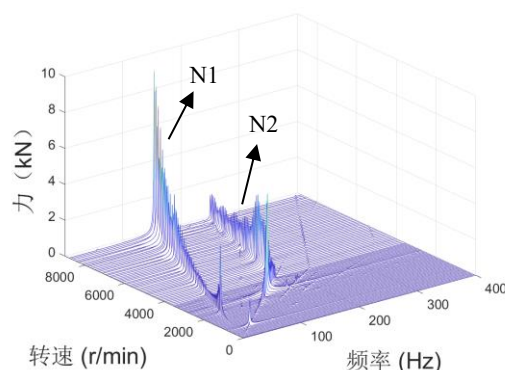
(a) 初始不平衡时中介轴承载力 $1 \times N1$ 分量与 $N1$ 的变化关系



(b) 初始不平衡时中介轴承载力 $1 \times N2$ 分量与 $N2$ 的变化关系



(c) 初始不平衡时中介轴承 X 和 Y 向力与 N1 的变化关系

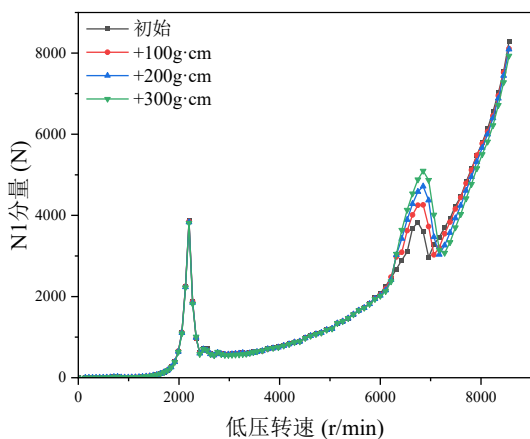


(d) 中介轴承力瀑布图随低压转速 N1 变化关系

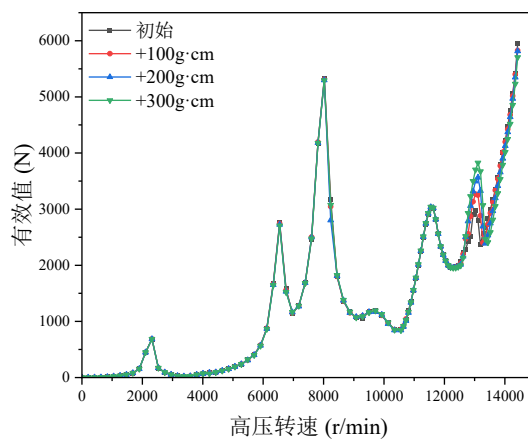
图 5.1 中介轴承作用力与转速的变化关系

5.2.2 低压风扇 (LPC1) 不平衡量大小对中介轴承载荷的影响

为研究低压风扇不平衡量大小在航空发动机双转子系统全转速域下对中介轴承载荷的影响, 设置 4 个工况, 工况 1 为初始不平衡 (100g·cm) 如表 4.2 所示, 其余三个工况为给低压风扇 LPC1 在同一相位下 (0 相位) 分别增加不平衡量 100g·cm、200g·cm 和 300g·cm, 在图中标注为 “+100g·cm、+200g·cm 和 +300g·cm”。图 5.2 对 LPC1 施加不同不平衡量时, 中介轴承力 N1 分量及有效值随各转子转速的变化关系图。



(a) 不同不平衡量时中介轴承力 1×N1 分量与 N1 的变化关系



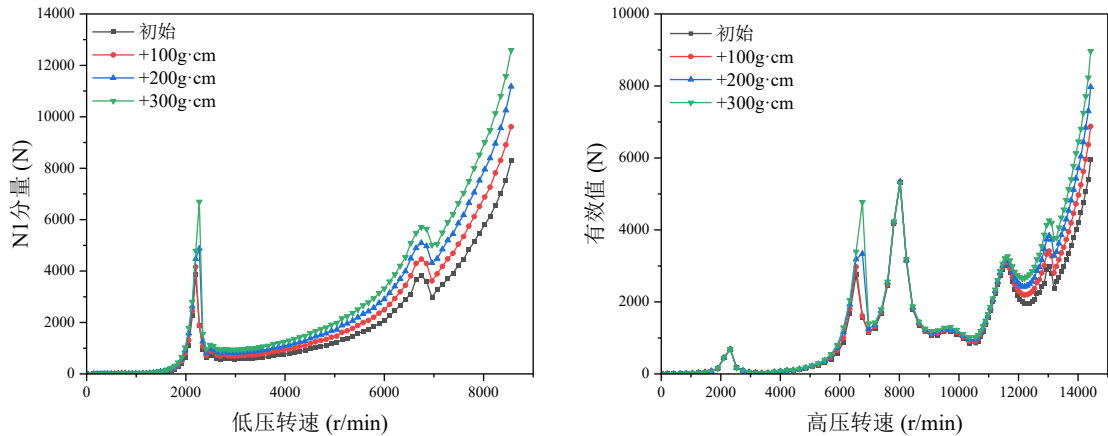
(b) 不同不平衡量时中介轴承力有效值与 N2 的变化关系

图 5.2 不同 LPC1 不平衡量时中介轴承力有效值与转速的变化关系

从图 5.2 中可以看出, LPC1 不平衡量对由低压转子激励而起的对应 N1 转速为 6746.57r/min 的波峰影响较大, 且表现为线性增加规律, 该转速下对应模态为风扇俯仰。但是, 对模态为涡轮摆动的临界转速 2200rpm 下的振动几乎没有影响, 其原因在于该阶模态下, LPC1 几乎不振动。

5.2.3 低压涡轮（LPT）不平衡量大小对中介轴承力的影响

为研究低压涡轮 LPT 不平衡量大小对中介轴承载荷的影响，设置 4 个工况，工况 1 为初始不平衡（ $250\text{g}\cdot\text{cm}$ ）如表 4.2 所示，其余三个工况为给低压涡轮 LPT 在同一相位下（0 相位）分别增加不平衡量 $100\text{g}\cdot\text{cm}$ 、 $200\text{g}\cdot\text{cm}$ 和 $300\text{g}\cdot\text{cm}$ ，在图中标注为“ $+100\text{g}\cdot\text{cm}$ ”、“ $+200\text{g}\cdot\text{cm}$ ”和“ $+300\text{g}\cdot\text{cm}$ ”。图 5.3 对 LPC1 施加不同不平衡量时，中介轴承力 N1 分量及有效值随各转子转速的变化关系图。



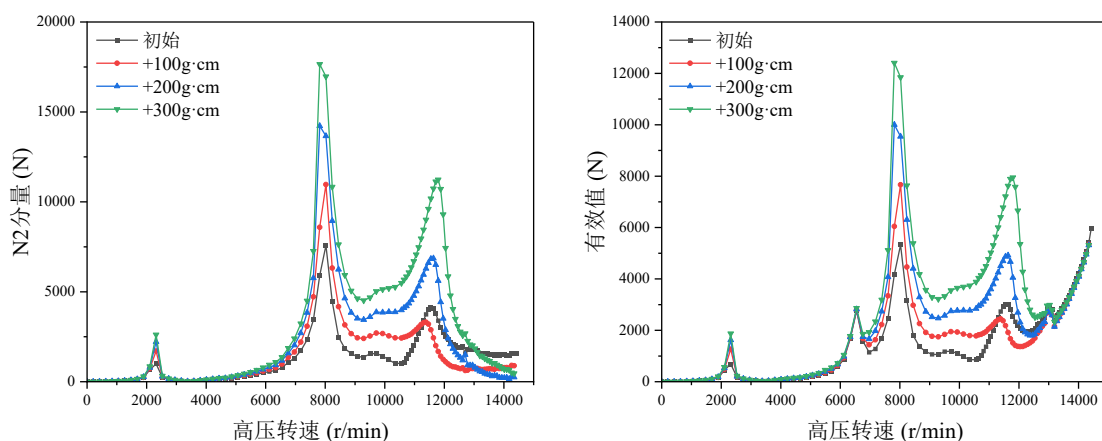
(a) 不同不平衡量时中介轴承力 $1\times N1$ 分量与 $N1$ 的变化关系 (b) 不同不平衡量时中介轴承力有效值与 $N2$ 的变化关系
图 5.3 不同 LPT 不平衡量时中介轴承力有效值与转子转速关系图

从图 5.3 中可以看出，LPT 不平衡量对转速为 $2200.58\text{r}/\text{min}$ 和 $6746.57\text{r}/\text{min}$ 的波峰影响较大，且在全转速域对中介轴承力 $1\times N1$ 分量影响较大；LPT 不平衡量越大，对应波峰值越大，表现出线性增加规律；其原因在于该两个临界转速下，LPT 均表现出了较大的模态位移。

5.2.4 高压压气机（HPC）不平衡量大小对中介轴承力的影响

为研究高压压气机不平衡量大小对中介轴承载荷的影响，设置 4 个工况，工况 1 为初始不平衡（ $127\text{g}\cdot\text{cm}$ ）如表 4.2 所示，其余三个工况为在高压压气机 HPC 在同一相位下（0 相位）分别增加不平衡量 $100\text{g}\cdot\text{cm}$ 、 $200\text{g}\cdot\text{cm}$ 和 $300\text{g}\cdot\text{cm}$ ，在图中标注为“ $+100\text{g}\cdot\text{cm}$ ”、“ $+200\text{g}\cdot\text{cm}$ ”和“ $+300\text{g}\cdot\text{cm}$ ”。图 5.4 对 HPC 施加不同不平衡量时，中介轴承力 $N2$ 分量及有效值随各转子转速的变化关系图。

从图 5.4 中可以看出，HPC 不平衡量对由高压转子激励而起的临界转速为 $2319.29\text{r}/\text{min}$ 、 $8024.54\text{r}/\text{min}$ 和 $11633.33\text{r}/\text{min}$ 的波峰影响较大，即对中介轴承力 $1\times N2$ 分量影响较大，HPC 不平衡量越大，对应波峰值越大，表现出线性增加规律，其原因在于该三阶临界转速下，HPC 均表现出了较大的模态位移；在中高转速下，HPC 不平衡量的增加将产生较大的中介轴承力，高低压转子耦合作用加剧，可能会导致中介轴承损坏。且与 LPC 和 LPT 的不平衡量影响相比要大得多。



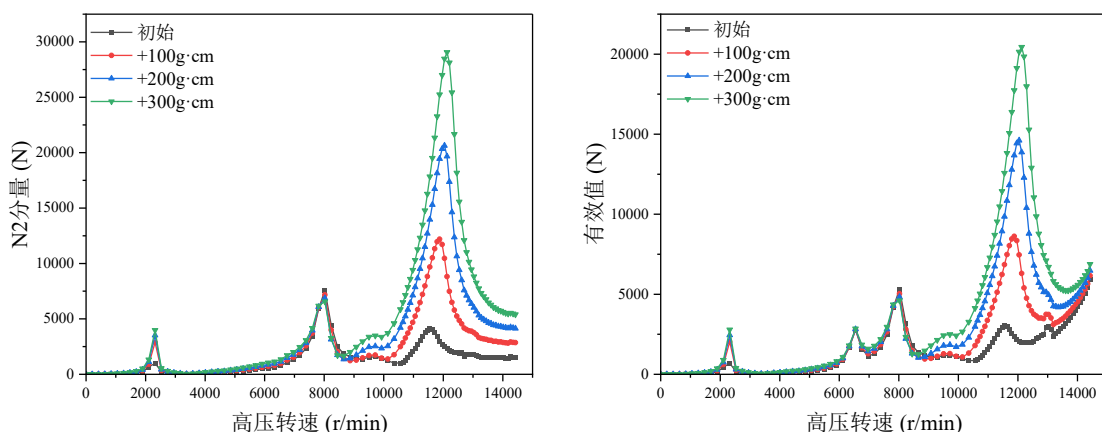
(a) 不同不平衡量时中介轴承力 $1 \times N_2$ 分量与 N_2 的变化关系 (b) 不同不平衡量时中介轴承力有效值与 N_2 的变化关系

图 5.4 不同 HPC 不平衡量时中介轴承力与转子转速关系图

5.2.5 高压涡轮 (HPT) 不平衡量大小对中介轴承力的影响

为研究高压涡轮不平衡量大小在航空发动机双转子系统全转速域下对中介轴承载荷的影响, 设置 4 个工况, 工况 1 为初始不平衡 ($120\text{g}\cdot\text{cm}$) 如表 4.2 所示, 其余三个工况为给高压涡轮 HPT 在同一相位下 (0 相位) 分别增加不平衡量 $100\text{g}\cdot\text{cm}$ 、 $200\text{g}\cdot\text{cm}$ 和 $300\text{g}\cdot\text{cm}$, 在图中标注为 “ $+100\text{g}\cdot\text{cm}$ ”、“ $+200\text{g}\cdot\text{cm}$ ” 和 “ $+300\text{g}\cdot\text{cm}$ ”。图 5.5 为中介轴承力 N_2 分量及有效值随各转子转速的变化关系图。

从图 5.5 中可以看出, HPT 不平衡量对由高压转子激励而起的转速为 $11633.33\text{r}/\text{min}$ 的波峰影响很大, HPT 不平衡量越大, 对应波峰值越大, 表现出线性增加规律; 在高转速下, HPT 不平衡量的增加将产生很大的中介轴承力, 高低压转子耦合作用加剧, 可能会导致中介轴承损坏。其原因在于该临界转速下, 高压转子为俯仰模态, HPT 表现出了较大的模态位移。



(a) 不同不平衡量时中介轴承力 $1 \times N_2$ 分量与 N_2 的变化关系 (b) 不同不平衡量时中介轴承力有效值与 N_2 的变化关系

图 5.5 不同 HPT 不平衡量时中介轴承力与转子转速关系图

5.2.6 中介轴承载荷对不平衡量敏感性分析

为了量化双转子各位置不平衡量对中介轴承力影响，进行中介轴承力对不平衡量分布的敏感性分析。根据灵敏度的定义，中介轴承力有效值为自变量，转子系统的不平衡量为因变量，当转子的不平衡量为 e 时，中介轴承力可得为 F 。当转子的不平衡量增加为 Δe 时，中介轴承力将增加 ΔF 。因此中介轴承力对不平衡量的敏感度可以写成以下形式：

$$S = \frac{\Delta F / F}{\Delta e / e} \times 100\% \quad (5.1)$$

灵敏度分析时，通常选取转子系统工作转速范围内的临界转速状态或发动机慢车转速和设计工作转速等重要转速状态。选择高低压压气机盘和涡轮盘，在同一相位上，不平衡量增加 $100\text{g}\cdot\text{cm}$ ，其余各转盘不平衡量如表 4.2。在上述计算的双转子试验器临界转速的条件下进行计算，如表 5.1 所示的五个转速点。

表 5.1 低压和高压激励下的临界转速计算条件

点数	1	2	3	4	5
N1 临界转速	773.06	2200.58	2674.85	4936.03	6746.57
对应 N2 转速	2319.29	6601.7	8024.54	11633.33	13029.62
激励转子	高压	低压	高压	高压	低压
模态振型	涡轮俯仰	涡轮俯仰	风扇俯仰	高压压气机俯仰	风扇俯仰

图 5.6 为在各阶临界转速下，各个盘对中介轴承载荷的不平衡量灵敏度规律。由图可知：

- 1) 低压压气机（LPC1）对低压激励 6746.57rpm 临界转速下的中介轴承力影响最大，灵敏度系数达到 9.2；
 - 2) 低压涡轮（LPT）对低压激励 2674.85rpm、4936.03rpm 和 6746.57rpm 临界转速下的中介轴承力影响最大，灵敏度系数达到 53.9、51.5 和 41；
 - 3) 高压压气机 HPC 对高压激励 2319.29rpm、8024.54rpm 和 11633.33rpm 临界转速下的中介轴承力影响最大，灵敏度系数分别达到 69.2、52.5 和 68.8；
 - 4) 高压涡轮（HPT）对高压激励 2319.29rpm、11633.33rpm 和 13029.62rpm 临界转速下的中介轴承力影响灵敏度系数分别达到 121、151 和 156；
- 由此可见，在慢车以上的工作转速范围内，HPT 的不平衡量对中介轴承力的影响最大，HPC 和 LPT 次之，LPC 不平衡量对中介轴承力影响最小。

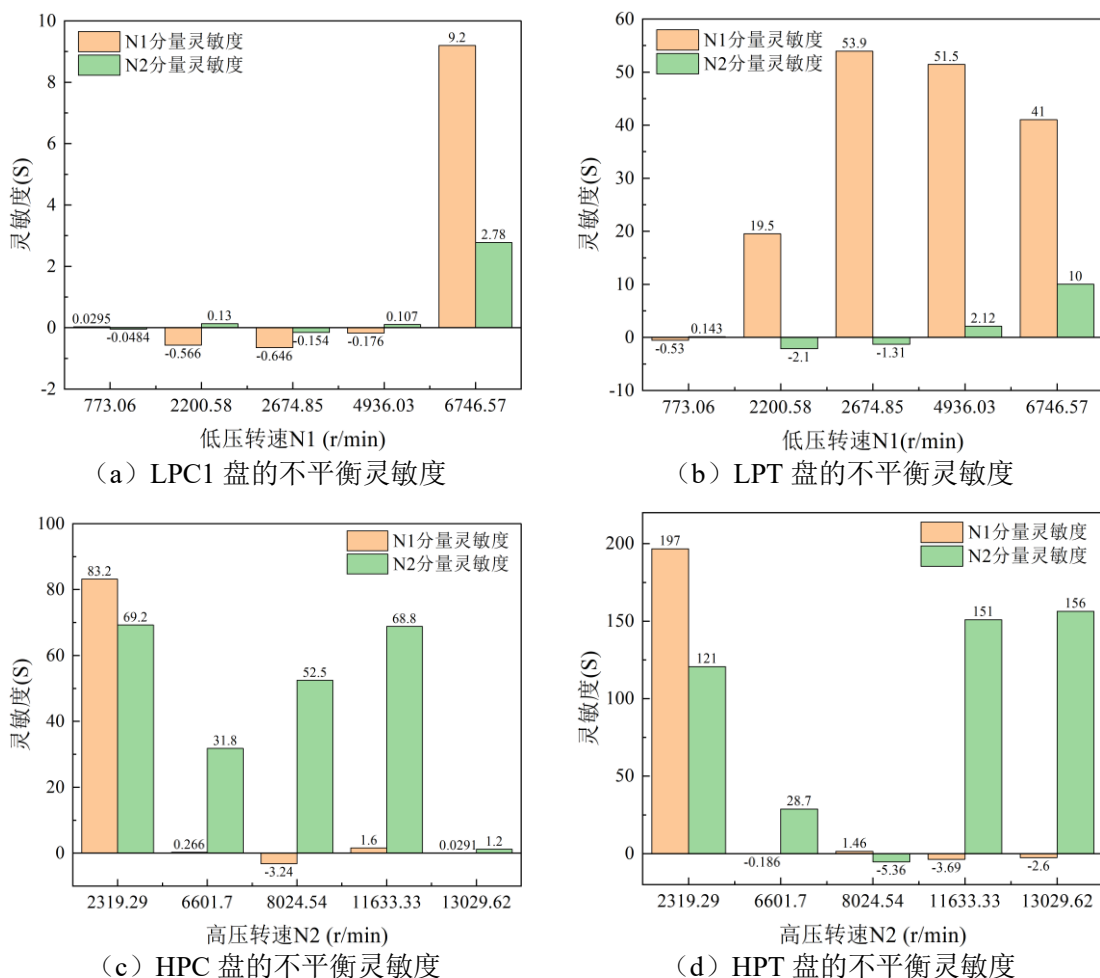


图 5.6 中介轴载荷转速基频分量对各个盘的不平衡量灵敏度

5.2.7 转子不平衡对中介轴承耦合作用影响小结

(1) 中介轴载荷的峰值响应与系统的临界转速密切相关。仿真结果表明，中介轴承振动有效值波峰中对应高压转子转速 6601.7r/min (N1=2200.58r/min) 和 13029.62 r/min (N1=6746.57 r/min) 的由低压转子激励而起；2319.29r/min(N1=773.06 r/min)、8024.54r/min(N1=2674.85r/min) 和 11633.33r/min (N1=4936.03r/min) 由高压转子激励而起；

(2) 不平衡量的影响具有显著的“路径依赖”特性。低压转子 (LPC1、LPT) 的不平衡主要增大中介轴承力中与低压转速同频 ($1 \times N1$) 的分量，而高压转子 (HPC、HPT) 的不平衡则主导与高压转速同频 ($1 \times N2$) 分量的变化。其中，高压涡轮 (HPT) 处的不平衡量在发动机高转速工作区对中介轴承力的影响最为突出；

(3) 在研究的工况范围内，中介轴承力对各转盘不平衡量的变化较为敏感，在各临界转速附近，轴承力峰值随不平衡量增大近似呈现线性增长规律；

(4) 在慢车以上的工作转速范围内，HPT 的不平衡量对中介轴承力的影响最大，HPC 和

LPT 次之，LPC 不平衡量对中介轴承力影响最小。

5.3 转静碰摩对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

5.3.1 转静碰摩仿真条件

1) 转速及不平衡量:

转速及不平衡量的仿真条件设置与本文 4.2.2 节相同，其中转速设置见表 4.1，不平衡量设置通过设置不同偏心距，具体参数见表 4.2。

2) 碰摩参数:

(1) 为了保证碰摩一直存在，将转速随时间变化的计算时间历程表 4.1 中的转静间隙设置为 0.5mm;

(2) 在模拟不同部位碰摩时，将其对应转子 Y 向偏移量设置为-0.6mm，实现局部偏摩，同时碰摩刚度设置为 $2.5 \times 10^7 \text{N/m}$ ，摩擦系数为 0.1;

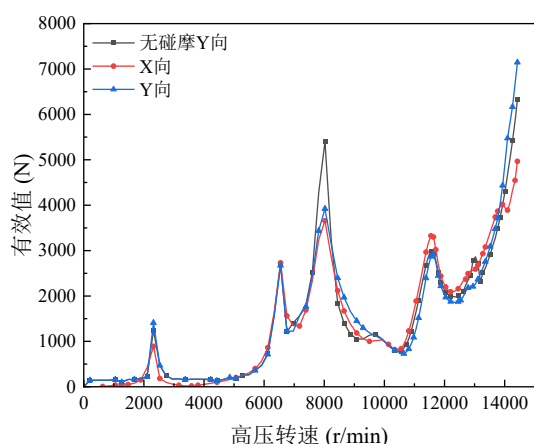
(3) 叶片数：第一级风扇叶片数 N 为 28；第二级低压涡轮叶片数 N 为 92；高压压气机第四级叶片数 N 为 68；高压涡轮叶片数 N 为 72。

图 5.1 (c) 为中介轴承 X 和 Y 向力与 N2 的变化关系，从图中可以看出，中介轴承力 X 向与 Y 向力曲线基本重合，仅在低转速时由于转子自身重力原因，中介轴承力 X 向与 Y 向有所差距。因此，本节后续绘图中为了对比清晰，均选择无碰摩时中介轴承力 Y 向分量作为对比项。

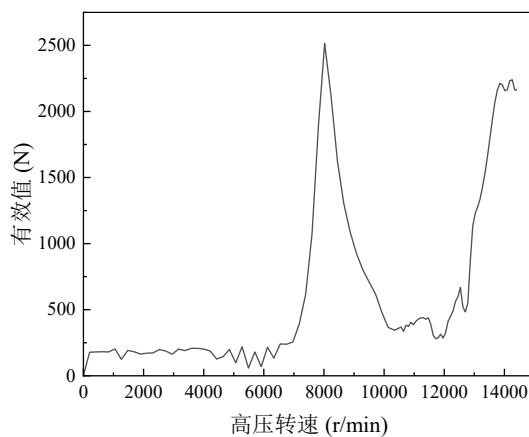
5.3.1 低压风扇转子碰摩对中介轴承载荷的影响

图 5.7 为低压风扇 LPC 碰摩时中介轴承力和碰摩力随转速变化曲线，因为碰摩发生在 Y 向。图 5.7 (a) 为有无碰摩时中介轴承力有效值 X 向和 Y 向分力随高压转速 N2 变化曲线，由于无碰摩时，中介轴承力 X 向与 Y 向力曲线基本一致，为清晰对比，图中仅对比 Y 向。因为偏摩发生在 Y 向，Y 向力远大于 X 向，所以图 5.7 (b) 为碰摩 Y 向力有效值随高压转速 N2 变化曲线。图 5.7 (c) 为中介轴承 Y 向力随低压转速 N1 变化瀑布图。

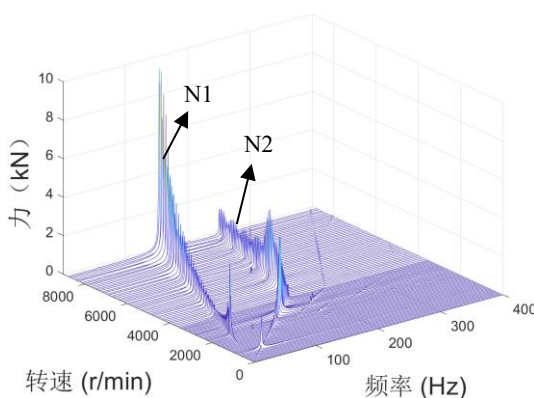
从图中可以看出：中介轴承 X 向分力与 Y 方向分力有效值随 N2 变化趋势一致，在低转速下，两者差距较小，在高转速下 Y 向显著大于无碰摩时大于 X 向；低压风扇偏摩时，Y 向碰摩力峰值对应中介轴承力峰值，同时对应的中介轴承力峰值比无碰摩时小；瀑布图与不碰摩是变化较小。总体上来看，LPC 处发生偏摩，对中介轴承力的影响不大。



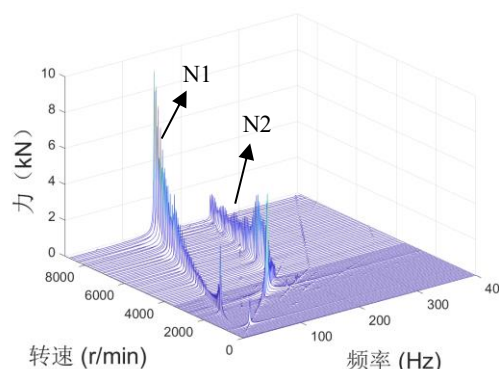
(a) 碰摩与不碰摩下中介轴承径向力对比



(b) Y 向碰摩力随转速变化曲线



(c) 碰摩时中介轴承径向垂直力瀑布图



(d) 无碰摩时中介轴承径向垂直力瀑布图

图 5.7 低压风扇碰摩时中介轴承力的全转速变化趋势图

5.3.2 高压压气机转子碰摩对中介轴承载荷的影响

图 5.8 为高压压气机 HPC 碰摩时中介轴承力和碰摩力随转速变化曲线，因为碰摩发生在 Y 向。图 5.8 (a) 为有无碰摩时中介轴承力有效值 X 向和 Y 向分力随高压转速 N2 变化曲线，由于无碰摩时，中介轴承力 X 向与 Y 向力曲线基本一致，为清晰对比，图中仅对比 Y 向。因为偏摩发生在 Y 向，Y 向力远大于 X 向，所以图 5.8 (b) 为碰摩 Y 向力有效值随高压转速 N2 变化曲线。图 5.8 (c) 为中介轴承 Y 向力随低压转速 N1 变化瀑布图。

从图中可以看出：中介轴承的 X 向分力与 Y 方向分力有效值随 N2 变化趋势一致，在低转速下，X 向力大于 Y 向，在高转速下相反；HPC 碰摩时，Y 向碰摩力峰值对应中介轴承力峰值，且碰摩力很大；有无碰摩对比，中介轴承力的峰值大小及位置均变化较大，其主要原因是碰摩相当于增加额外的支承刚度；瀑布图中可以看出，碰摩时 N2 分量显著增大。总体上来看，HPC 处发生偏摩，对中介轴承力的影响不大。

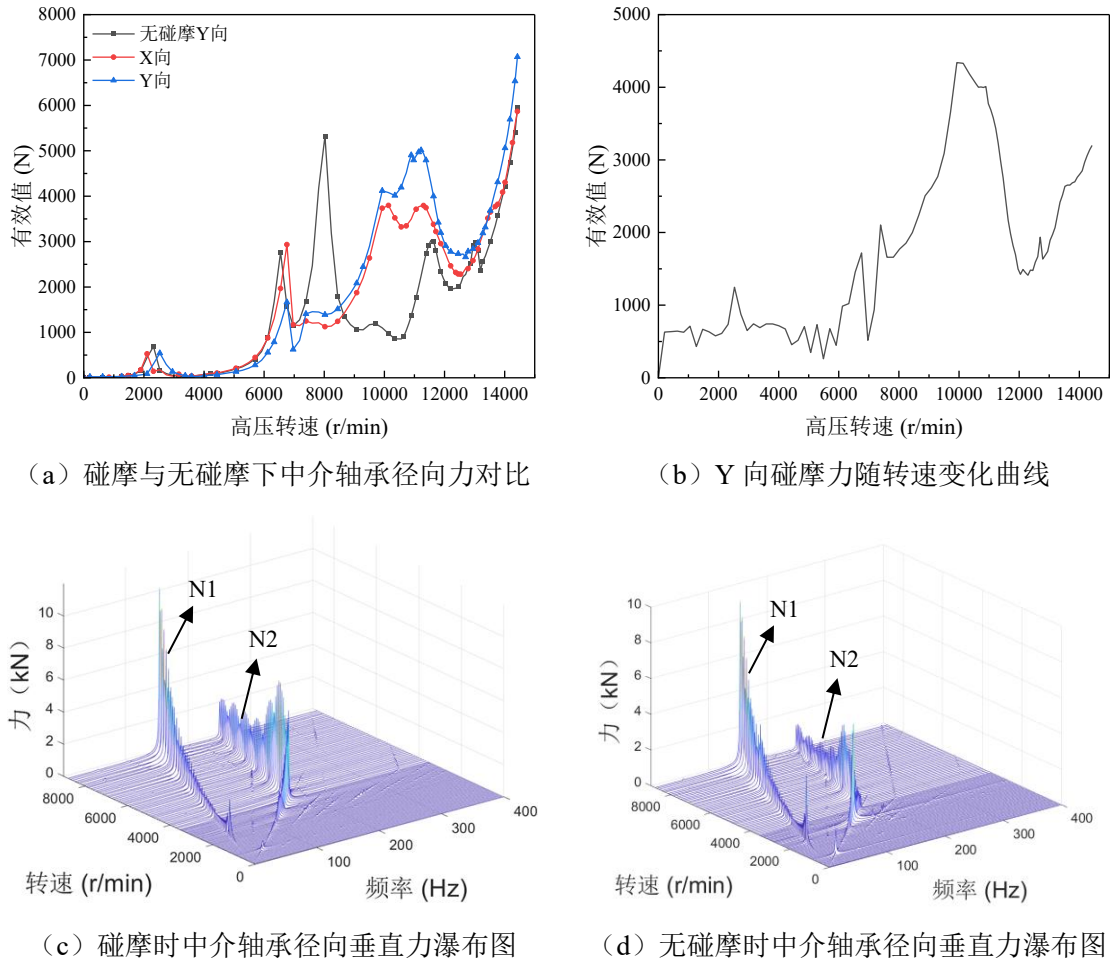
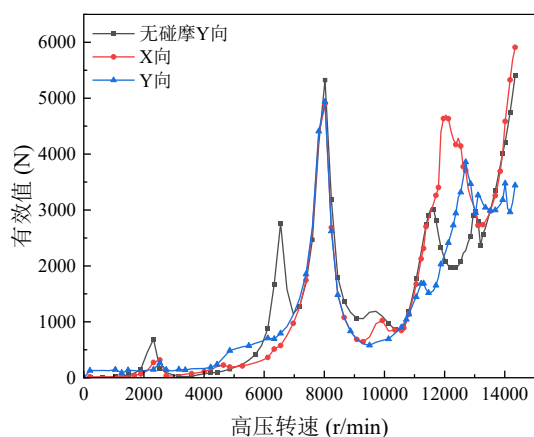


图 5.8 高压压气机碰摩时中介轴承力的全转速变化趋势图

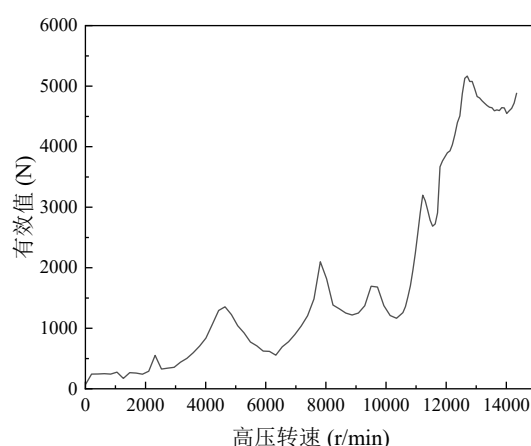
5.3.3 高压涡轮碰摩对中介轴承载荷的影响

图 5.9 为高压涡轮 HPT 碰摩时中介轴承力和碰摩力随转速变化曲线，因为碰摩发生在 Y 向。图 5.9 (a) 为有无碰摩时中介轴承 X 向和 Y 向分力有效值随高压转速 N2 变化曲线，由于无碰摩时，中介轴承力 X 向与 Y 向力曲线基本一致，为清晰对比，图中仅对比 Y 向。因为偏摩发生在 Y 向，Y 向力远大于 X 向，所以图 5.9 (b) 为碰摩 Y 向力有效值随高压转速 N2 变化曲线。图 5.9 (c) 为中介轴承 Y 向力随低压转速 N1 变化瀑布图。

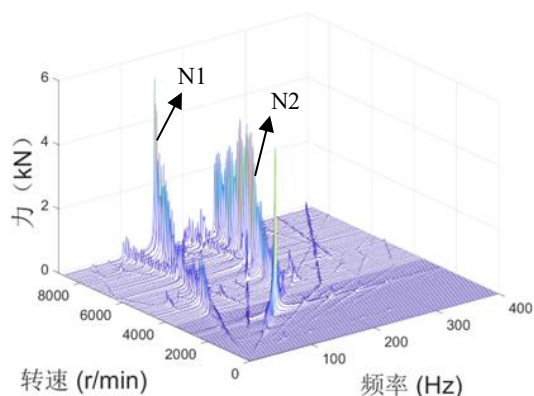
从图中可以看出：中介轴承力 X 向分力与 Y 方向分力有效值随 N2 变化趋势一致，在低转速下，X 向和 Y 向相差不大，在高转速下 X 向力显著大于 Y 向力；HPT 碰摩时，Y 向碰摩力峰值对应中介轴承力峰值，且碰摩力很大；有无碰摩对比，中介轴承力的峰值大小及位置均变化较大，其主要原因是碰摩相当于增加额外的支承刚度；从瀑布图中可以看出，碰摩时 N2 分量显著增大，N1 分量减小，且高低压转速倍频及组合频率和复杂频率更加显著。总体上来看，HPT 处发生偏摩，对中介轴承力的影响不大。



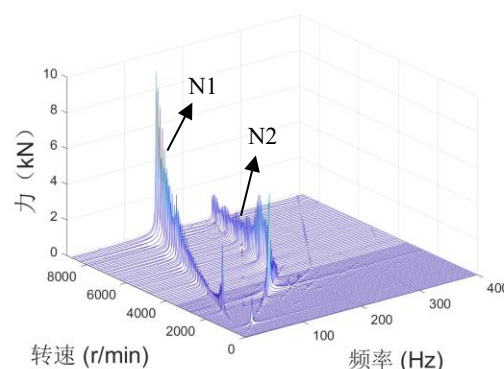
(a) 碰摩与无碰摩下中介轴承径向力对比



(b) Y 向碰摩力随转速变化曲线



(c) 碰摩时中介轴承径向垂直力瀑布图



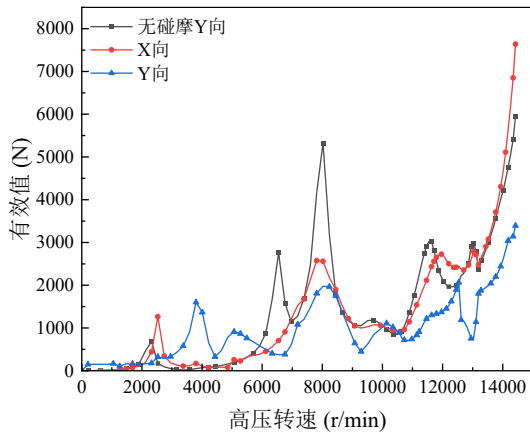
(d) 无碰摩时中介轴承径向垂直力瀑布图

图 5.9 高压涡轮碰摩时中介轴承力的全转速变化趋势图

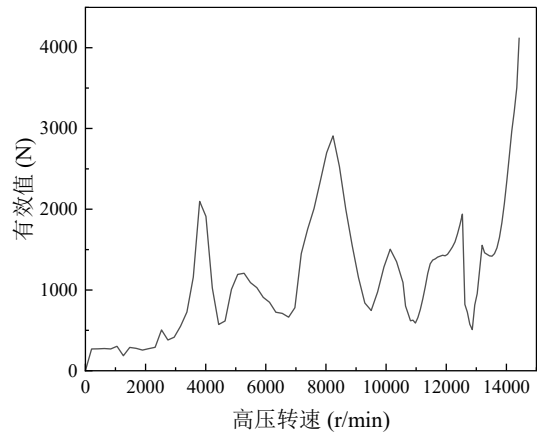
5.3.4 低压涡轮碰摩对中介轴承载荷的影响

图 5.10 为低压涡轮 LPT 碰摩时中介轴承力和碰摩力随转速变化曲线，因为碰摩发生在 Y 向。图 5.10 (a) 为有无碰摩时中介轴承力有效值 X 向和 Y 向分力随高压转速 N2 变化曲线，由于无碰摩时，中介轴承力 X 向与 Y 向力曲线基本一致，为清晰对比，图中仅对比 Y 向。因为偏摩发生在 Y 向，Y 向力远大于 X 向，所以图 5.10 (b) 为碰摩 Y 向力有效值随高压转速 N2 变化曲线。图 5.10 (c) 为中介轴承 Y 向力随低压转速 N1 变化瀑布图。

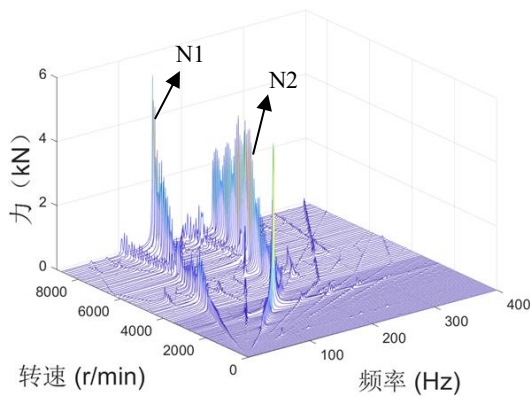
从图中可以看出：中介轴承 X 向分力与 Y 方向分力有效值随 N2 变化趋势产生较大变化，在不同转速产生峰值，且高转速时，X 向分力显著大于 Y 向；LPT 碰摩时，Y 向碰摩力峰值对应中介轴承力峰值，且碰摩力很大；有无碰摩对比，中介轴承力的峰值大小及位置均变化较大，其主要原因是碰摩相当于增加额外的支承刚度；瀑布图中可以看出，碰摩时 N2 分量显著增大，N1 分量减小，且高低压转速倍频及组合频率和复杂频率更加显著。总体上来看，LPT 处发生偏摩，对中介轴承力的影响不大。



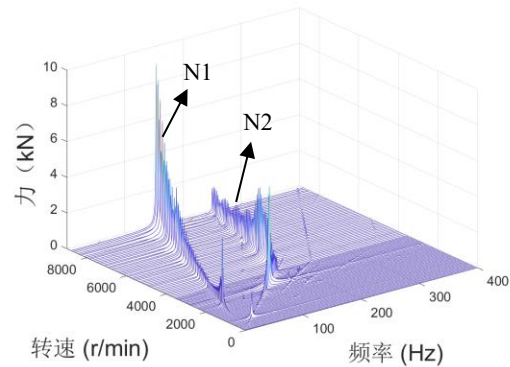
(a) 碰摩与无碰摩下中介轴承径向力对比



(b) Y向碰摩力随转速变化曲线



(c) 碰摩时中介轴承径向垂直力瀑布图



(d) 无碰摩时中介轴承径向垂直力瀑布图

图 5.10 低压涡轮碰摩时中介轴承力的全转速变化趋势图

5.4 本章小结

本章基于所建立的双转子-支承-机匣整机耦合动力学模型，系统研究了转子不平衡与转静碰摩两类型故障对中介轴承耦合作用影响规律，主要工作及结论如下：

(1) 转子不平衡影响分析：通过分别设置低压风扇（LPC1）、低压涡轮（LPT）、高压压气机（HPC）和高压涡轮（HPT）四个关键转盘处不同大小的不平衡量，进行全转速域仿真分析。结果表明：不平衡激励对中介轴承力的影响具有显著的“路径依赖”特性，即低压转子不平衡主要激起并放大中介轴承力中与低压转速同频（ $1 \times N1$ ）的分量，而高压转子不平衡则主导与高压转速同频（ $1 \times N2$ ）分量的变化。在慢车以上的工作转速范围内，不同位置不平衡量的影响程度存在明显差异：高压涡轮（HPT）处的不平衡量对中介轴承力的影响最大，高压压气机（HPC）和低压涡轮（LPT）次之，低压风扇（LPC1）的影响最小。

(2) 转静碰摩影响分析：采用所建立的转子-机匣碰摩模型，仿真分析了低压风扇、高压压气机、高压涡轮及低压涡轮四个关键部位发生局部偏摩时的系统响应。结果表明：①碰摩故障会引入强烈的非线性激励，显著改变系统的动力特性。碰摩相当于在局部增加了附加支承刚

度，导致系统临界转速及振动峰值的位置和大小发生明显改变。②发生碰摩时，中介轴承力的频谱中除转速倍频分量显著增大外，还会出现丰富的高低压转子转速组合频率及高频谐波成分。但是不同部位的碰摩对中介轴承力的有效值影响均不大。

第六章 中介轴承径向游隙对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

6.1 引言

中介轴承游隙的大小会直接影响滚子与滚道的接触状态、载荷分布以及系统的等效支承刚度，从而改变转子间的振动传递路径与耦合强度。尤其在多类型激励（如不平衡、碰摩）共存的情况下，游隙可能与非线性的故障激励相互耦合，进一步加剧系统的振动复杂性，对中介轴承的动载荷及寿命构成严重威胁。

本章旨在系统研究中介轴承径向游隙对其耦合作用的影响机理。首先，分析不同游隙条件下中介轴承载荷的基本变化规律，揭示游隙对系统固有特性及振动响应的影响；其次，探讨游隙与典型故障（如转子不平衡、转静碰摩）复合激励下的耦合效应，明确游隙在故障动力学中的调制角色；最后，基于振动传递特性分析，提出通过机匣测点响应间接评估中介轴承载荷的方法，为工程实际中的状态监测与载荷反演提供理论依据。

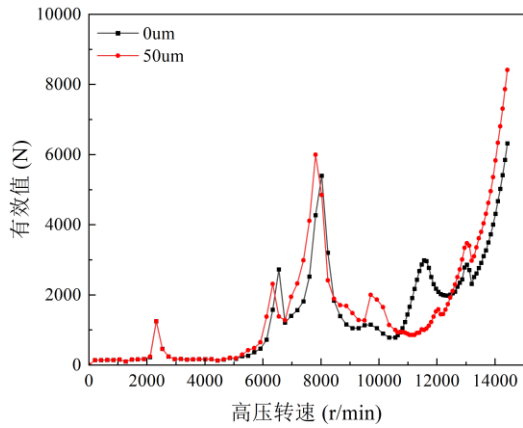
6.2 中介轴承游隙对中介轴承载荷的影响

中介轴承径向游隙航空发动机中介轴承的一个关键参数，它的具体大小会明显影响双汇转子整机系统的非线性响应及动力学特性，为了分析中介轴承游隙对中介轴承载荷的影响。设置中介轴承径向游隙为 0、50 μm 、100 μm 、200 μm 和 300 μm ，转速及不平衡量的仿真条件设置与本文 4.2.1 节相同，其中转速线设置见表 4.1，不平衡量设置通过设置不同偏心距，具体参数见表 4.2。通过观察全转速域下的不同游隙下的中介轴承载荷的 $1\times N1$ 分量、 $1\times N2$ 分量和有效值随转速变化关系、瀑布图和特定转速下的频谱图，分析中介径向游隙对其载荷的影响，其中本节分析各载荷均为中介轴承 Y 向载荷，X 向载荷与其基本一致。

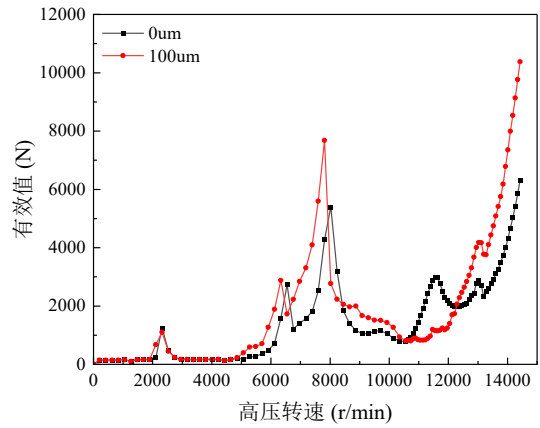
6.2.1 不同轴承径向游隙下的中介轴承载荷对比

图 6.1 为中介轴承不同游隙时载荷随 $N2$ 转速变化曲线，从图中可以看出随着游隙的增大，中介轴承载荷共振峰对应临界转速均有所下降，但在高转速下中介轴承载荷逐步增大，同时当游隙达到 300 μm 时发生振动突跳现象。在中低转速时，随游隙增大，共振峰幅值先增大后减小。

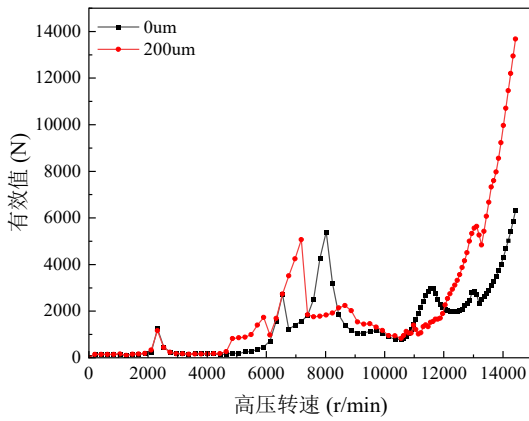
当共振频率随轴承间隙不变时，共振频率主要决定于轴的刚度；当共振频率随轴承间隙发生变化时，共振频率主要决定于轴承的刚度，表现为极强的非线性特征，跳跃和滞后现象越明显。通过此可以解释为什么各阶临界转速受中介轴承间隙变化不同的原因。



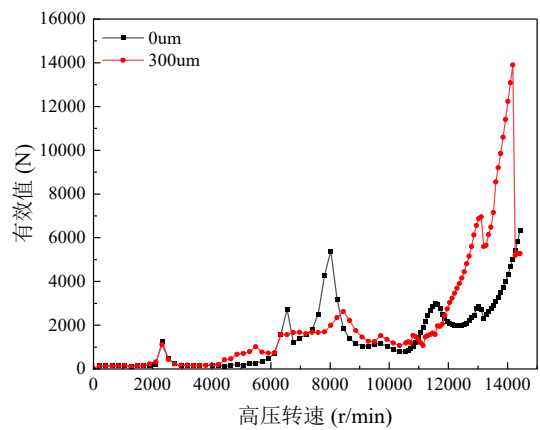
(a) 50 μm 游隙和无游隙时中介轴承力有效值与 N2 的变化关系



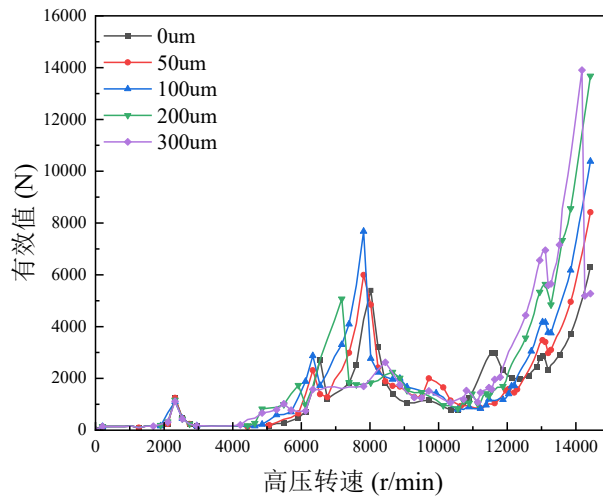
(b) 100 μm 游隙和无游隙时中介轴承力有效值与 N2 的变化关系



(c) 200 μm 游隙和无游隙时中介轴承力有效值与 N2 的变化关系



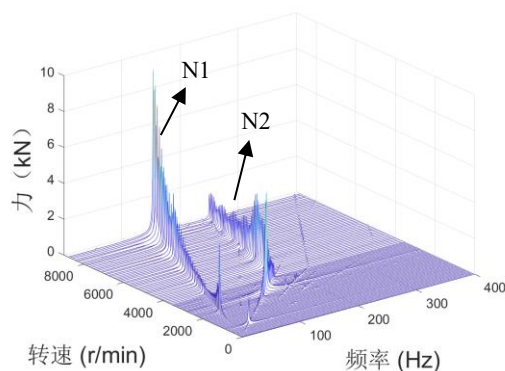
(d) 300 μm 游隙和无游隙时中介轴承力有效值与 N2 的变化关系



(e) 不同游隙时中介轴承力有效值与 N2 的变化关系
图 6.1 中介轴承不同游隙时载荷随 N2 转速变化曲线

6.2.2 中介轴承载荷瀑布图对比

为分析全转速域下中介轴承游隙对其载荷频谱影响，通过瀑布图分析各游隙下幅频情况，如图 6.2 所示为中介轴承不同游隙时载荷有效值瀑布图，其中转速轴为低压转速。可以发现，随着游隙增大，N1 转频分量明显增大，同时组合频率及其他复杂频率增多，非线性振动特性明显。且当中介轴承游隙在 $200\mu\text{m}$ 和 $300\mu\text{m}$ 时瀑布图中出现明显一阶固有频率 f_1 。



(a) 无游隙时瀑布图

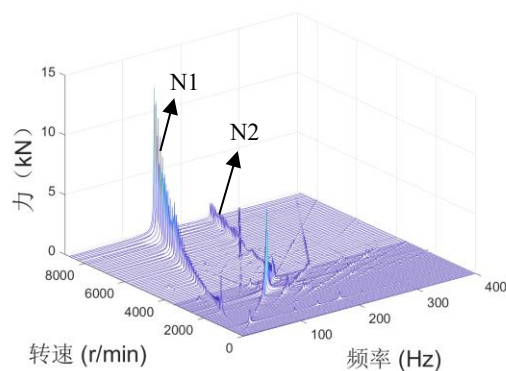
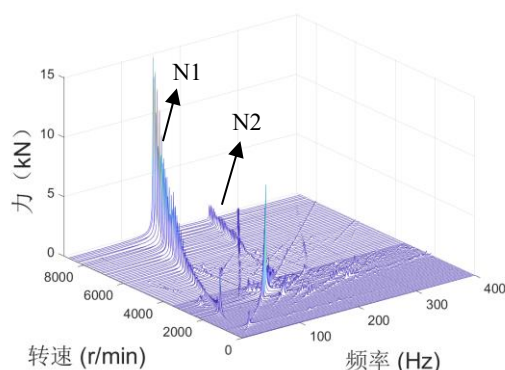
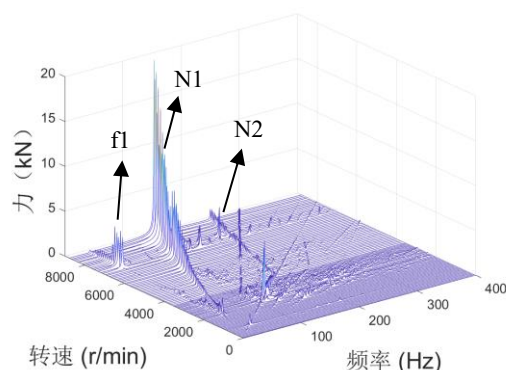
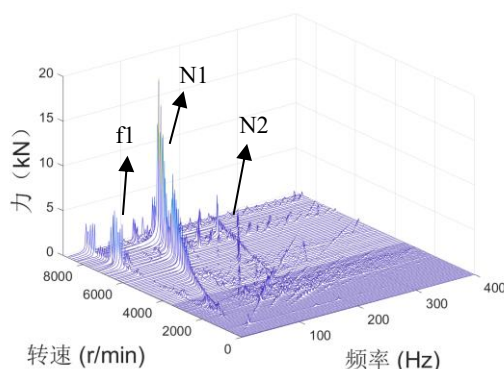
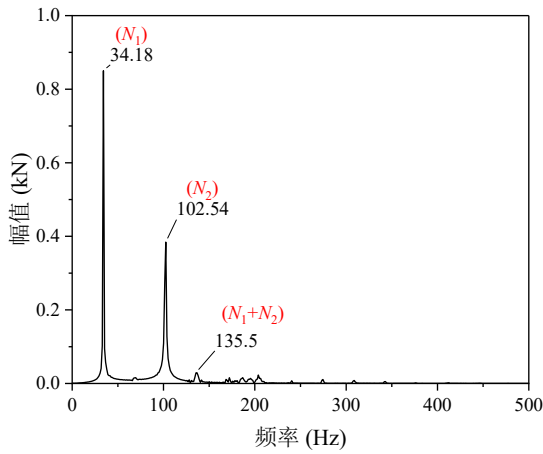
(b) 游隙为 $50\mu\text{m}$ 时瀑布图(c) 游隙为 $100\mu\text{m}$ 时瀑布图(d) 游隙为 $200\mu\text{m}$ 时瀑布图(e) 游隙为 $300\mu\text{m}$ 时瀑布图

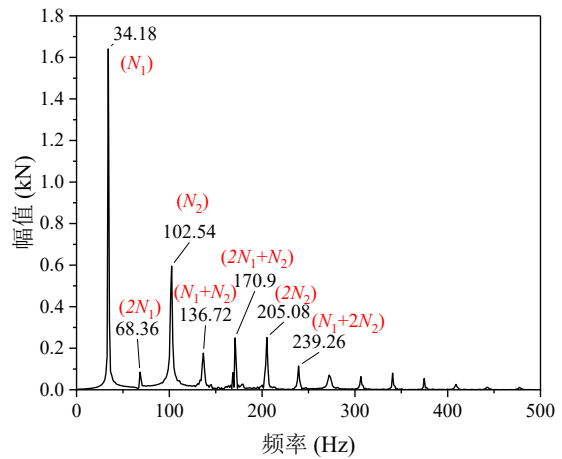
图 6.2 中介轴承不同游隙时载荷有效值瀑布图

6.2.3 中介轴承载荷组合频率分量对比

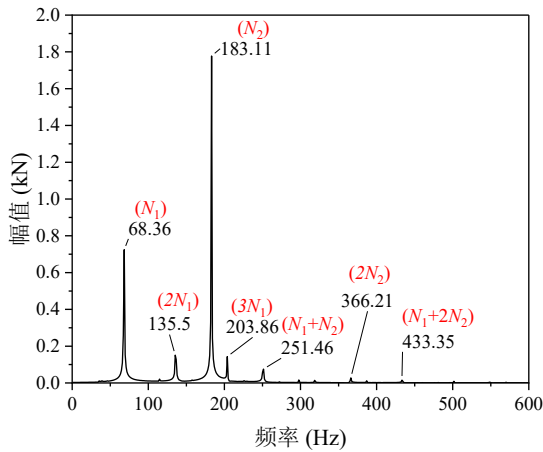
为具体分析不同游隙时,中介轴承载荷幅频响应情况,约等距选取对应低压转速 2058r/min、4082r/min、6000r/min 和 8771r/min 时中介轴承游隙为 0 和 50 μ m 时频谱图,如图 6.3 所示中介轴承不同游隙时力有效值瀑布图。从图中可以看出,游隙的增加,转速倍频及组合频率更为复杂,出现 N_2-N_1 、 $2N_1$ 、 N_1+N_2 、 $2N_1+N_2$ 、 $3N_1$ 、 $4N_1$ 、 $2N_2$ 、 $2N_2-N_1$ 、 N_1+2N_2 等频率,组合频率可以总结为 $(mN_1 \pm nN_2)$ 。



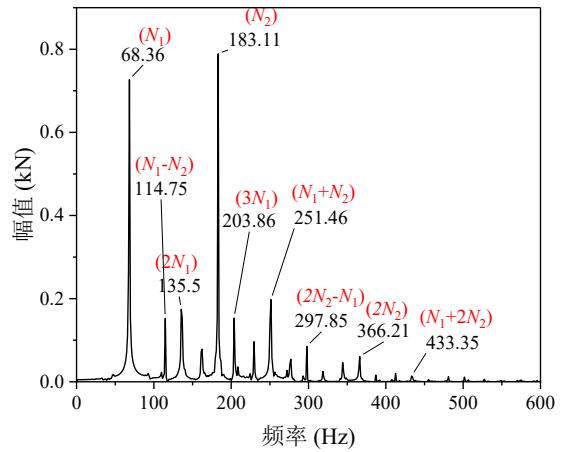
(a) 中介轴承游隙为 0 时 N1 转速 2058r/min 时力频谱图



(b) 中介轴承游隙为 50 μ m 时 N1 转速 2058r/min 时力频谱图



(c) 中介轴承游隙为 0 时 N1 转速 4082r/min 时力频谱图



(d) 中介轴承游隙为 50 μ m 时 N1 转速 4082r/min 时力频谱图

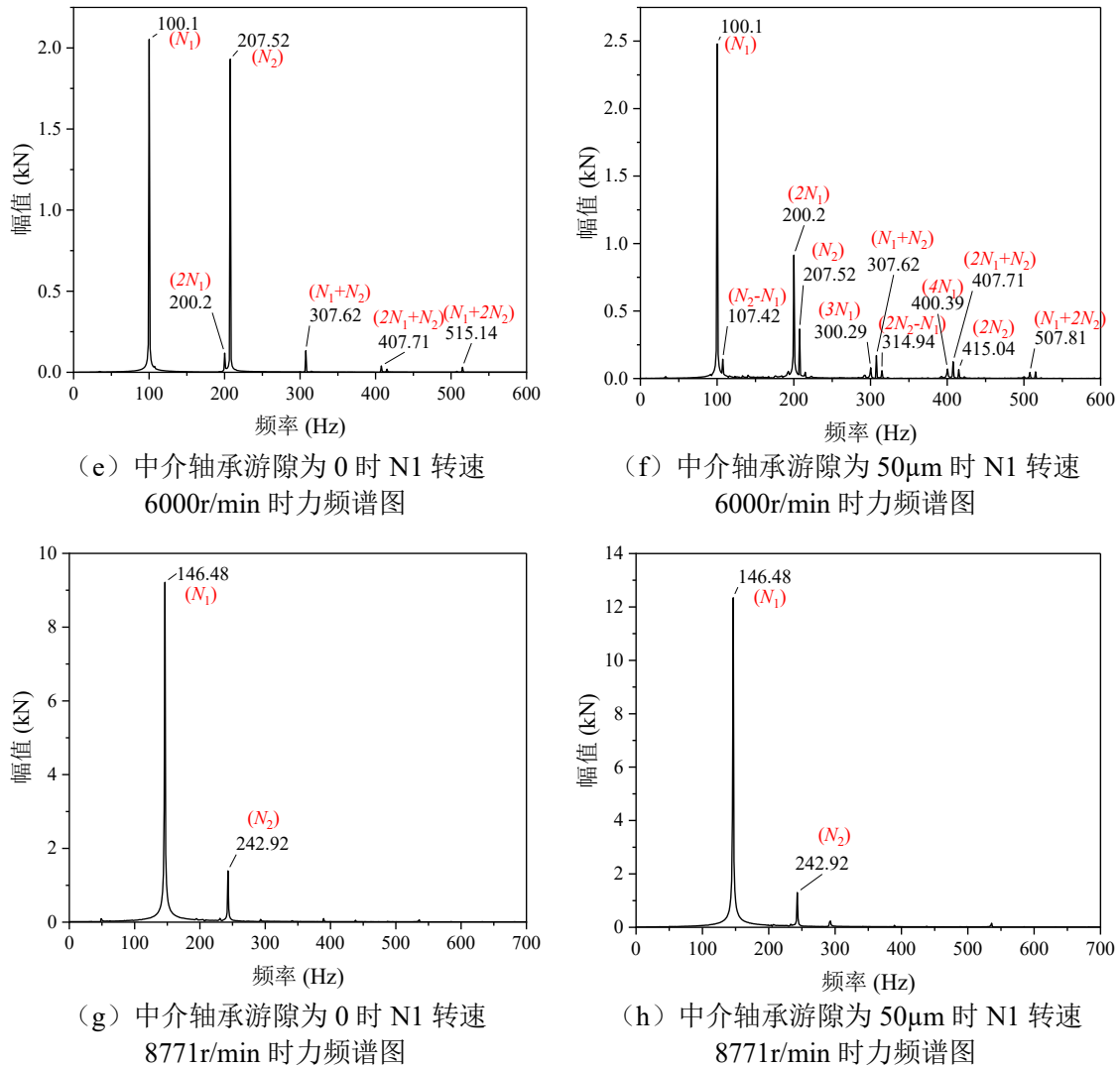


图 6.3 中介轴承不同游隙时力有效值瀑布图

6.3 中介轴承游隙和不平衡量复合激励对中介轴承载荷的影响

前文对中介轴承游隙和转子不平衡量单一变量对中介轴承影响进行了分析，得出高压涡轮 HPT 处不平衡量对中介轴承载荷影响较大，因此，为研究不同中介轴承游隙情况下，不平衡量和游隙复合激励对中介轴承载荷的影响，通过改变高压涡轮 HPT 处的不平衡量，设置 4 个工况，工况 1 为初始不平衡（120g·cm）如表 4.2 所示，其余三个工况为给高压涡轮 HPT 在同一相位下（0 相位）分别增加不平衡量 100g·cm、200g·cm 和 300g·cm，在图中标注为“+100g·cm、+200g·cm 和+300g·cm”。通过观察中介轴承载荷以及瀑布图随转速变化关系分析影响。

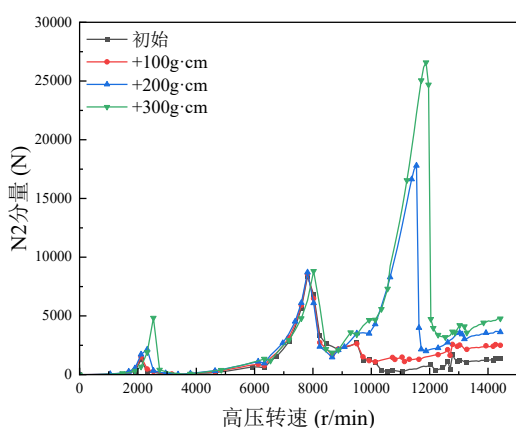
6.3.1 中介轴承载荷对比

如图 6.4 到图 6.6 所示为 50 μ m、100 μ m 和 300 μ m 游隙下不同 HPT 不平衡量时中介轴承载荷与转速关系图。由图可知：

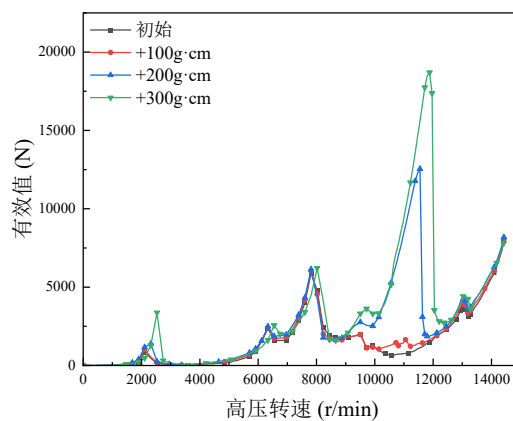
(1) 当中介轴承游隙为 $50\mu\text{m}$ 时, 随着 HPT 不平衡量的增大中介轴承载荷变化不大, 但当高压转速在 10000r/min 到 12000r/min 之间且不平衡量为增加 $200\text{g}\cdot\text{cm}$ 和 $300\text{g}\cdot\text{cm}$ 时, 中介轴承载荷发生突跳, 表现出极强的非线性特征, 且随着不平衡量的增加, 跳跃和滞后现象越明显, 突跳前的中介轴承载荷达到很大的载荷值, 该值随着不平衡量的增加而增加。

(2) 当中介轴承游隙为 $100\mu\text{m}$ 时, 现象与 $50\mu\text{m}$ 时类似, 但仅在 HPT 不平衡量增加 $300\text{g}\cdot\text{cm}$ 时发生突跳, 即间隙越大产生跳跃和滞后所需不平衡量越大, 突跳前的中介轴承载荷达到很大的载荷值, 该值随着不平衡量的增加而增加;

(3) 中介轴承游隙为 $300\mu\text{m}$ 时, 中介轴承载荷在高压转速 6000r/min 到 8000r/min 之间均发生突跳, 且随着不平衡量的增加, 跳跃和滞后现象越明显, 同时也在高压转速为 14000r/min 以上时发生突跳。突跳前的中介轴承载荷达到很大的载荷值, 该值随着不平衡量的增加而增加。

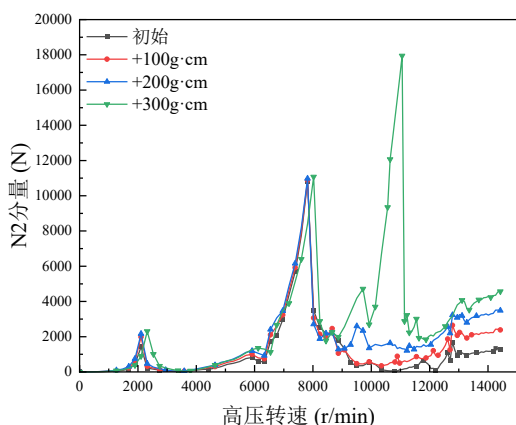


(a) 不同不平衡量时中介轴承力 $1\times N_2$ 分量与 N_2 的变化关系

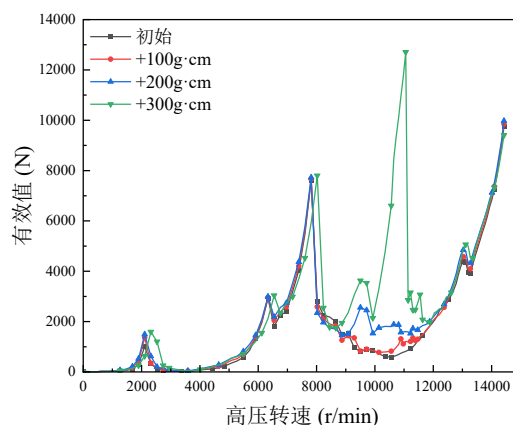


(b) 不同不平衡量时中介轴承力有效值与 N_2 的变化关系

图 6.4 $50\mu\text{m}$ 间隙时不同 HPT 不平衡量时中介轴承载荷与转速关系图

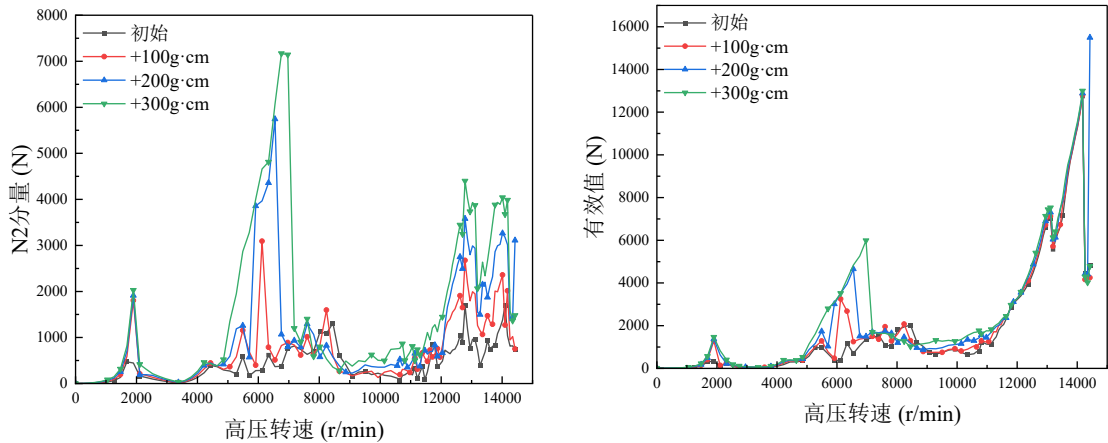


(a) 不同不平衡量时中介轴承力 $1\times N_2$ 分量与 N_2 的变化关系



(b) 不同不平衡量时中介轴承力有效值与 N_2 的变化关系

图 6.5 $100\mu\text{m}$ 间隙时不同 HPT 不平衡量时中介轴承载荷与转速关系图

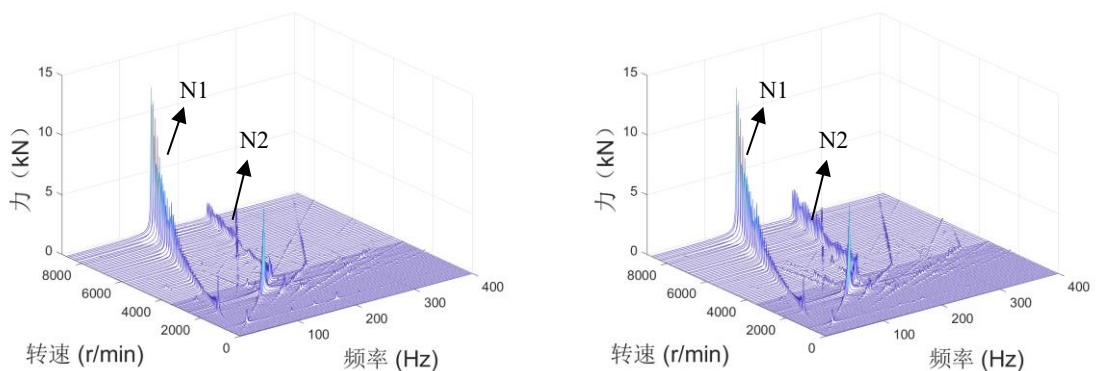


(a) 不同不平衡量时中介轴承力 $1 \times N_2$ 分量与 N_2 的变化关系
 (b) 不同不平衡量时中介轴承力有效值与 N_2 的变化关系

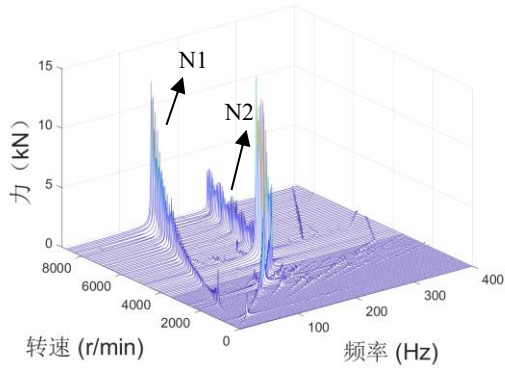
图 6.6 300 μm 间隙时不同 HPT 不平衡量时中介轴承载荷与转速关系图

6.3.2 中介轴承载荷瀑布图对比

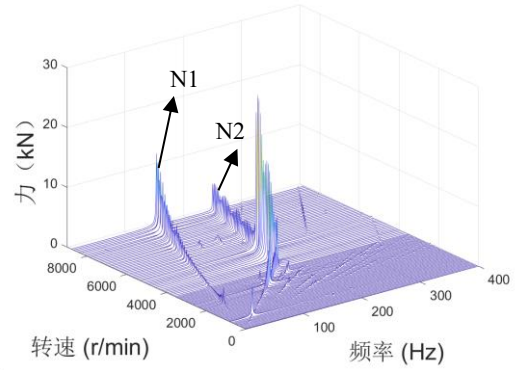
如图 6.7 到图 6.9 所示为 50 μm 、100 μm 和 300 μm 游隙时不同 HPT 不平衡量时中介轴承载荷瀑布图，由图可知，当中介轴承游隙为 50 μm 时，随着 HPT 不平衡量的增大全转速域中介轴承载荷 N_2 基频分量最大值显著增大，且因此转速倍频及其组合频率占比变小，在瀑布图中更加不清晰；当中介轴承游隙为 100 μm 时，仅在 HPT 不平衡量增加 300g·cm 时现象与 50 μm 时相似，转速倍频及其组合频率无小不平衡量时明显，而 HPT 不平衡量增加 100g·cm 和 200g·cm 时，瀑布图区别不大；当中介轴承游隙为 300 μm 时，中介轴承载荷在瀑布图整体随 HPT 不平衡量变化不明显。



(a) HPT 初始不平衡量时中介轴承力瀑布图
 (b) HPT 不平衡量+100g·cm 时中介轴承力瀑布图

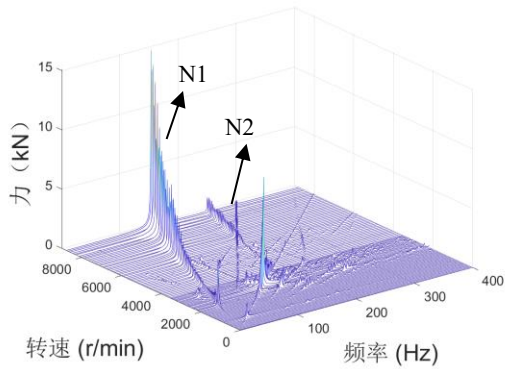


(c) HPT 不平衡量+200g·cm 时中介轴承力瀑布图

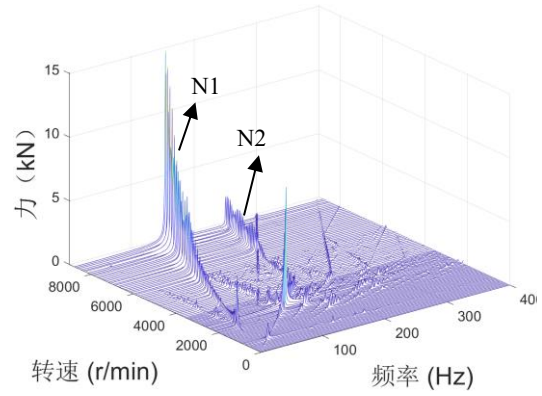


(d) HPT 不平衡量+300g·cm 时中介轴承力瀑布图

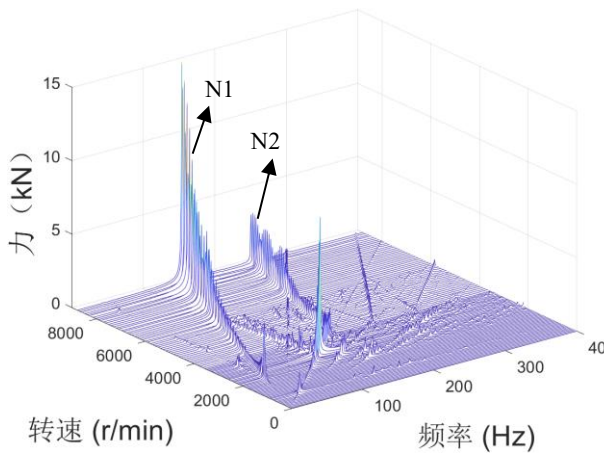
图 6.7 50 μ m 间隙时不同 HPT 不平衡量时中介轴承载荷瀑布图



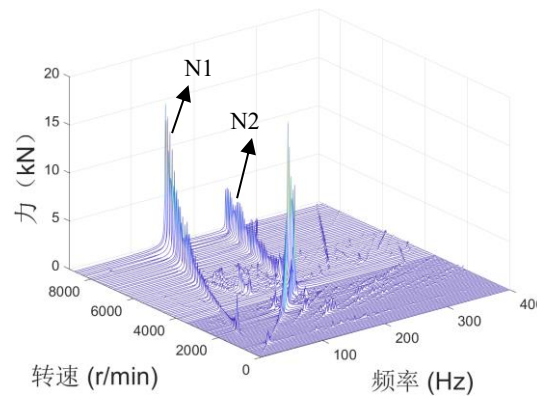
(a) HPT 初始不平衡量时中介轴承力瀑布图



(b) HPT 不平衡量+100g·cm 时中介轴承力瀑布图

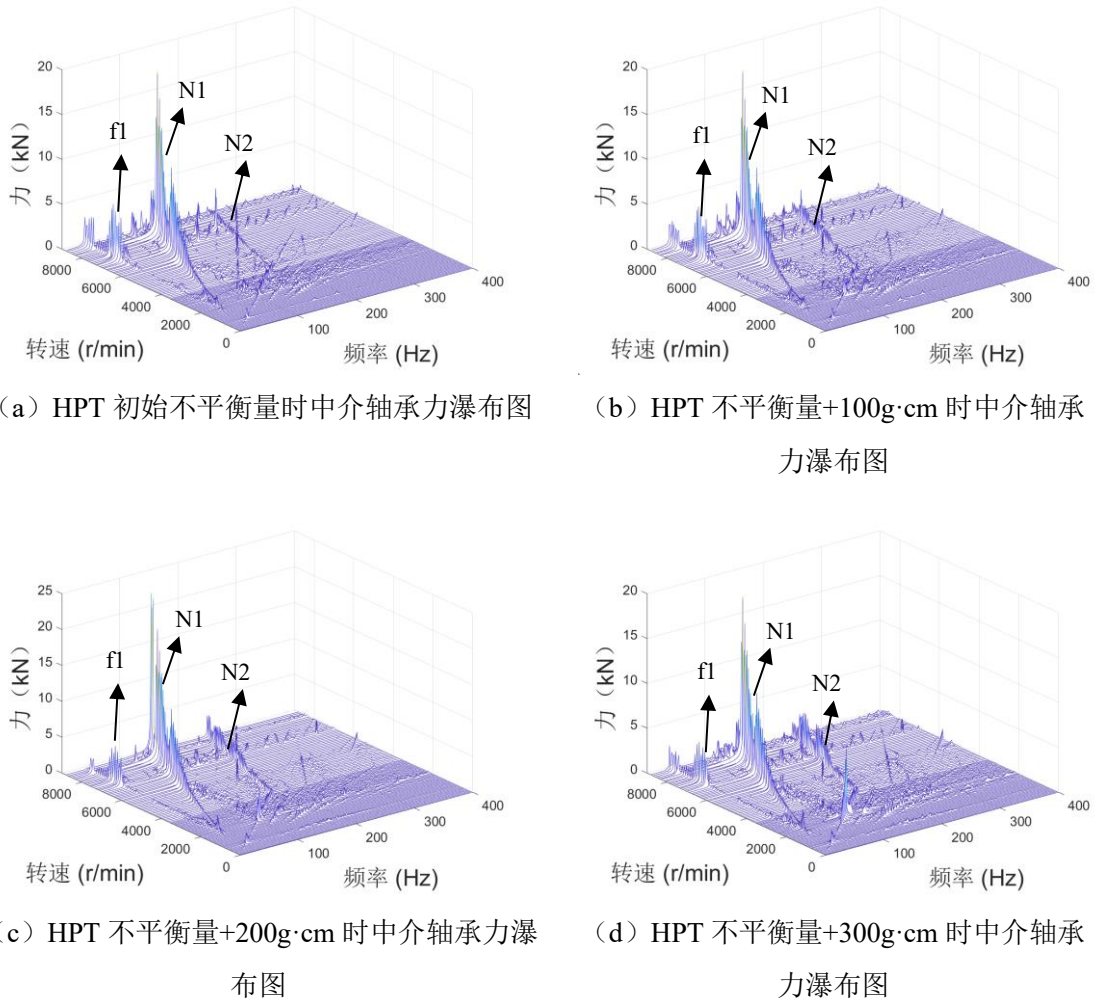


(c) HPT 不平衡量+200g·cm 时中介轴承力瀑布图



(d) HPT 不平衡量+300g·cm 时中介轴承力瀑布图

图 6.8 100 μ m 间隙时不同 HPT 不平衡量时中介轴承载荷瀑布图

图 6.9 300 μm 间隙时不同 HPT 不平衡量时中介轴承载荷瀑布图

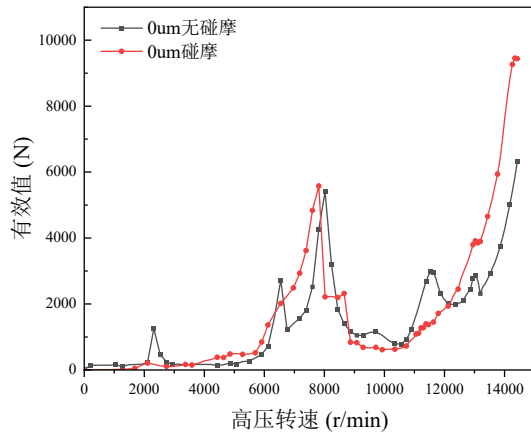
6.4 中介轴承游隙和转静碰摩复合激励对中介轴承载荷的影响

前文对中介轴承游隙和转静碰摩单一变量对中介轴承影响进行了分析，得出高压涡轮 HPT 处碰摩对中介轴承载荷影响较大，因此，为研究转静碰摩和游隙复合激励对中介轴承载荷的影响，在不同游隙条件（0 μm 、100 μm 、200 μm 、300 μm ）下，设置高压涡轮 HPT 与机匣进行碰摩（碰摩参数见 5.1.1 节），进行耦合动力学仿真，通过观察中介轴承载荷的有效值以及瀑布图来分析中介轴承游隙和转静碰摩复合激励下的影响规律。转速工况和转子不平衡条件见 4.2.2 节。

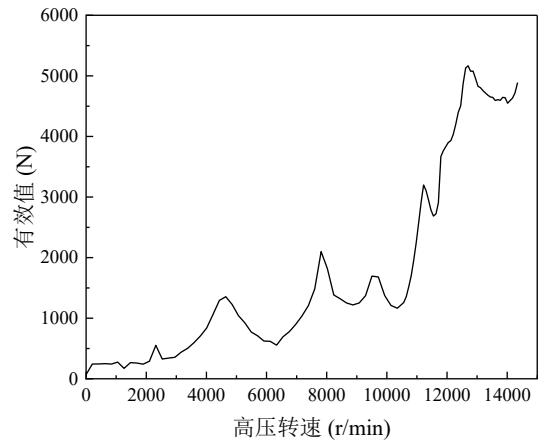
6.4.1 中介轴承载荷分析

图 6.10 所示为不同游隙下 HPT 碰摩时中介轴承 X 向载荷以及对应的 Y 向碰摩力随转子转速的变化规律，通过碰摩力可以判断偏摩的剧烈程度，从图中可以看出：当游隙为 0 时，有无碰摩时中介轴承载荷变化趋势一致，共振峰较少，总体影响较小；当游隙为 100 μm 时，低转速

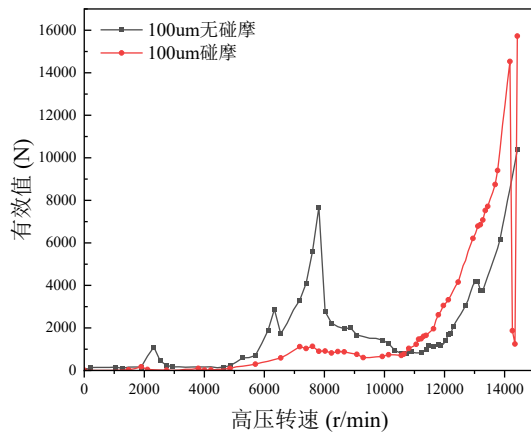
下，碰摩时中介轴承载荷比不碰摩时显著较小，共振峰数量和峰值均减小，当高转速时载荷比无碰摩时大的多，且载荷发生突跳；当游隙为 300 μm 时，碰摩时，中介轴承载荷在低转速时共振峰比无碰摩时大，当高转速下中介轴承载荷显著较小，原无碰摩时的突跳消失。总体而言，在较小的中介轴承游隙下，碰摩对轴承载荷影响很小；在大的中介轴承游隙下，碰摩对轴承载荷影响更小，甚至会导致轴承载荷减小。



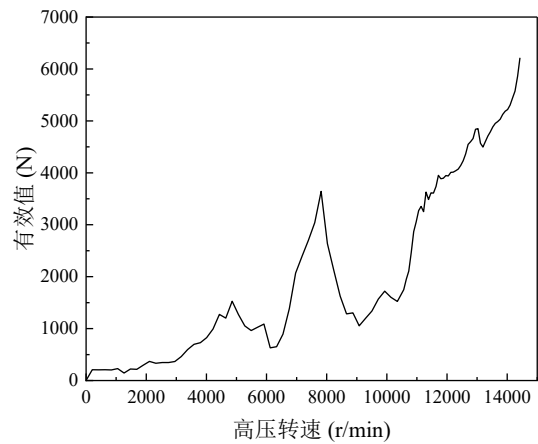
(a) 轴承游隙为 0 时中介轴承力 X 向有效值与 N2 的变化关系



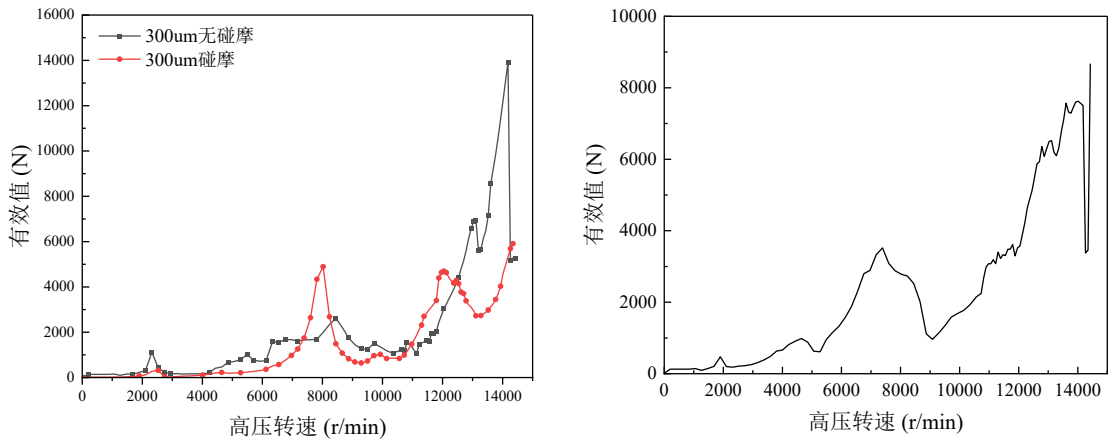
(b) 轴承游隙为 0 时碰摩力 Y 向有效值与 N2 的变化关系



(c) 轴承游隙为 100 μm 时中介轴承力 X 向有效值与 N2 的变化关系



(b) 轴承游隙为 100 μm 时碰摩力 Y 向有效值与 N2 的变化关系



(a) 轴承游隙为 300 μm 时中介轴承载荷 X 向有效值与 N2 的变化关系 (b) 轴承游隙为 300 μm 时碰摩力 Y 向有效值与 N2 的变化关系

图 6.10 不同游隙下 HPT 碰摩时中介轴承 X 向载荷及 Y 向碰摩力与转子转速关系图

由于前面分析的均为单方向的中介轴承载荷响应情况，而碰摩时，由于碰摩力沿 X 向和 Y 向方向大小不同，因此中介轴承载荷也有所不同，如图 6.11 所示为不同游隙下 HPT 碰摩时中介轴承载荷 X 向和 Y 向与 N2 的变化关系，从图中可以看出，在不同游隙下，中介轴承载荷 X 向和 Y 向有效值随转速变化趋势基本一致。

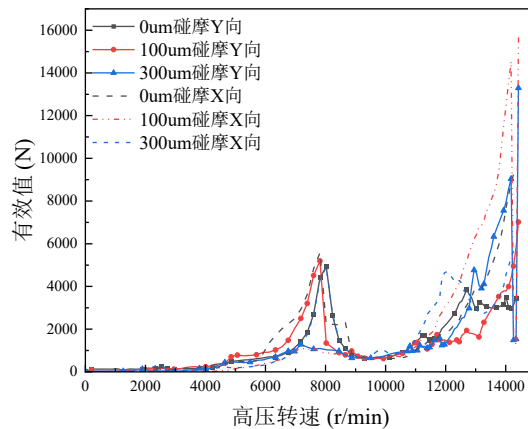


图 6.11 不同游隙下 HPT 碰摩时中介轴承载荷 X 向和 Y 向与 N2 的变化关系

6.4.2 中介轴承载荷瀑布图对比

图 6.12 所示为中介轴承不同游隙下碰摩时中介轴承载荷瀑布图，由图可知，中介轴承游隙和转静碰摩均将产生很大的非线性特征，使得瀑布图上产生大量的倍频和组合频率，持续稳定的转静碰摩相当于给高压转子一个支承，使得在大游隙下的高压转子运动更为稳定，从而导致中介轴承载荷有减小的趋势。

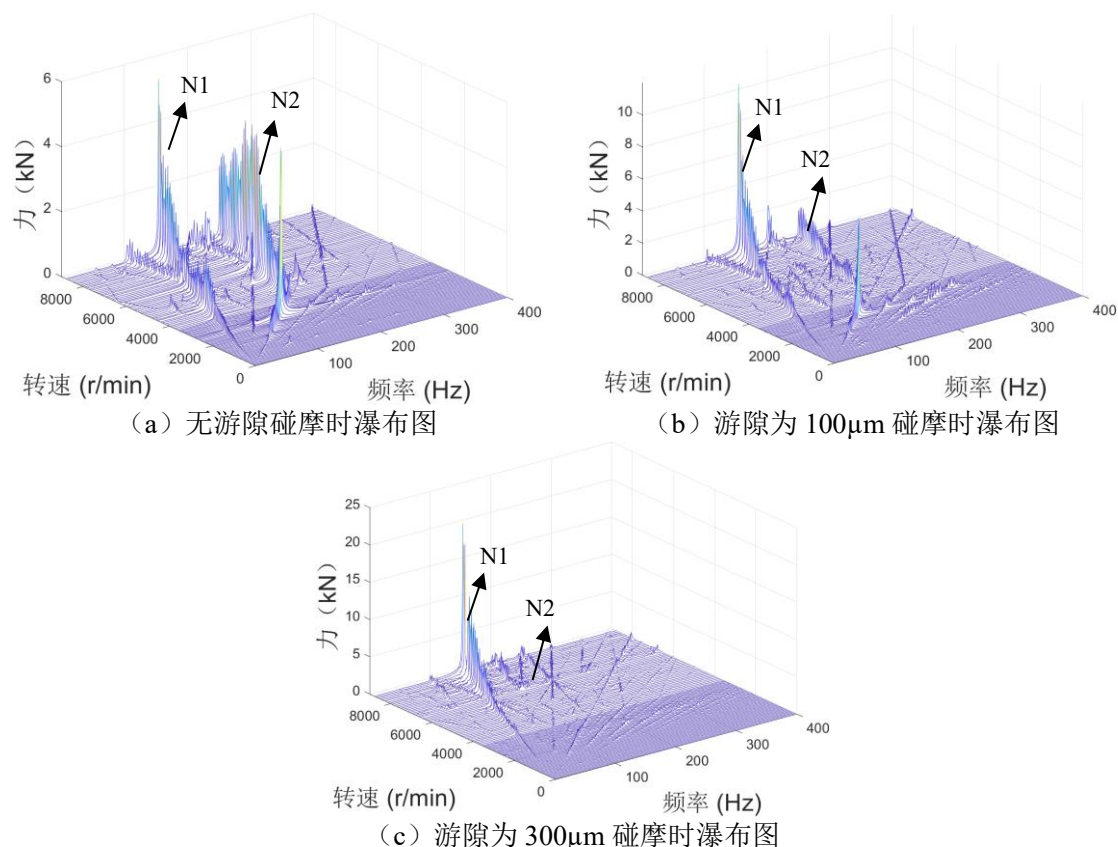


图 6.12 中介轴承不同游隙下碰摩时载荷瀑布图

6.5 中介轴承游隙对中介轴承载荷传递特性影响

在高压转子和低压转子的作用下，中介轴承容易过载或者轻载打滑损坏，且由于中介轴承安装在高低压转子之间，动载荷难以测量。为了分析中介轴承力的传递特性，以便通过其他测点（如机匣测点振动加速度）来获得中介轴承的动载荷。

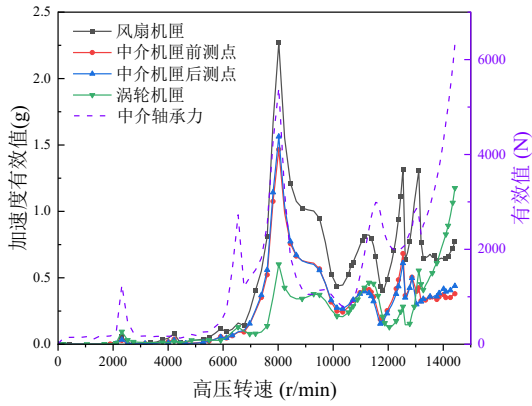
现将中介轴承力的传递率定义为机匣测点振动加速度有效值与中介轴承力有效值之比。

$$R_{i4} = A_i / F_4 \quad (6.1)$$

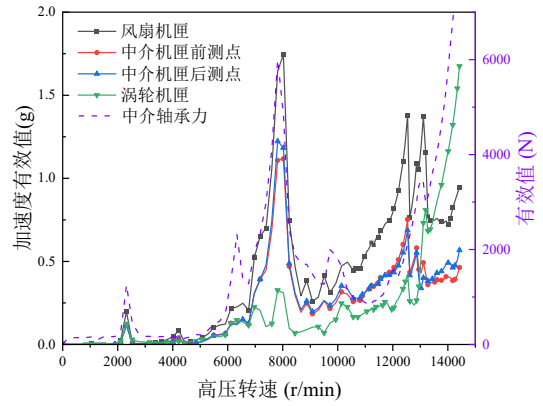
其中 A_i 指的是机匣各测点的振动加速度有效值， F_4 指的是中介轴承力有效值。

仿真条件与本文 6.2 节一致，如图 6.13 所示为不同游隙下机匣各测点加速度与中介轴承载荷随转速变化关系，其中左轴对应机匣加速度，右轴对应中介轴承力，从图中可以看出，各游隙下中介轴承力的变化趋势与机匣振动加速度变化趋势均相似，波峰波谷基本相同，因此可以通过机匣各测点响应反映估计中介轴承载荷；图 6.14 为不同游隙下机匣各测点传递率与中介轴承载荷随转速变化关系，可以看出机匣各测点传递率曲线与中介轴承载荷曲线波峰波谷相反，且各游隙下均为风扇机匣传递率最大，中介机匣前后测点基本相同，涡轮机匣测点响应最小。

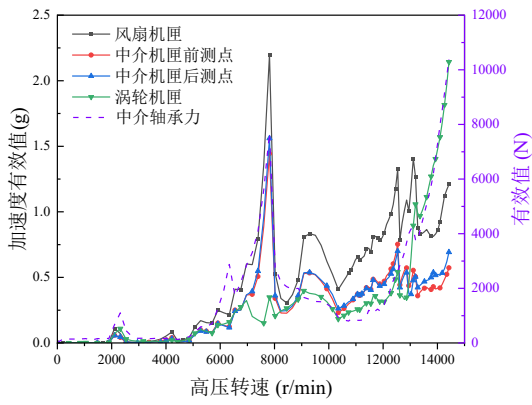
多类型复合激励下航空双转子系统中介轴承耦合振动分析



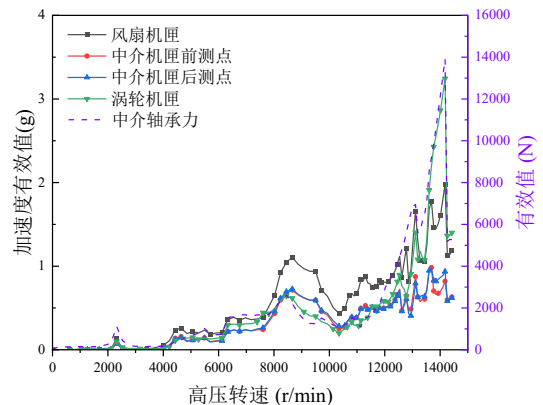
(a) 无游隙时机匣各测点加速度与中介轴承载力随转速变化关系



(b) 游隙为 50 μ m 时机匣各测点加速度与中介轴承载力随转速变化关系

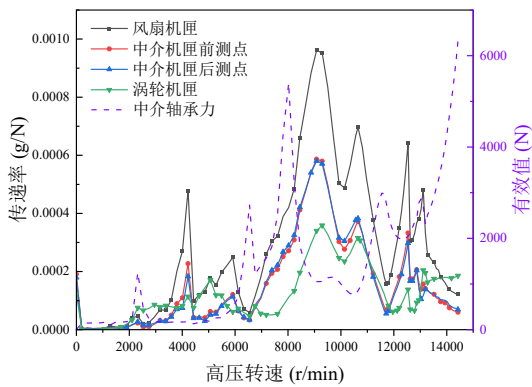


(c) 游隙为 100 μ m 时机匣各测点加速度与中介轴承载力随转速变化关系

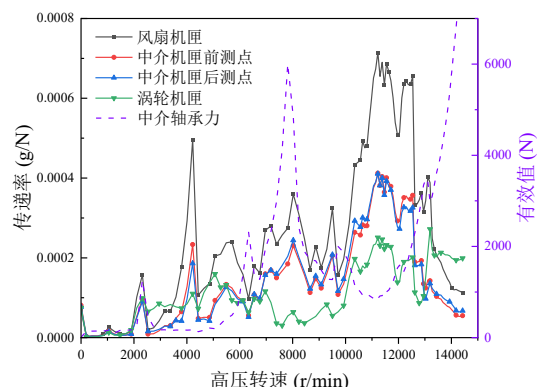


(d) 游隙为 300 μ m 时机匣各测点加速度与中介轴承载力随转速变化关系

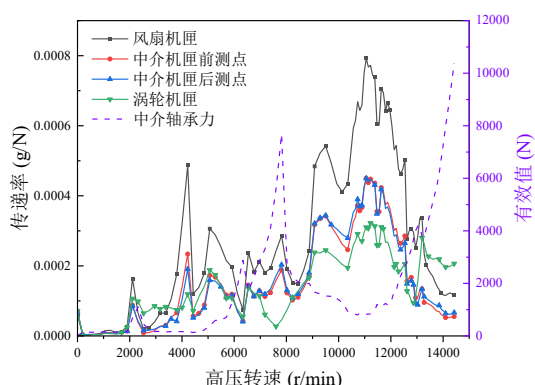
图 6.13 不同游隙下机匣各测点加速度与中介轴承载力随转速变化关系



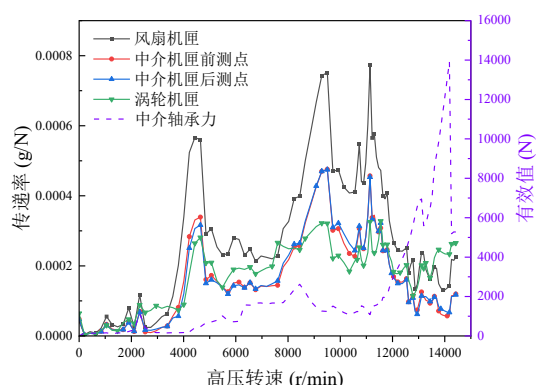
(a) 无游隙时机匣各测点传递率与中介轴承载力随转速变化关系



(b) 游隙为 50 μ m 时机匣传递率加速度与中介轴承载力随转速变化关系



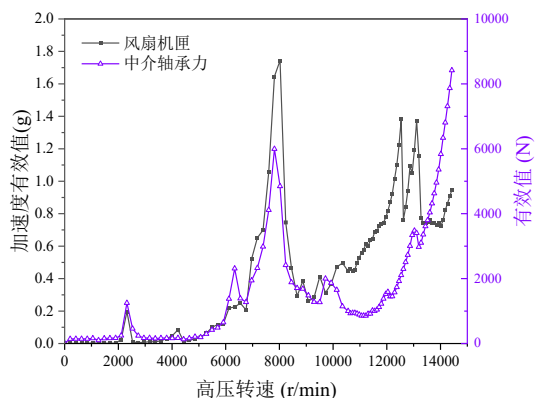
(e) 游隙为 $100\mu\text{m}$ 时机匣各测点传递率与中介轴承载荷随转速变化关系



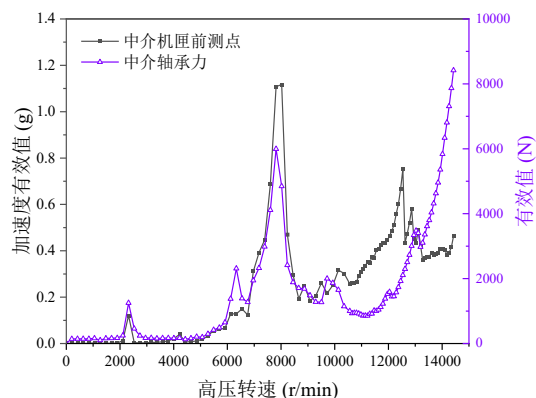
(b) 游隙为 $300\mu\text{m}$ 时机匣各测点传递率与中介轴承载荷随转速变化关系

图 6.14 不同游隙下机匣各测点传递率与中介轴承载荷随转速变化关系

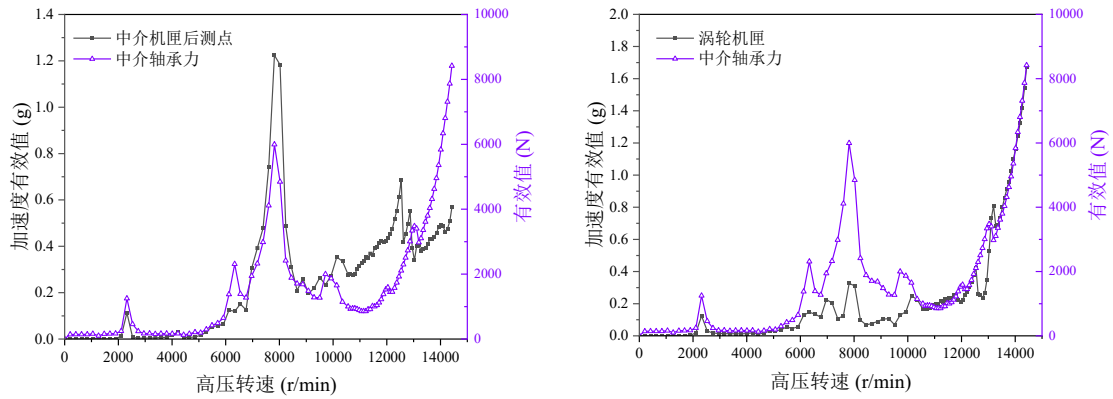
为了清晰观察整机真实情况下的中介轴承载荷传递特性，将图 6.13 (b) 游隙为 $50\mu\text{m}$ 时机匣各测点加速度与中介轴承载荷随转速变化关系分别拆开来对比如图 6.15 所示，从图中可以清晰看出，从中介轴承载荷与机匣各测点响应相似性来看，在较低转速时，如高压转速 10000r/min 以下时，风扇机匣以及中介机匣前后测点与中介轴承载荷较为一致，但高转速时，涡轮机匣与中介轴承载荷更加一致，且从图 6.14 中来看，高转速时涡轮机匣的传递率波动较小。因此，整机试验时，在高转速下可以通过涡轮机匣响应来预估算出中介轴承载荷。



(a) 风扇机匣测点加速度与中介轴承载荷随转速变化关系



(b) 中介机匣前机匣测点加速度与中介轴承载荷随转速变化关系



(e) 中介机匣后测点加速度与中介轴承载荷随转速变化关系

(b) 涡轮机匣测点加速度与中介轴承载荷随转速变化关系

图 6.15 50 μm 游隙下机匣各测点加速度与中介轴承载荷随转速变化关系

6.6 本章小结

本章围绕中介轴承径向游隙对其耦合振动行为的影响展开研究，基于所建立的某型航空发动机整机耦合动力学模型，系统分析了不同游隙条件下中介轴承载荷的变化规律，并进一步探讨了游隙与转子不平衡、转静碰摩等典型故障的复合激励效应。主要研究结论如下：

(1) 揭示了中介轴承径向游隙对系统非线性动力学特性的调制作用。研究表明，随着游隙增大，系统等效支承刚度呈现非线性变化，导致临界转速轻微后移，并在高游隙（如 300 μm ）条件下出现明显的振动突跳与滞后现象。频谱分析表明，游隙增大会激发丰富的组合频率分量（如 $mN_1 \pm nN_2$ ），系统非线性特征显著增强。

(2) 阐明了游隙与转子不平衡量的复合激励效应。研究发现，在特定游隙条件下，高压涡轮（HPT）不平衡量的增大会诱发中介轴承载荷在临界转速附近的突跳与双稳态现象。游隙尺寸与不平衡量大小共同决定了突跳发生的阈值与剧烈程度，突跳前的中介轴承载荷达到很大的载荷值，该值随着不平衡量的增加而增加。

(3) 分析了游隙与转静碰摩故障的耦合影响。碰摩会改变局部支承刚度，从而与游隙产生非线性耦合。仿真表明，持续稳定的转静碰摩相当于给高压转子一个支承，使得在大游隙下的高压转子运动更为稳定，从而导致中介轴承载荷有减小的趋势。

(4) 提出了基于机匣振动响应的中介轴承载荷间接评估方法。通过定义振动传递率并分析不同游隙下机匣测点加速度与轴承力的相关性，发现涡轮机匣测点的振动加速度与中介轴承载荷变化趋势具有较高一致性，为工程实际中通过易测机匣信号反演难以直接测量的轴承动载荷提供了可行途径。

第七章 总结

7.1 论文主要工作总结

本文以某型带中介轴承的双转子航空发动机为研究对象，围绕多类型复合激励下中介轴承耦合振动这一核心问题，开展了系统的理论建模、仿真分析与试验验证工作。研究旨在揭示不平衡、转静碰摩及轴承游隙等多源激励对中介轴承载荷及整机耦合振动的影响机理，对航空发动机中介轴承的故障防控、载荷优化与状态监测具有理论支持意义与工程参考价值。论文主要工作总结如下：

(1) 构建了航空发动机双转子-支承-机匣整机耦合动力学建模体系。

基于有限元法与拉格朗日方程，构建了航空发动机双转子-支承-机匣整机动力学模型。模型中，转子与机匣采用梁单元建模，支承系统采用集总参数模型，并重点集成了具有赫兹接触、径向游隙及凸度效应的圆柱滚子中介轴承非线性动力学模型。该模型能够综合考虑转子不平衡、陀螺效应及部件间的复杂连接关系，为后续多类型激励下的耦合振动分析奠定了基础。依据动力学相似原理，研制了带机匣的双转子试验器，并应用上述建模方法建立了对应的动力学模型。通过对比试验器模态与临界转速的试验数据与仿真结果，验证了所建模型在固有特性与响应特性上的预测精度（频率误差 $<5\%$ ，临界转速误差 $<10\%$ ）。该工作证明了本文建模方法能够有效反映实际转子系统的动力学行为，为后续应用于真实发动机模型奠定了可信的方法学基础。

(2) 建立了含中介轴承结构的某型真实双转子航空发动机整机振动模型。

基于某型航空发动机构型与参数，建立了该型发动机的双转子-支承-机匣耦合动力学模型。通过对比试车实测的临界转速数据，并利用试车数据对模型临界转速进行了校验。结果表明模型能够较准确地反映发动机实际动力学特性，从而获得了可用于中介轴承耦合振动深入分析的可靠仿真平台。

(3) 揭示转子不平衡与转静碰摩故障对中介轴承耦合作用的激励机理与影响规律。

基于某型航空发动机整机动力学模型，深入研究了转子不平衡与转静碰摩两类典型故障的激励特征及其影响机制。针对不平衡故障，通过在全转速域内系统改变低压风扇（LPC1）、低压涡轮（LPT）、高压压气机（HPC）和高压涡轮（HPT）等关键转盘的平衡量，揭示了其影响的“路径依赖”特性：低压转子不平衡主要激起并放大中介轴承力中与低压转速同频（ $1 \times N1$ ）的分量，而高压转子不平衡则主导与高压转速同频（ $1 \times N2$ ）分量的变化，且在慢车以上的工作转速范围内，HPT的不平衡量对中介轴承力的影响最大，HPC和LPT次之，LPC不平衡量对中介轴承力影响最小。针对转静碰摩故障，仿真分析了不同部位发生局部偏摩时的非线性响应，

发现碰摩在局部引入附加刚度，导致系统临界转速偏移，并在中介轴承力频谱中激发丰富的高低转速组合频率；影响程度存在显著部位差异，但是转静碰摩对中介轴承载荷影响较小。

(4) 探明了中介轴承径向游隙在多类型复合激励下的关键作用及其与载荷的传递特性。

系统研究了不同径向游隙对中介轴承载荷的影响，并进一步分析了游隙分别与不平衡故障、碰摩故障复合激励下的耦合效应。研究发现：游隙增大会导致系统非线性增强，诱发振动突跳、滞后及丰富的组合频率 ($mN_1 \pm nN_2$)；游隙尺寸会改变系统对不平衡量与碰摩故障的响应阈值与剧烈程度，突跳前的中介轴承载荷达到很大的载荷值，该值随着不平衡量的增加而增加。此外，基于振动传递分析，提出了在慢车转速以上，通过涡轮机匣测点振动加速度来间接评估中介轴承载荷的方法，为工程实践中难以直接测量的轴承动载荷监测提供了可行思路。

7.2 后续研究及展望

本文虽已对多类型激励下航空发动机中介轴承的耦合振动进行了较为系统的理论建模与仿真分析，但受研究周期与条件所限，仍有若干重要问题有待在后续工作中进一步探索与深化：

(1) 基于双转子试验器的仿真结论试验验证。本文建立的带机匣双转子试验器为验证建模方法的正确性提供了有效平台。后续工作可利用该试验器，在试验条件下直接模拟特定转子不平衡、预设碰摩故障以及调整中介轴承游隙，获取中介轴承附近的动态载荷及整机振动响应实测数据。通过将试验结果与本文的仿真结论进行定量对比，可直接验证所揭示的故障影响规律与耦合机理，从而完成从“建模方法验证”到“物理规律验证”的闭环，进一步增强研究结论的可靠性。

(2) 机动飞行及气流激励工况下的耦合动力学行为研究。航空发动机在实际飞行中承受着持续的机动过载，该附加载荷将改变转子的静平衡位置与动力特性。后续研究可在现有模型基础上，引入爬升、俯冲、盘旋等典型机动飞行参数，建立包含机动惯性载荷的转子系统动力学方程，系统研究在时变过载环境下，不平衡、碰摩等故障的振动响应演变规律，以及机动载荷与轴承游隙等因素的耦合作用，还可考虑气动激励等更复杂的多物理场耦合激励作为未来更深入的研究方向，从而将研究从地面台架静态工况扩展至更真实的空中服役动态环境。

(3) 整机建模方法优化研究。在整机振动建模方面，非线性动力学建模存在简化假设，无法全面反映实际运行环境中的复杂特性，未来可引入更高精度的非线性建模方法，例如多场耦合分析，将力学、热力和润滑等复杂作用纳入统一模型中，增强模型的普适性和精确性。

参考文献

- [1] 金伟. “中国制造 2025”下航空工业的发展前景[J]. 国防科技工业, 2016, 7: 48–51.
- [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 册: 转子动力学及整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [3] Myklestad N O. New method for calculating critical speeds of coupled bending-torsion vibration of beams[J]. Transactions of the ASME, 1944(1): 61–67.
- [4] Prohl M A. A general method for calculating critical speeds of flexible rotors[J]. Journal of Applied Mechanics-Transactions of the ASME, 1945, 12(3): A142–A148.
- [5] Gasch R. Vibration of large turbo-rotors in fluid-film bearings on an elastic foundation[J]. Journal of Sound and Vibration, 1976, 47(1): 53–73.
- [6] Horner G C, Pilkey W D. The Riccati Transfer Matrix Method[J]. Journal of Mechanical Design, 1978, 100(4): 297–302.
- [7] 晏砺堂, 张辉. 计算复杂转子动力特性的子结构传递矩阵法[J]. 振动与冲击, 1986(4): 41–50.
- [8] 洪杰, 韩继斌, 朱梓根. 用整体传递系数法分析转子系统动力特性[J]. 北京航空航天大学学报, 2002(1): 39–42.
- [9] 蒋书运, 陈照波, 须根法, 等. 用整体传递矩阵法计算航空发动机整机临界转速特性[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1998(1): 32–35.
- [10] 庞辉, 李育锡, 王三民. 基于 Riccati 变换的整体传递矩阵法计算双转子临界转速研究[J]. 机械科学与技术, 2005(7): 832–834+874.
- [11] 庞辉. 多转子系统动力特性分析及应用研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2005.
- [12] 杨建刚. 改进传递矩阵法计算转子系统不平衡响应和灵敏度[J]. 机械工程学报, 2001(6): 109–112.
- [13] Deng H, Fang X, Wu H, et al. Dynamic analysis of flexible rotor based on transfer symplectic matrix[J]. Shock and Vibration, 2019, 2019(1).
- [14] Hurty W C. Vibrations of structural systems by component-mode synthesis[J]. Journal of the Engineering Mechanics Division, ASCE, 1960, 86: 51–69.
- [15] Glasgow D A, Nelson H D. Stability analysis of rotor-bearing systems using component mode synthesis[J]. Journal of Mechanical Design, 1980, 102(2): 352–359.
- [16] Li D F, Gunter E J. Component mode synthesis of large rotor systems[J]. American Society of Mechanical Engineers, 1981(81): 147–152.

- [17] 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.
- [18] 欧园霞, 李彦. 航空发动机整机模型计算分析[J]. 航空动力学报, 1994, 9(2): 137–141.
- [19] Shanmugam A, Padmanabhan C. A fixed–free interface component mode synthesis method for rotordynamic analysis[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 297(3–5): 664–679.
- [20] Yang W, Yuan H, Hui L, et al. Dynamic analysis of flexible shaft and elastic disk rotor system based on the effect of Alford force[J]. Shock and Vibration, 2019, 2019(1).
- [21] Ruhl R. Dynamics of distributed parameter turborotor systems: transfer matrix and finite element techniques[D]. Ithaca: Cornell University, 1970.
- [22] Nelson H D. A finite rotating shaft element using Timoshenko beam theory[J]. Journal of Mechanical Design, 1980, 102(4): 793–803.
- [23] 沈传宗, 陈予恕, 侯磊, 等. 复杂结构双转子系统建模与简化[J]. 航空动力学报, 2017, 32(5): 1185–1192.
- [24] 陆振勇, 侯磊, 孙传宗, 等. 航空发动机六支承双转子系统离散动力学模型[J]. 中国科学: 技术科学, 2016, 46(11): 1185–1192.
- [25] 陆振勇, 陈予恕, 李海龙, 等. 航空发动机转子系统可逆简化建模方法[J]. 航空动力学报, 2016, 31(12): 2873–2881.
- [26] 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.
- [27] 吴英祥, 张亚双, 陈果. 考虑航空发动机支承不同心的整机动力学建模及分析[J]. 航空发动机, 2018, 44(5): 1–8.
- [28] Wang L, Yin Y, Wang A, et al. Dynamic modeling and vibration characteristics for a high-speed aero-engine rotor with blade off[J]. Applied Sciences, 2021, 11(20): 9674.
- [29] Yu P, Wang C, Hou L, et al. Dynamic characteristics of an aeroengine dual-rotor system with inter-shaft rub-impact[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 166: 108475.
- [30] Han S, Zhang H, Zhu Q, et al. Nonlinear vibration characteristics of an aeroengine cantilever flexible rotor considering interference fit and unbalance[J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2024, 52(11): 9306–9333.
- [31] Vaganov P A, Lepeshkin A R. Simulation of the stress-strain state and evaluation of the blade loading capacity in the case of impermeability testing of engine housings[J]. Moscow University Mechanics Bulletin, 2013, 68(2): 40–43.
- [32] Neef M F, Fritzen C P, Schuhmacher G. Evaluation of mount loads in dynamic testing of a jet engine[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2003, 17(3): 665–681.

- [33] Bolivar M, Jimenez A, et al. Advanced propulsion system simulation model for a modern fighter aircraft training aid[J]. AIAA Journal, 2003.
- [34] Moore J J, Vannini G, Camatti M, et al. Rotordynamic analysis of a large industrial turbocompressor including finite element substructure modeling[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(8): 082401.
- [35] Schonrock A, Dascotte E, Dufour K H. Validation of an aeroengine carcass finite element model by means of computational model updating based on static stiffness testing[C]//2nd MSC Aerospace Conference. Long Beach, CA: MSC Software, 1999: 7–11.
- [36] Marc-Antoine B, Kamran B. Analytical lump model for the nonlinear dynamic response of bolted flanges in aero-engine casings[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 115: 14–28.
- [37] Meguid S A, Mao R H, Ng T Y. FE analysis of geometry effects of an artificial bird striking an aeroengine fan blade[J]. International Journal of Impact Engineering, 2008, 35(6): 487–498.
- [38] Zang C, Ewins D J. Model validation for structural dynamics in the aero-engine design process[J]. Frontiers in Energy, 2009, 3(4): 480–488.
- [39] Li H, Chen Y. Analysis on nonlinear dynamic properties of dual-rotor system[J]. Journal of Harbin Institute of Technology (English Edition), 2015, 22(5): 46–54.
- [40] Lu Z, Wang X, Hou L, et al. Nonlinear response analysis for an aero engine dual-rotor system coupled by the inter-shaft bearing[J]. Archive of Applied Mechanics, 2019, 89(7): 1275–1288.
- [41] 廖明夫, 刘永泉, 王四季, 等. 中介轴承对双转子振动的影响[J]. 机械科学与技术, 2013, 32(5): 6.
- [42] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2015.
- [43] Chiang H W D, Hsu C N, Tu S H. Rotor-bearing analysis for turbomachinery single-and dual-rotor systems[J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(6): 1096–1104.
- [44] Guskov M, Sinou J J, Thouverez F, et al. Experimental and numerical investigations of a dual-shaft test rig with intershaft bearing[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2007, 2007(2): 308–321.
- [45] Fei Z X, Tong S G, Wei C. Investigation of the dynamic characteristics of a dual rotor system and its start-up simulation based on finite element method[J]. Journal of Zhejiang University: Science A (Applied Physics & Engineering), 2013, 14(4): 268–280.
- [46] 廖明夫, 于潇, 王四季, 等. 双转子系统的振动[J]. 机械科学与技术, 2013, 32(4): 475–480.
- [47] 王瑞, 廖明夫, 雷新亮, 等. 带中介轴承双转子系统“可容模态”优化设计及实验[J]. 推进技术, 2023, 44(5): 240–256.

- [48] 程驰, 廖明夫, 雷新亮, 等. 航空发动机双转子系统“交叉激励”模态的“可容度”及试验验证[J]. 航空动力学报, 2024, 39(1): 1–16.
- [49] Hu Q, Deng H, et al. A 5-DOF model for aeroengine spindle dual-rotor system analysis[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2011, 24(2): 11–18.
- [50] Fu Y Q, Chen Y S, Hou L, et al. A counter-rotating dual-rotor system's hysteretic characteristics[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(15): 23–27+37.
- [51] Ma P, Zhai J, Wang Z, et al. Unbalance vibration characteristics and sensitivity analysis of the dual-rotor system in aeroengines[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2021, 34(1): 04020094.
- [52] 蒋云帆. 航空发动机轴承装配条件对转子振动特性的影响[D]. 西安: 西北工业大学, 2015.
- [53] 王四季, 廖明夫, 刘永泉. 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.
- [54] 罗贵火, 胡绚, 杨喜关. 反向旋转双转子系统非线性分析[J]. 振动工程学报, 2009, 22(3): 268–273.
- [55] 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.
- [56] 杨喜关, 罗贵火, 温卫东, 等. 支承非线性弹性对双转子系统响应特性的影响研究[J]. 振动工程学报, 2014, 27(4): 572–582.
- [57] 杨喜关, 罗贵火, 唐振寰, 等. 高维反向旋转双转子系统的建模方法及动力特性[J]. 航空动力学报, 2014, 29(3): 585–595.
- [58] 杨喜关, 罗贵火, 王飞, 等. 反向旋转双转子系统加速响应特性研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(2): 105–111.
- [59] 贾延, 刘永葆, 王强, 等. 中介轴承游隙和刚度对双转子系统非线性特性的影响[J]. 四川兵工学报, 2021(5): 42.
- [60] Kang Y, Cao S, Hou Y, et al. Analysis of backward whirling characteristics of a dual-rotor system caused by unbalance[J]. Measurement, 2022, 190: 110744.
- [61] 黄江博, 廖明夫, 程荣辉, 等. 航空发动机双转子系统模态正交性和不平衡响应[J]. 振动与冲击, 2022, 41(21): 176–189.
- [62] 李岩, 廖明夫, 蒋云帆. 航空发动机双转子系统“临界跟随”现象的机理及影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(11): 11–18.
- [63] 高朋, 侯磊, 陈予恕. 双转子-中介轴承系统非线性振动特性[J]. 振动与冲击, 2019, 38(15): 10–16.
- [64] 林荣洲, 侯磊, 孙传宗, 等. 某航空发动机整机系统非线性振动特性分析[J]. 振动工程学报,

- 2022, 35(3): 35–45.
- [65] 伊海铭, 侯磊, 高朋, 等. 含中介轴承内圈局部缺陷的双转子系统的组合共振特性[J]. 航空动力学报, 2020, 35(9): 1964–1976.
- [66] Hou L, Chen Y, Chen Y. Combination resonances of a dual-rotor system with inter-shaft bearing[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2023, 111(6): 5197–5219.
- [67] Ma Y, Shi C, Sun B, et al. Method of coupled vibration control for dual-rotor system with inter-shaft bearing[C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. New York: ASME, 2021, 85031: V09BT28A007.
- [68] Wu Z, Hao L, Zhao W, et al. Modeling and vibration analysis of an aero-engine dual-rotor-support-casing system with inter-shaft rub-impact[J]. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 2024, 165: 104757.
- [69] 李静, 曹树谦, 郭虎伦, 等. 考虑中介轴承弹流润滑时双转子系统振动特性[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2021, 53(6): 138–147.
- [70] 郑华林, 金洹冰, 王小虎, 等. Alford 力和中介轴承对双转子系统动力学特性的影响[J]. 振动与冲击, 2023, 42(2): 35–42.
- [71] 王杰, 左彦飞, 江志农, 等. 带中介轴承的双转子系统振动耦合作用评估[J]. 航空学报, 2021, 42(9): 1–9.
- [72] 向玲, 胡雅楠, 陈凯乐, 等. 内外激励下双转子系统非线性动力学特性研究[J]. 振动与冲击, 2023, 42(12): 69–76.
- [73] 向玲, 陈凯乐, 李林春, 等. 双转子-中介轴承系统动力学仿真与实验研究[J]. 动力工程学报, 2024, 44(7): 1033–1050.
- [74] 陈毅. 双转子一轴承一机匣系统非线性动力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2024.
- [75] 吴太欢, 王昆, 张万阳, 等. 中介轴承滚道损伤振动调制机理及特征[J]. 航空动力学报, 2025, 40(8): 448–460.
- [76] 陈果, 尉询楷, 王海飞, 等. 含典型故障的航空发动机整机振动分析[M]. 北京: 科学出版社, 2024.
- [77] 陈果. 含复杂滚动轴承建模的航空发动机整机振动耦合动力学模型[J]. 航空动力学报, 2017, 32(9): 2193–2204.
- [78] 陈果, 翟婉明. 铁路轨道不平顺随机过程的数值模拟[J]. 西南交通大学学报, 1999(2): 13–17.

致 谢

行文至此，意味着我的硕士求学生涯即将画上句号。回首在南京航空航天大学这三年的时光，心中满是感激与不舍。在此，谨向所有关心、帮助和支持过我的人们致以最诚挚的谢意。

首先，衷心感谢我的导师陈果教授。本论文从选题立意、模型构建、仿真分析到最终的撰写成文，无不凝聚着陈老师的心血与智慧。陈老师渊博的学识、严谨的治学态度、敏锐的学术洞察力以及勤勉的工作作风，令我深感敬佩，也使我受益终生。每当研究遇到瓶颈时，陈老师总能以独到的见解为我指点迷津，不仅传授我解决问题的具体方法，更教会我从事科学研究的思维方式。三年来，陈老师不仅在学术上对我严格要求、悉心指导，在生活中也给予了无微不至的关怀与帮助。在此，谨向恩师致以最崇高的敬意和最衷心的感谢！

感谢 IDES 研究室的王海飞、贺志远、康玉祥老师，赵紫豪、沈响响、张旭、何超、盛嘉玖、钱进、刘富海、陈智超、刘曜宾师兄，池奕辛、赵宇师弟以及同门马一杰在学习和生活中给予的支持与帮助。特别感谢沈响响、刘富海、陈智超师兄和池奕辛师弟等在课题研究及试验过程中提供的无私协助与宝贵建议。与你们在实验室共同奋斗、探讨问题的日子，是我研究生阶段最难忘的回忆。实验室融洽的氛围让我感受到了大家庭的温暖。

感谢中国航发沈阳发动机研究所的各位专家在项目合作中提供的指导与帮助，感谢浙江海骆航空科技有限公司在试验器研制过程中给予的技术支持。正是你们的鼎力相助，本论文的试验研究工作才得以顺利开展。

感谢我的父母和家人。你们永远是我坚强的后盾，是你们理解、支持与无私奉献，让我能够心无旁骛地投入学习与研究。你们的殷切期望是我不断前行的动力。

感谢母校南京航空航天大学为我提供了优良的学习平台与科研环境。“智周万物，道济天下”的校训将永远铭记于心。

最后，衷心感谢在百忙之中审阅本论文和出席答辩的各位专家、教授，感谢你们提出的宝贵意见与指导。

路漫漫其修远兮，吾将上下而求索。硕士阶段的结束，亦是新征程的开始。我将带着这份感恩与收获，继续前行。

在学期间的研究成果及发表的学术论文

攻读硕士学位期间发表（录用）论文情况

1. **Zhang Rui**, Chen Guo. Analysis of Sensitivity Influence and Transfer Path of Inter-Shaft Bearing Forces in a Dual-Rotor System[C].The 13th International Academic for Graduates, NUAU, 2025. (已录用, 国际会议, 优秀论文)
2. Shen X, Chen G, Liu F, **Zhang R** et al. Study on dynamic characteristics of blade-casing rub-impact coupling fault considering breathing crack: X. Shen et al[J]. Nonlinear Dynamics, 2025: 1-25. (SCI 二区, IF6.0)

攻读硕士学位期间申请专利情况

1. **张瑞**, 乔保栋, 高强, 池奕辛, 沈响响, 陈果. 一种液压缓冲式电磁驱动转静碰摩装置及试验方法:202511220071.7[P].2025-10-31. 南京航空航天大学,中国航发沈阳发动机研究所.(发明授权)
2. **张瑞**, 陈果, 沈响响, 康玉祥, 何超.一种用于航空发动机孔探测试模拟的试验器:202510031962.1[P].2025-10-17. 南京航空航天大学.(发明授权)
3. 沈响响, 陈果, **张瑞**, 池奕辛.一种航空发动机旋转叶片碰摩故障模拟试验系统及方法:202510681741.9[P].2025-08-29. 南京航空航天大学.(发明公开)
4. 沈响响, 陈果, **张瑞**, 池奕辛.一种航空发动机转子试验器双向轴向力加载装置:202510792522.8[P].2025-08-08. 南京航空航天大学.(发明公开)
5. 沈响响, 乔保栋, 高强, 池奕辛, **张瑞**, 陈果.种轴向力加载装置及轴向力可调的转动装置 [P]. ZL 202511178794.5, CN 120668382 B, 2025-10-28. 南京航空航天大学; 中国航发沈阳发动机研究所.(发明授权)

攻读硕士学位期间参加科研项目情况

1. 中国航发沈阳发动机研究所项目:多类型复合激励下结构系统耦合振动模拟试验技术研究.2024-2025.
2. 中国航空发动机集团产学研合作项目(HFZL2022CXY021):地面燃机关键机械部件故障机理及诊断方法研究, 2023-2025.

3. 空军工程大学项目：航空发动机智能孔探设备原理样机与检测系统集成研发.2024-2025.
4. 国家科技重大专项(J2019-IV-0004-0071):复杂服役环境下主轴承典型故障宏观动力学研究, 2020-2024.
5. 太行国家实验室项目：套齿联轴器连接的三支点柔性转子试验系统.2025.
6. 太行国家实验室项目：机匣-多级叶盘转静结构试验系统.2025.
7. 太行国家实验室项目：多连接面的刚性转子试验系统.2025.
8. 中国航发燃气轮机有限公司项目：燃机智能运维典型结构损伤模拟试验与故障检测技术, 2022.1-2025.12.

附录A 带机匣双转子试验器的整机动力学模型参数

A.1 转子模型参数

1) 低压转子

低压转子单元和节点信息分别如表 A.1 和表 A.2 所示。其中盘 LPC1、盘 LPC2 为低压压气机叶盘，盘 LPT 为低压涡轮叶盘。

表 A.1 低压转子单元信息

单元编号	弹性模量 (Pa)	泊松比	密度 (kg/m ³)	外径 (m)	内径 (m)	坐标 <i>i</i> (m)	坐标 <i>j</i> (m)
1	2.09e+011	0.29	7850	60	50	0	41
2	2.09e+011	0.29	7850	60	50	41	82.30
3	2.09e+011	0.29	7850	60	50	82.3	123.5
4	2.09e+011	0.29	7850	70	50	123.5	174.5
5	2.09e+011	0.29	7850	70	50	174.5	225.5
6	2.09e+011	0.29	7850	70	50	225.5	276.4
7	2.09e+011	0.29	7850	70	50	276.4	317.7
8	2.09e+011	0.29	7850	70	50	317.7	359
9	2.09e+011	0.29	7850	60	50	359	428.1
10	2.09e+011	0.29	7850	60	50	428.1	497.2
11	2.09e+011	0.29	7850	60	50	497.2	566.3
12	2.09e+011	0.29	7850	60	50	566.3	635.4
13	2.09e+011	0.29	7850	60	50	635.4	704.5
14	2.09e+011	0.29	7850	60	50	704.5	773.6
15	2.09e+011	0.29	7850	60	50	773.6	842.7
16	2.09e+011	0.29	7850	60	50	842.7	911.8
17	2.09e+011	0.29	7850	60	50	911.8	980.9
18	2.09e+011	0.29	7850	60	50	980.9	1050
19	2.09e+011	0.29	7850	50	0	1050	1070
20	2.09e+011	0.29	7850	50	0	1070	1118
21	2.09e+011	0.29	7850	50	0	1118	1176

表 A.2 低压转子节点信息

序号	坐标(mm)	名称	集中质量(kg)	偏心距(mm)	赤道惯量(kg.m ²)	极惯量(kg.m ²)
1	0	0	0	0	0	0
2	41	支承 1	0	0	0	0
3	82.3	0	0	0	0	0
4	123.5	盘 LPC1	16.003	0.01	0.12771	0.25412
5	174.5	0	0	0	0	0
6	225.5	0	0	0	0	0
7	276.4	盘 LPC2	16.003	0.01	0.12771	0.25412
8	317.7	0	0	0	0	0
9	359	支承 2	0	0	0	0
10	428.1	0	0	0	0	0
11	497.2	0	0	0	0	0
12	566.3	0	0	0	0	0
13	635.4	0	0	0	0	0
14	704.5	0	0	0	0	0
15	773.6	0	0	0	0	0
16	842.7	0	0	0	0	0
17	911.8	0	0	0	0	0
18	980.9	0	0	0	0	0
19	1050	0	0	0	0	0
20	1070	支承 4	0	0	0	0
21	1118	盘 LPT	23.472	0.01	0.19260	0.37777
22	1176	支承 5	0	0	0	0

2) 高压转子

高压转子单元和节点信息分别如表 A.3 和表 A.4 所示。HPC 为高压压气机盘，HPT 为高压涡轮盘。

表 A.3 高压转子单元信息

单元编号	弹性模量 (pa)	泊松比	密度 (kg/m ³)	外径(m)	内径(m)	坐标 <i>i</i> (m)	坐标 <i>j</i> (m)
1	2.09e+011	0.29	7850	50	36	589	634
2	2.09e+011	0.29	7850	57	36	634	662
3	2.09e+011	0.29	7850	88	74	662	692
4	2.09e+011	0.29	7850	88	74	692	722
5	2.09e+011	0.29	7850	101	86	722	765.3
6	2.09e+011	0.29	7850	101	86	765.3	808.7
7	2.09e+011	0.29	7850	101	86	808.7	852
8	2.09e+011	0.29	7850	101	86	852	895.3
9	2.09e+011	0.29	7850	101	86	895.3	938.7
10	2.09e+011	0.29	7850	101	86	938.7	982
11	2.09e+011	0.29	7850	101	86	982	1026
12	2.09e+011	0.29	7850	101	86	1026	1070

表 A.4 高压转子节点信息

序号	坐标(mm)	名称	集中质量(kg)	偏心距(mm)	赤道惯量(kg.m ²)	极惯量(kg.m ²)
1	589	0	0	0	0	0
2	634	支承 3	0	0	0	0
3	662	0	0	0	0	0
4	692	0	0	0	0	0
5	722	盘 HPC	10.785	0.01	0.06085	0.12095
6	765.3	0	0	0	0	0
7	808.7	0	0	0	0	0
8	852	0	0	0	0	0
9	895.3	0	0	0	0	0
10	938.7	0	0	0	0	0
11	982	盘 HPT	10.785	0.01	0.06085	0.12095
12	1026	0	0	0	0	0
13	1070	支承 4	0	0	0	0

A.2 机匣模型参数

机匣的单元和节点信息分别如表 A.5 和表 A.6 所示。

表 A.5 机匣单元信息

单元编号	弹性模量 (Pa)	泊松比	密度 (kg/m ³)	外径 (m)	内径 (m)	坐标 <i>i</i> (m)	坐标 <i>j</i> (m)
1	2.09e+011	0.29	7850	400	389	41	147
2	2.09e+011	0.29	7850	400	389	147	253
3	2.09e+011	0.29	7850	400	389	253	359
4	2.09e+011	0.29	7850	440	387	359	412.5
5	2.09e+011	0.29	7850	440	387	412.5	469.5
6	2.09e+011	0.29	7850	440	387	469.5	526.5
7	2.09e+011	0.29	7850	440	387	526.5	634
8	2.09e+011	0.29	7850	400	390	634	742.4
9	2.09e+011	0.29	7850	400	390	742.4	850.8
10	2.09e+011	0.29	7850	400	390	850.8	959.2
11	2.09e+011	0.29	7850	400	390	959.2	1067.6
12	2.09e+011	0.29	7850	400	390	1067.6	1176

表 A.6 机匣节点信息

序号	坐标(mm)	名称	集中质量(kg)	偏心距(mm)	赤道惯量(kg.m ²)
1	41	支承 1	0	0	0
2	147	0	0	0	0
3	253	0	0	0	0
4	359	支承 2	0	0	0
5	412.5	0	0	0	0
6	469.5	0	0	0	0
7	526.5	0	0	0	0
8	634	支承 3	0	0	0
9	742.4	0	0	0	0
10	850.8	0	0	0	0
11	959.2	0	0	0	0
12	1067.6	0	0	0	0
13	1176	支承 5	0	0	0

3) 支承模型参数

在双转子系统动力学模型中, 转子与机匣支承参数、机匣-基础连接支承参数、转子-转子中介轴承连接支承参数、滚珠轴承参数和圆柱滚子轴承参数, 分别如表 A.7 到表 A.11 所示。

表 A.7 转子与机匣支承参数

支点	外圈质量/kg	轴承座质 量/kg	径向刚度 1 /(N/m)	径向阻 尼 1 /(N.s/m)	轴向刚度 1 /(N/m)	轴向阻 尼 1 /(N.s/m)	转子模型 (节点)	机匣模型 (节点)
RC1	0.20	10	7.0e+007	1000	7.0e+007	1000	低压转子 (2)	机匣 (1)
RC2	0.20	10	6e+008	1000	6e+008	1000	低压转子 (9)	机匣 (4)
RC3	0.20	10	3.25e+007	1000	3.25e+007	1000	高压转子 (2)	机匣 (8)
RC5	0.20	10	5.8e+006	1000	5.8e+006	1000	低压转子 (22)	机匣 (13)

表 A.8 机匣-基础连接支承参数

支点	径向水平刚度 /(N/m)	径向水平阻尼 /(N.s/m)	径向垂直刚度 /(N/m)	径向垂直阻尼 /(N.s/m)	机匣 (节点)
CB1	1.0e+008	2000	1.0e+008	2000	机匣 (4)
CB2	1.0e+008	2000	1.0e+008	2000	机匣 (7)
CB3	1.0e+008	2000	1.0e+008	2000	机匣 (13)

表 A.9 转子-转子中介轴承连接支承参数

支点	外圈质量/kg	轴承座质 量/kg	径向刚度 1/(N/m)	径向阻 尼 1 /(N.s/m)	径向刚度 2 /(N/m)	径向阻 尼 2 /(N.s/m)	内转子 (节点)	外转子 (节点)
RRM4	0.2	0.2	5.5e+008	1000.0	5.5e+008	1000.0	低压转子 (20)	高压转子 (13)

多类型复合激励下航空双转子系统中介轴承耦合振动分析

表 A.10 滚珠轴承参数

滚珠 轴承 型号	滚 珠 数 目	节圆 直径 (mm)	滚珠 直径 (mm)	游隙 (mm)	初始 接触 角 (Deg)	内外圈 沟曲率 半径	内圈弹 性模量 (GPa)	外圈弹 性模量 (GPa)	泊 松 比	接 触 指 数
6012F AG	14	77.5	10.32	0.015	0	0.52	210	210	0.3	1.5
6014F AG	14	65	8.5	0.015	0	0.52	210	210	0.3	1.5

表 A.11 圆柱滚子轴承参数

滚子轴承 型号	滚子 数目	节圆直径 (mm)	滚子直径 (mm)	游隙 (mm)	凸度量 (mm)	有效 长度	直线段 长度	切片 数
N1012FA G	24	78.1	8	0.03	0.02	8	7.6	10
N1010FA G	22	65.5	7	0.03	0.02	7	6.2	10