

中图分类号：V231.96

学科分类号：082304

论文编号：102870722-S072

硕士学位论文

螺栓连接转子振动特性分析及装配不 同心故障机理研究

研究生姓名	李伦绪
学科、专业	载运工具运用工程
研究方向	航空器监测、诊断与健康管
指导教师	陈果 教授

南京航空航天大学

研究生院 民航学院

二〇二二年三月

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

**Research on vibration characteristics and
non-concentricity fault mechanism of bolted
rotor**

A Thesis in
Vehicle Operation Engineering
by
Li Lunxu

Advised by
Prof. Chen Guo

Submitted in Partial Fulfillment
of the Requirements
for the Degree of
Master of Engineering

March, 2022

承诺书

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。

本人授权南京航空航天大学可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编学位论文。

（保密的学位论文在解密后适用本承诺书）

作者签名：

日 期： _____

摘 要

现代航空发动机高压转子系统普遍采用止口螺栓连接结构，在结构上具有非连续特征，连接处的非线性刚度使得高压转子表现出复杂的振动响应，同时连接界面的装配偏差造成高压转子不同心故障。本文针对航空发动机高压转子系统，研究止口螺栓连接结构的刚度非线性特征及其产生机理，分析含止口螺栓连接结构的高压转子动力学特性及其导致的不同心故障振动响应。

本文主要研究内容如下：

(1) 介绍了航空发动机典型螺栓连接结构的结构特征与载荷特点，建立了有、无止口的螺栓连接结构接触有限元模型，分析了连接刚度的非线性变化规律，揭示了刚度非线性特征的产生机理，讨论了止口紧度、螺栓预紧力、转速、分度圆半径、法兰厚度和螺栓数量对连接刚度的影响规律。

(2) 建立了止口螺栓连接结构弯曲刚度和径向刚度的等效模型，并通过实体有限元模型验证了等效模型的正确性；建立了多螺栓连接面高压转子模拟试验器的梁单元有限元模型，仿真计算了考虑止口螺栓连接结构非线性刚度的转子系统动力学响应，讨论了不平衡量和低刚度阶段弯曲刚度对转子系统振动特性的影响。

(3) 建立了多螺栓连接面高压转子模拟试验器的接触有限元模型，仿真分析了端面偏差下高压转子的装配变形情况；建立了转子不同心故障力学模型，进行转子不同心故障的振动响应仿真分析；同时搭建不同心故障模拟试验台，进行转子装配变形模拟试验和不同心故障振动响应试验，试验结果验证了本文仿真模型的正确性。

关键词：高压转子，止口螺栓连接结构，非线性刚度，动力特性，不同心故障

ABSTRACT

The high pressure rotor system in the modern aero engine generally adopts the structure of rabbet-bolted connection, which has discontinuous characteristics in structure, the nonlinear stiffness of the connection makes the high pressure rotor exhibit complex vibration response, in addition, the assembly deviation of the connection interface causes the high pressure rotor non-concentricity fault. This paper focuses on high pressure rotor systems of aero engine, studies the nonlinear stiffness characteristics and generation mechanism of rabbet-bolted connection, and analyzes the dynamic characteristics of the high pressure rotor system with rabbet-bolted connections and vibration response of non-concentricity fault.

The main research contents of this paper are as follows:

(1) This paper introduces the structural characteristics and load characteristics of typical bolt connection structures of aero engines, and the contact finite element models of bolted connection structures with and without rabbet are established, and the nonlinear stiffness variation of the rabbet-bolted connection is analyzed, the generation mechanism of nonlinear stiffness characteristics is revealed, the influences of tightness of the rabbet, preload, speed, radius of dividing circle, thickness of flange and number of bolts on the stiffness of rabbet-bolted connection are discussed.

(2) This paper establishes the equivalent models of the bending stiffness and radial stiffness of rabbet-bolted connection structure, and the correctness of the equivalent model is verified by solid finite element model; the finite element model of high pressure rotor simulation tester with multi-bolt connection surface is established by using beam element, and the vibration response of a rotor system with nonlinear stiffness of rabbet-bolted connection is simulated, and the effects of unbalance and low stiffness on the vibration characteristics of the rotor system were discussed.

(3) This paper establishes the contact finite element model of the multi-bolt connection tester, and analyses the rotor assembly deformation when the face deviation exists; the mechanical models of non-concentricity fault is established, and the vibration response of rotor system with the non-concentricity fault is analyzed. At the same time, the non-concentricity fault test bench is built, simulation test of rotor assembly deformation and vibration response test of non-concentricity faults are conducted, the experimental results verify the correctness of the simulation results in this paper.

Keywords: high pressure rotor, rabbet-bolted connection, nonlinear stiffness, dynamic characteristics, non-concentricity faults

目 录

第一章 绪论.....	1
1.1 研究背景与意义.....	1
1.2 国内外研究现状.....	1
1.2.1 螺栓连接刚度特性及其等效模型研究.....	1
1.2.2 螺栓连接结构动力特性研究.....	3
1.2.3 转子不同心度计算模型及其振动响应研究.....	5
1.2.4 目前研究工作存在的问题.....	6
1.3 本文主要研究内容.....	7
第二章 止口螺栓连接结构刚度特性仿真分析.....	9
2.1 引言.....	9
2.2 航空发动机典型螺栓连接结构分析.....	9
2.2.1 结构特征与受力分析.....	10
2.2.2 刚度定义.....	11
2.3 止口螺栓连接结构有限元模型.....	12
2.3.1 三维实体模型.....	13
2.3.2 有限元建模.....	14
2.4 止口螺栓连接结构刚度特性分析.....	15
2.4.1 连接刚度计算方法.....	15
2.4.2 螺栓法兰的应力分布.....	16
2.4.3 刚度特性仿真分析.....	18
2.4.4 特征参数影响规律分析.....	21
2.5 本章小结.....	29
第三章 含止口螺栓连接结构的转子系统动力特性分析.....	31
3.1 引言.....	31
3.2 止口螺栓连接结构力学等效模型.....	31
3.2.1 弯曲刚度等效模型.....	31
3.2.2 径向刚度等效模型.....	37
3.2.3 刚度等效模型验证.....	39
3.3 多螺栓连接面的高压转子模拟试验器梁单元有限元模型.....	40
3.3.1 多螺栓连接面的高压转子模拟试验器简介.....	40
3.3.2 多螺栓连接面的高压转子模拟试验器动力学建模.....	41
3.3.3 试验器模态分析及试验验证.....	46
3.4 考虑止口螺栓连接结构的转子系统动力特性分析.....	50

3.4.1 振动响应仿真分析.....	51
3.4.2 不平衡量对转子振动响应的影响.....	54
3.4.3 低刚度阶段弯曲刚度对转子振动响应的影响.....	55
3.5 本章小结.....	56
第四章 转子不同心故障的仿真及试验研究.....	59
4.1 引言.....	59
4.2 不同心故障下转子装配变形仿真分析.....	59
4.2.1 多螺栓连接面的转子试验器实体有限元模型.....	59
4.2.2 不同心故障下转子装配变形有限元分析.....	61
4.2.3 特征参数影响规律分析.....	62
4.3 不同心故障下转子装配变形试验研究.....	64
4.3.1 不同心故障下转子装配变形模拟试验.....	64
4.3.2 不同心故障下转子装配变形试验结果分析.....	66
4.4 转子不同心故障振动响应仿真分析及试验验证.....	69
4.4.1 不同心故障力学模型.....	69
4.4.2 不同心故障振动响应仿真分析与试验验证.....	72
4.5 本章小结.....	80
第五章 总结与展望.....	81
5.1 全文工作总结.....	81
5.2 未来工作展望.....	82
参考文献.....	83
致 谢.....	89
在学期间的研究成果及发表的学术论文.....	90

图表清单

图 1.1 预紧力下螺栓连接结构应力分析.....	2
图 1.2 止口螺栓连接结构精细有限元模型.....	2
图 1.3 拉压刚度的双线性弹簧等效模型.....	3
图 1.4 含螺栓连接刚度的转子动力学模型.....	4
图 1.5 Iwan 模型示意图.....	5
图 1.6 论文总体框架.....	8
图 2.1 某型航空发动机高压转子系统结构示意图.....	9
图 2.2 止口螺栓连接结构.....	10
图 2.3 止口螺栓连接结构受力分析.....	11
图 2.4 纯弯矩和横向力作用下的剪力弯矩图.....	11
图 2.5 纯弯矩和横向力作用下 dx 长度内的受力分析.....	12
图 2.6 止口螺栓连接结构三维模型.....	13
图 2.7 止口螺栓连接结构尺寸示意图.....	13
图 2.8 止口螺栓连接结构有限元模型.....	14
图 2.9 接触面设置示意图.....	14
图 2.10 止口螺栓连接结构载荷和约束示意图.....	15
图 2.11 止口螺栓连接结构刚度计算示意图.....	16
图 2.12 预紧力和过盈配合下止口螺栓连接结构应力分布.....	17
图 2.13 预紧力下止口螺栓连接结构轴向应力分布及法兰接触状态.....	17
图 2.14 轴向拉力载荷下的轴向应力分布.....	17
图 2.15 轴向压力载荷下的轴向应力分布.....	18
图 2.16 弯矩载荷下的 Mises 等效应力分布.....	18
图 2.17 拉伸刚度随轴向拉力的变化规律.....	19
图 2.18 压缩刚度随轴向压力的变化规律.....	19
图 2.19 轴向拉力作用下法兰面接触间隙.....	19
图 2.20 拉伸载荷下结构的应力应变图.....	20
图 2.21 压缩载荷下结构的应力应变图.....	20
图 2.22 弯曲刚度随弯矩的变化规律.....	20
图 2.23 不同弯矩作用下法兰面接触状态.....	21
图 2.24 不同止口紧度下弯曲刚度变化规律.....	22
图 2.25 止口紧度对结构弯曲刚度和刚度损失的影响规律 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)	22
图 2.26 不同紧度下的止口滑移状态 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)	22
图 2.27 不同预紧力下弯曲刚度变化规律.....	23

图 2.28 螺栓预紧力对弯曲刚度和刚度损失的影响规律 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)	24
图 2.29 不同预紧力下的螺栓压紧状态 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)	24
图 2.30 不同转速下弯曲刚度变化规律.....	24
图 2.31 转速对弯曲刚度和刚度损失的影响规律 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)	25
图 2.32 转速作用下止口螺栓连接结构受力图.....	25
图 2.33 不同转速下的止口区域接触状态 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)	25
图 2.34 不同分度圆半径下弯曲刚度变化规律.....	25
图 2.35 分度圆半径对弯曲刚度和刚度损失的影响规律 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)	26
图 2.36 不同分度圆半径下的法兰变形状态 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)	26
图 2.37 不同法兰厚度下弯曲刚度变化规律.....	27
图 2.38 法兰厚度对结构弯曲刚度和刚度损失的影响规律 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)	27
图 2.39 不同法兰厚度下的法兰变形状态 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)	27
图 2.40 不同螺栓数量下弯曲刚度变化规律.....	28
图 2.41 螺栓数量对结构弯曲刚度和刚度损失的影响规律 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)	28
图 2.42 不同螺栓数量下的法兰接触面的接触状态 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)	29
图 3.1 止口螺栓连接结构变形和受力分析.....	32
图 3.2 连续结构变形和受力分析.....	32
图 3.3 单个扇形区域截取示意图.....	32
图 3.4 单个扇形区域结构参数.....	32
图 3.5 止口粘滞阶段止口螺栓变形与受力分析.....	33
图 3.6 螺栓前部法兰分离阶段止口螺栓受力分析及等效模型.....	33
图 3.7 内外止口压应力分布示意图.....	34
图 3.8 内外圆柱体的弹性接触模型.....	34
图 3.9 螺栓后部法兰分离阶段止口螺栓受力分析及等效模型.....	35
图 3.10 螺栓轴向压力分布示意图.....	35
图 3.11 止口螺栓连接结构扇形区域在压缩载荷下的受力分析.....	36
图 3.12 止口螺栓连接结构弯曲刚度等效模型.....	37
图 3.13 止口结构参数及接触状态变化.....	38
图 3.14 弯曲刚度特征参数影响规律验证.....	39
图 3.15 多连接面的高压转子模拟试验器 CAD 图.....	40
图 3.16 多连接面的高压转子模拟试验器三维模型.....	40
图 3.17 多连接面的高压转子模拟试验器实物图.....	41
图 3.18 多螺栓连接面高压转子试验装置整体示意图.....	41
图 3.19 含止口螺栓连接结构的转子试验器有限元模型.....	41

图 3.20 多螺栓连接面高压转子试验器模态测试现场.....	47
图 3.21 信号采集点布置方案示意图.....	47
图 3.22 模态试验各测点幅频曲线.....	48
图 3.23 高压转子模拟试验器模态试验振型.....	49
图 3.24 模态仿真各测点的幅频曲线.....	50
图 3.25 高压转子模拟试验器模态计算振型.....	50
图 3.26 止口螺栓连接结构转子振动响应.....	51
图 3.27 转子连接节点弯矩随转速的变化曲线.....	52
图 3.28 转子试验器振动响应 (4000r/min)	53
图 3.29 转子振动幅值随转速的变化曲线.....	53
图 3.30 连接节点弯矩随转速的变化曲线.....	53
图 3.31 转子试验器振动响应分岔图.....	53
图 3.32 转子试验器振动响应 (5700r/min)	54
图 3.33 不同偏心距下的止口螺栓连接转子振动响应.....	55
图 3.34 不同偏心距下止口螺栓连接结构振动响应分岔图.....	55
图 3.35 低刚度阶段弯曲刚度不同时止口螺栓连接结构振动响应分岔图.....	56
图 4.1 多螺栓连接面的高压转子模拟试验器三维实体模型.....	60
图 4.2 多螺栓连接面的高压转子模拟试验器有限元模型.....	60
图 4.3 高压转子模拟试验器载荷及约束设置示意图.....	61
图 4.4 1mm 端面偏差下高压转子模拟试验器装配变形剖面图 (放大 20 倍)	61
图 4.5 1mm 端面偏差下高压转子模拟试验器转子轴心线变形图.....	62
图 4.6 1mm 端面偏差下螺栓连接面接触状态.....	62
图 4.7 不同垫片倾角时转子轴心线变形图.....	62
图 4.8 不同预紧力下高压转子模拟试验器轴心线变形图.....	63
图 4.9 不同螺栓数量下高压转子模拟试验器轴心线变形图.....	64
图 4.10 转子不同心故障装配变形模拟试验现场图.....	65
图 4.11 转子试验器垫片装配现场图.....	65
图 4.12 信号采集测点布置方案示意图.....	65
图 4.13 同心状态高压转子模拟试验器轴心线变形图.....	66
图 4.14 0.1mm 端面偏差下高压转子模拟试验器轴心线变形图.....	67
图 4.15 1.0mm 端面偏差下高压转子模拟试验器轴心线变形图.....	68
图 4.16 2.0mm 端面偏差下高压转子模拟试验器轴心线变形图.....	69
图 4.17 转子不同心故障示意图.....	69
图 4.18 转盘位置示意图.....	72

图 4.19 连接对周向位置示意图.....	72
图 4.20 同心状态下各测点振动响应的频谱图（转速 2000r/min）.....	73
图 4.21 同心状态下各测点振动响应的频谱图（转速 3000r/min）.....	74
图 4.22 同心状态下各测点振动响应的频谱图（转速 4000r/min）.....	75
图 4.23 0.1mm 端面偏差下各测点振动响应的频谱图（转速 2000r/min）.....	77
图 4.24 0.1mm 端面偏差下各测点振动响应的频谱图（转速 3000r/min）.....	78
图 4.25 0.1mm 端面偏差下各测点振动响应的频谱图（转速 4000r/min）.....	79
表 2.1 止口螺栓连接结构设计参数.....	14
表 2.2 螺栓连接结构拧紧力矩及其换算结果.....	15
表 3.1 ANSYS 模型与解析模型刚度计算结果对比.....	39
表 3.2 左侧鼓筒单元信息.....	42
表 3.3 左侧鼓筒节点信息.....	42
表 3.4 右侧鼓筒单元信息.....	43
表 3.5 右侧鼓筒节点信息.....	43
表 3.6 转子-基础支承刚度和阻尼参数.....	44
表 3.7 高压转子模拟试验器固有频率仿真与试验对比.....	50
表 4.1 普通螺母的拧紧力矩标准.....	63
表 4.2 转子不同心模拟试验试验工况.....	66
表 4.3 同心状态各测点径向偏差.....	66
表 4.4 0.1mm 端面偏差下各测点径向偏差.....	67
表 4.5 1.0mm 端面偏差下各测点径向偏差.....	68
表 4.6 2.0mm 端面偏差下各测点径向偏差.....	68
表 4.7 同心状态下各特征转速振动位移幅值仿真与试验结果对比.....	76
表 4.8 0.1mm 端面偏差时各特征转速下一倍频振动幅值仿真与试验结果对比.....	80
表 4.9 0.1mm 端面偏差时各特征转速下二倍频振动幅值仿真与试验结果对比.....	80

注释表

F_p	螺栓预紧力	p_r	止口正压力
M	弯矩	δ_{x1}, δ_{x2}	正应力
τ_{x1}, τ_{x2}	切应力	$\Delta\theta$	角向变形
k_θ	角刚度	k_l	线刚度
l	杆件长度	k_0	固结刚度
k_p	刚度损失系数	r_d	鼓筒内圈半径
R_d	鼓筒外圈半径	D_b	螺栓直径
D_n	螺母直径	t_b	螺栓头厚度
t_n	螺母厚度	l_b	螺栓至鼓筒外壁距离
t_f	法兰厚度	l	法兰长度
F	轴向力	T	拧紧力矩
ψ	螺纹升角	ρ_v	螺纹当量摩擦角
d_2	螺纹中径	d_0	螺纹内径
d'	螺纹公称直径	μ_0	螺栓摩擦系数
K	拧紧力矩系数	D_p	压紧区域直径
α	螺栓锥形半角	Δs	轴向位移
k_s	拉伸刚度	F_{c1}, F_{c2}	法兰离心力
m_{c1}, m_{c2}	法兰质量	R_p	分度圆半径
f	止口摩擦力	F_n	端面压力
h_s	鼓筒厚度	R_b	螺母中心线所在半径
a	止口长度	h_c	压缩区域厚度
$\Delta\delta$	止口紧度	F_r	止口接触压力
μ	止口摩擦系数	E, E_1, E_2	弹性模量
l_{pA}	等效悬臂梁长度	I_F	截面惯性矩
k_1, k_2	弹性层刚度	h	弹性层厚度
ν_1, ν_2	泊松比	n	螺栓数量
F_B	螺栓约束力	k_B	螺栓及压紧区域的等效刚度
k_{m1}, k_{m2}	压紧区域法兰拉伸刚度	E_0	法兰弹性模量
k_b	螺杆拉伸刚度	k_c	压缩刚度
W	受压部位等效宽度	α_i	第 i 个螺栓角向位置

δ_i	第 i 个扇形区域轴向变形	k_i	第 i 个弹簧等效刚度
F_i	第 i 个扇形区域轴向力	k_n	径向刚度
u_x	内圆柱面位移	c	接触系数
ρ_1, ρ_2	圆柱面径向坐标	F_y	总接触力
M_1, M_2	质量矩阵	K_1, K_2	刚度矩阵
G_1, G_2	陀螺矩阵	C_1, C_2	阻尼矩阵
\ddot{q}_1, \ddot{q}_2	加速度列向量	\dot{q}_1, \dot{q}_2	速度列向量
q_1, q_1	位移列向量	Q_1, Q_1	载荷列向量
F_{yi}, F_{zi}	节点 i 作用力	M_{yi}, M_{zi}	节点 i 作用力矩
k_{ny}, k_{nz}	连接结构径向刚度	$k_{\theta y}, k_{\theta z}$	连接结构弯曲刚度
c_{ny}, c_{nz}	连接结构径向阻尼	$c_{\theta y}, c_{\theta z}$	连接结构角向阻尼
Q_{u1}, Q_{u2}	不平衡激振力列向量	Q_{b1}, Q_{b2}	连接结构附加激励力
Q_{s1}, Q_{s2}	不同心故障附加激励力	Q_{m1}, Q_{m2}	连接结构偏差的附加激励力
M_0	止口滑移所需弯矩	γ, β	Newmark- β 算法控制参数
b_1, b_2	初始径向弯曲量	δ_1, δ_2	转盘质心偏移量
N	连接对数量	ϕ_0	初始角度不对中的周向位置
Δ_{Deg}	周向位置的离散角度	r_i	随机数
k_a	螺栓平均轴向刚度	δ_{ai}	连接结构两侧相对位移
ε	刚度非线性因子	θ	角度偏差
R_b	螺栓作用半径		

缩略词

缩略词	英文全称	中文全称
MAS	Modal Analysis System	模态分析系统
NI	National Instruments	美国国家仪器有限公司
RFIDS	Rotating Machinery Fault Intelligent Diagnosis System	旋转机械故障智能诊断系统

第一章 绪论

1.1 研究背景与意义

现代航空发动机是飞机的心脏，它的性能直接影响飞机的安全性、可靠性和经济性，能否独立研制航空发动机是判断一个国家能否成为航空强国的重要标志^[1]。在现代航空发动机的研制和使用过程中，转子系统振动过大引起的整机振动超限是长期制约发动机设计发展的关键问题，其中，高压转子作为转子系统的重要组成部分，结构特征复杂，工作环境恶劣，其振动特性直接影响航空发动机的振动响应与工作性能。

由于材料、加工和装配工艺等多方面的限制，现代航空发动机的高压转子通常由多个部件通过止口螺栓连接结构组装而成。止口螺栓连接结构存在多个接触界面，结构本质上具有非连续特征，在外载荷作用下连接结构不仅会产生刚度损失^[1]，同时其刚度还具有非线性变化特征。尤其是现代航空发动机，其对高性能和高推重比的追求，导致转子转速和负荷不断增大，连接结构的非线性刚度更为凸显，这不仅使转子动力学特性偏离设计状态，还可能引发转子振动过大等严重后果^[3]。同时止口螺栓连接作为装配结构，连接界面不可避免的存在装配偏差，连接界面的装配偏差导致高压转子各部件的惯性轴与旋转轴之间发生偏离，导致高压转子不同心故障，继而引发转子振动超限、轴承磨损、转静碰摩等一系列后果，严重影响航空发动机的运行安全。

因此本文基于高压转子系统的止口螺栓连接结构，详细研究其刚度非线性特征及其产生机理，讨论止口螺栓连接结构的非线性刚度对转子系统动力特性的影响，分析转子不同心故障的振动响应与故障特征，以期为现代航空发动机高压转子止口螺栓连接结构的设计、改进提供理论基础，为转子振动抑制、转子不同心故障诊断提供技术支撑。

1.2 国内外研究现状

本节将从螺栓连接刚度及其等效模型、螺栓连接结构动力特性、转子不同心故障建模及其振动响应三个方面对国内外研究现状展开综述，并基于目前的研究工作，确定论文的研究思路与研究重点。

1.2.1 螺栓连接刚度特性及其等效模型研究

螺栓连接由于结构简单、安装方便、布置灵活等优势，在现代航空发动机转子系统中广泛应用。转子系统中的螺栓连接具有多种类型，早期的航空发动机转子系统广泛使用长螺栓连接，通过长螺栓形成的环腔结构提高转子刚度，但长螺栓连接质量较大，不符合现代航空发动机高推重比的需求，因此随着结构设计水平和工艺水平的提高，短螺栓连接成为转子系统连接结构的主要形式。近年来转子系统出现了结构更为简单、装配更为方便的

长拉杆结构，通过中心拉杆结构将转子各部件轴向拉紧，这进一步简化了转子结构，但这对航空发动机设计及装配工艺提出了更高的要求。目前限于机械加工工艺，转子系统应用最广泛的仍是短螺栓连接结构，并且在转子连接中通常采用止口圆柱面进行定位，配合止口定位的短螺栓连接结构有效实现了高压转子的可靠装配。

目前国内外学者针对螺栓连接结构刚度特性进行了大量的研究，并且根据其结构参数和载荷特点，逐步建立螺栓连接刚度的力学模型，并取得了相应的理论分析成果。在刚度特性分析方面，目前国内外学者普遍采用接触有限元法，根据螺栓连接结构的几何特征，将部分倒角、圆角或其他不规则结构进行简化后建立实体接触有限元模型，进行刚度特性分析，并讨论部分特征参数对螺栓连接结构刚度特性的影响规律。Kim 等^[4]介绍了四种螺栓有限元模型的建模方法，包括实体螺栓建模、耦合螺栓建模、网状螺栓建模和无螺栓建模，其中耦合螺栓建模方法和网状螺栓建模方法可基本描述结构的刚度特性，并大大节约了计算时间。Oskouei 等^[5,6]针对搭接的螺栓连接结构，分析了螺栓预紧力下结构的连接刚度和应力分布，如图 1.1 所示，结果表明螺栓预紧状态下法兰应力分布呈空心圆锥状，螺栓周围的压缩应力有效提高了结构的连接刚度，并在此基础上进一步分析了螺栓疲劳断裂的演变机理；Nizametdinov 等^[7]根据实际航空发动机高压压气机和高压涡轮之间螺栓连接结构，建立实体有限元模型，仿真分析了连接结构弯曲刚度的非线性特征，并讨论了预紧力、接触面接触状态等因素对弯曲刚度的影响规律。针对螺栓连接结构的特征参数，南宮自军等^[8]应用接触理论和有限元方法，将预紧力转化为等效节点的初载荷，详细分析了螺栓预紧力对连接刚度的影响；王海涛^[9]则利用 ANSYS 软件的接触算法，建立包含多个螺栓的机匣有限元模型，仿真分析发动机机匣的弯曲刚度随螺栓预紧力的变化规律；Pedersen 等^[10]针对搭接的螺栓法兰连接结构，详细分析了螺母与板件之间的设计间隙对连接刚度的影响；Liu 等^[11]针对止口螺栓连接结构，详细研究了结构的连接刚度和接触特性，结果发现螺栓连接刚度随结构几何参数有所变化，但主要受外部载荷影响，并且存在临界载荷；岳伟等^[12]建立止口螺栓连接结构的精细有限元模型，如图 1.2 所示，分析轴向载荷对端面接触状态的影响规律，仿真结果表明增大轴向压紧力可减少端面滑移；孟春晓等^[12]建立带螺栓连接结构的鼓形转子有限元模型，详细分析了螺栓个数和螺栓松动对连接刚度的影响规律，计算结果表明，增加螺栓数量可以增大结构的连接刚度，降低系统非线性特征。

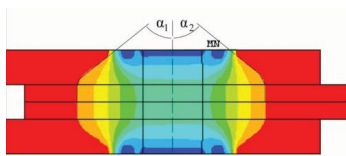


图 1.1 预紧力下螺栓连接结构应力分析

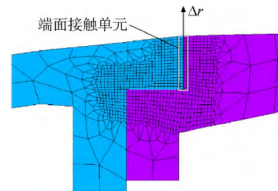


图 1.2 止口螺栓连接结构精细有限元模型

在刚度力学模型方面，目前国内外学者根据螺栓法兰连接的应力分布、变形状态和接触面接触状态建立了一系列螺栓连接刚度的力学模型。根据螺栓预紧力下法兰应力呈空心圆锥状的分布特点，Meyer 等^[13]提出了法兰边连接刚度的理论表达式，但该理论刚度与实

际刚度存在一定误差, Lehnhoff 等^[14]在此基础上进行修正, 进一步提出了法兰边连接刚度的理论表达式, 并通过接触有限元模型进行了对比验证, 但该模型中应力锥角为定值; 姚星宇等^[15]进一步考虑应力锥角的变化, 提出了双层和多层法兰连接时螺栓压紧区域连接刚度的理论表达形式, 并讨论了螺栓预紧力和结构参数对螺栓夹紧区域应力锥角的影响规律。基于螺栓连接结构的变形状态, Luan 等^[16]讨论了螺栓连接拉压刚度的非线性规律, 并根据螺栓法兰拉压载荷下的变形特点, 提出了拉压刚度的双线性弹簧等效模型, 如图 1.3 所示, Wang 等^[17]在此基础上建立弯曲刚度等效模型, 并有效分析了部分特征参数对弯曲刚度的影响规律; Beaudoin 等^[18,19]根据止口和非止口螺栓连接结构的轴向变形和径向变形特点, 推导出螺栓连接结构轴向和径向的刚度表达式。在接触面接触状态方面, 洪杰^[20]、马艳红^[21]等基于连接界面的接触状态, 建立了长拉杆止口连接结构刚度损失模型, 并提出了弯曲刚度的修正方法, Zhou 等^[22]采用赫兹接触理论和格林伍德模型, 计算了弯矩和预紧力作用下的接触刚度, 并在此基础上建立转子系统的动力学模型, 分析接触刚度对转子动力特性的影响。

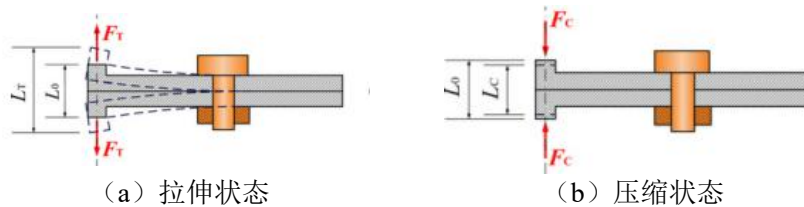


图 1.3 拉压刚度的双线性弹簧等效模型

1.2.2 螺栓连接结构动力特性研究

在航空发动机实际设计过程中, 转子系统的质量和刚度沿轴向位置协调分布, 通过等效质量、刚度和转动惯量, 建立自由度较少的梁单元模型, 是常见的转子系统动力学建模方法。因此在考虑螺栓连接结构时, 国内外许多学者将其简化为梁单元节点, 将试验或有限元计算得到的连接刚度折算到附近的梁单元中, 进行动力学特性分析。Leadbetter 等^[23,24]建立土星 V#火箭的 1/10 动力学缩比模型, 模拟了火箭各级的主要结构, 并将连接刚度折算为相邻梁单元的横向刚度, 实现了结构的动力学相似建模; Chen J 等^[25]等进行了运载火箭的模态试验, 基于试验的模态参数对火箭圆筒连接处的梁单元进行刚度修正, 实现了动力特性的模拟。通过梁单元刚度修正进行等效建模计算效率高, 能够比较准确的模拟结构的动力特性, 但该方法不含非线性因素, 同时相邻梁单元的刚度修正容易造成局部刚度的扩散。因此在此基础上, 梁模型刚度修正进一步发展为弹簧等效模型, 即在连接处梁单元节点间添加弹簧, 进行结构径向刚度和角向刚度的等效模拟。Luan 等^[16,26]基于螺栓连接结构拉压刚度的弹簧等效模型, 进行梁单元动力学建模, 计算结果表明在横向载荷下, 刚度矩阵存在耦合项, 结构轴向和横向振动存在耦合现象, 并进一步预测了横向冲击下纵向频率与横向频率的数量关系; Wang 等^[17]基于螺栓法兰连接的弯曲刚度模型, 通过弹簧单元进行等效建模, 详细分析了连接处刚度损失对静态挠曲变形和模态频率的影响; Beaudoin

等^[18]基于非止口和止口螺栓连接的弹簧等效模型，进行结构动力学特性的仿真分析，计算结果表明在不同幅值的简谐激励下，结构的共振频率发生变化；Sun 等^[27]同样将螺栓连接等效为弹簧单元，建立盘鼓式转子动力学模型，在此基础上，分析了转速、不平衡量和界面刚度对转子动力特性的影响；Qin 等^[28]将螺栓连接刚度导入有限元模型，如图 1.4 所示，应用谐波平衡法计算系统的稳态响应，在此基础上 Qin 等^[29]和孟春晓等^[30]考虑螺栓松动时连接界面的时变刚度，计算螺栓松动时转子系统的振动响应，计算结果表明，其故障特征与转子横向裂纹故障特征相似，在临界转速和亚临界转速区域，转子出现共振峰值。Tang 等^[31,32]建立螺栓连接圆柱壳体结构的非线性模型，采用增量谐波平衡法计算螺栓连接圆柱壳体的动力学特性，并在此基础上，详细分析了连接刚度、预紧力和摩擦系数等特征参数对结构动力学特性的影响。

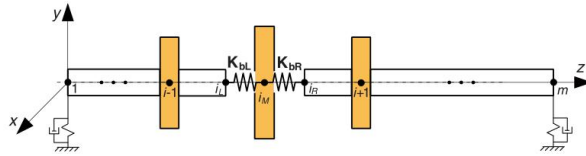


图 1.4 含螺栓连接刚度的转子动力学模型

螺栓连接结构一方面改变转子系统的局部刚度，从而影响转子系统的动力学特性，另一方面，螺栓连接界面在载荷作用下具有粘滞-滑移的力学行为，这是结构阻尼的重要来源，因此在弹簧元件的基础上，添加库伦摩擦元件形成 Jenkins 单元，通过一系列 Jenkins 单元构建 Iwan 模型进行系统阻尼的等效，如图 1.5 所示，Iwan 模型有两种构型，一种为“Iwan 并-串联模型”，另一种为“Iwan 串-并联模型”。国内外学者在这一方面进行了大量研究，Sanliturk 等^[33]分别用 3 个、7 个和 10 个 Jenkins 单元构建 Iwan 模型进行系统迟滞回线的模拟逼近，计算结果表明由 10 个 Jenkins 单元构建的 Iwan 模型具有非常高的逼近精度，由 7 个 Jenkins 单元构建的 Iwan 模型基本满足实际需要；Song 等^[34]考虑宏观滑移状态下结构的连接刚度，在传统 Iwan 模型中加入与 Jenkins 单元并联的弹簧单元进行修正，使得系统迟滞回线与 Gaul^[35]的试验结果相吻合；Segalman 等^[36]建立了一个四参数 Iwan 模型，参数包括未滑移时的切向刚度、能量耗散幂指数的指数值、滑移力以及宏观滑移时的刚度值，并给出了参数测量方法，进行了试验验证；Li 等^[37]则建立了六参数 Iwan 模型，六个参数包括微滑移和宏观滑移时的起始位置，宏观滑移时的起始刚度和宏观滑移后的刚度，以及描述能量耗散曲线的指数值和前系数值，并给出了各个参数的识别方法；张相盟等^[38]推导了粘滞、局部滑移和整体滑移时恢复力的分段线性函数，并在此基础上给出了周期性能量耗散的理论公式；王志等^[39]利用多个 Jenkins 单元，建立止口螺栓连接结构的等效模型，分析了弯矩载荷和止口过盈量对结构迟滞特性的影响规律，并建立实体接触有限元模型进行对比验证。在 Iwan 模型参数识别方面，Song^[34]等基于瞬态响应试验的振动响应包络谱数据，利用神经网络识别得到 Iwan 模型的模型参数；杨旭辉^[40]、王东等^[41]同样利用神经网络进行了 Iwan 模型的参数识别；Shiryayev 等^[42]则利用正弦激励试验的振动响应数据，通过交

替参数估计法识别得到 Iwan 模型的模型参数。

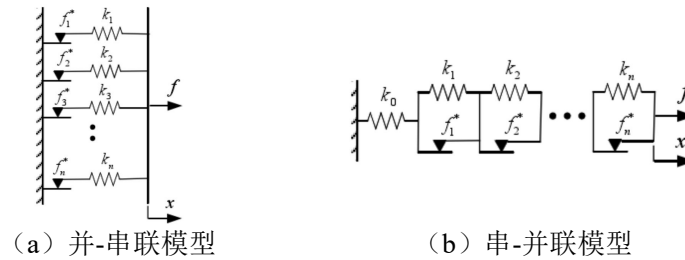


图 1.5 Iwan 模型示意图

利用实体有限元模型进行螺栓连接结构动力特性仿真分析时，通常采用薄层单元法进行等效建模。该方法由 Desai^[43,44]提出，在连接界面间添加一层较薄的实体单元，通过改变薄层单元的刚度系数和阻尼系数来模拟连接件的连接状态，为避免数值求解问题，通常情况下薄层单元厚度和长度的比值介于 1:100 和 1:1000 之间^[45]。国内外学者利用薄层单元法开展了大量的研究工作。Ahmadian 等^[46]将拉伸弹性模量和剪切弹性模量作为优化参数，将前 5 阶模态频率作为目标函数，通过数据拟合方法获得薄层单元材料参数；Bogard 等^[47,48]则同时考虑螺栓连接结构的刚度特性和阻尼特性，通过试验确定薄层单元的刚度系数和阻尼系数；翟学等^[49]针对发动机机匣的螺栓连接结构，根据其结构参数进行参数化建模，有效模拟了静子系统的固有特性；姚星宇^[50]等则通过理论推导确定了薄层单元的材料参数，并与接触有限元模型进行对比，验证了薄层单元等效方法的有效性。但线性的薄层单元不能模拟非连续结构的非线性刚度，也不能模拟结构粘滞-滑移的变形特征，因此，在此基础上进一步发展出非线性薄层单元法，Iranzad 等^[51]通过薄层单元材料的本构方程，模拟结构粘滞、微滑移和宏观滑移三个阶段的力学行为，并通过正弦激励下的非线性振动响应进行材料参数识别，实现了不同载荷下结构振动响应的预测；孙德林^[52]则基于结构的载荷-位移曲线，建立材料非线性特征的本构方程，进行螺栓连接结构动力学响应仿真分析，并与试验结果进行对比，验证了等效模型的正确性。

1.2.3 转子不同心度计算模型及其振动响应研究

由于螺栓连接处的端面偏差和径向偏差，导致转子各截面的几何形心偏离转子的旋转中心线，从而形成转子不同心故障。国内外学者针对单级和多级螺栓连接结构提出不同心度计算方法以及偏差传递模型，并通过优化算法实现转子不同心度的装配控制。孟亮国等^[53]建立端面偏差和径向偏差下止口螺栓连接结构的装配变形模型，进一步得到多级转子偏差累积模型，并通过试验验证了转子装配变形模型的准确性。叶永松等^[54]分析了端面偏差下止口螺栓连接的装配变形机理，建立相应的装配变形模型，并分析了端面偏差、止口过盈量等特征参数对其变形程度的影响规律。Chen 等^[55]建立了连接结构随机错位时转子系统不同心度的计算模型，并分析了结构参数、工艺参数和接头载荷参数对系统不同心度的影响规律；李洪等^[56]利用螺栓法兰连接的实体有限元模型，详细分析了螺栓预紧力对结构同轴度的影响规律，计算结果表明螺栓的周向位置对结构同心度有一定影响。辛明等^[57]同样

利用实体有限元模型,采用最小二乘法进行圆心拟合,计算了螺栓预紧力、螺栓位置和螺栓数量不同时结构的不同心度,分析三种特征参数对结构不同心度的影响规律;张冬梅^[58]通过不同心度的理论计算模型,分析了端面跳动和相位对发动机机匣同心度的影响规律;柏树生等^[59]建立了多螺栓连接的接触有限元模型,分析了预紧力和拧紧次序对机匣同心度的影响规律;李鹏飞等^[60]基于坐标变换原理,根据各段转子端面偏差和质心位置的测量数据,计算转子系统的不平衡量,并利用这种计算方法进行目标优化,结果表明可以明显降低转子的不同心度;丁思懿等^[61]基于高压转子多段鼓筒的实际结构,建立多组件的同心度偏差传递模型,并通过遗传算法实现了转子不同心度的优化。在试验验证方面,Sun等^[62]进行了两段转子连接的装配偏差模拟实验,验证了考虑曲面形貌的装配偏差数值计算方法的正确性;吴甜^[63]利用多螺栓连接的盘-轴试验件,进行结构装配变形和同心度测量试验,试验结果表明螺栓拧紧顺序对结构同心度影响较大,三角和对角顺序紧固下试验件同轴度误差最小;刘泽伟^[64]进行了端面偏差下转子同轴度和不平衡量优化验证试验,验证了同轴度和不平衡量双目标优化的装配方法。

在转子不同心故障的动力学响应方面,转子不同心故障主要引起转子轴心线偏移,故障类型与转子弯曲故障相似。在转子弯曲故障的振动响应和故障特征方面,国内外学者开展了大量的研究工作。Nicholas等^[65]以刚性支承的单盘弯曲转子为研究对象,详细分析了转子弯曲激励和不平衡激励对转子振动特性的影响规律;Shiau等^[66]在此基础上,进一步考虑弯曲时圆盘倾斜对转子陀螺力矩的影响,详细分析了初始弯曲时Jeffcott转子的振动特性;刘锦阳等^[67]针对Jeffcott转子、悬臂式转子和双支点光轴转子,对比分析了三种转子初始弯曲下的振动特性;林富光等^[68]则以刚度非对称转子为研究对象,详细分析了弯曲方向和不平衡方向的夹角对系统动力特性和振动稳定性的影响;邹剑等^[69]进一步考虑转子裂纹,建立转子裂纹弯曲耦合故障的动力学模型,仿真分析了有无裂纹故障的转子振动响应,并通过Floquet理论分析了转子系统的稳定性;杨丹等^[70]综合考虑转子初始弯曲、转静碰摩和转子裂纹三种故障类型,建立转子耦合故障的动力学模型,并通过分岔图和庞加莱图详细分析了弯曲量、裂纹深度和碰摩程度对转子系统振动特性的影响规律;袁惠群等^[71,72]建立流-热-固耦合模型,详细分析了发动机停车后温度场变化对高压转子瞬态热启动特性的影响,并对比分析了转子不平衡故障振动响应、热弯曲故障振动响应以及不平衡热弯曲耦合故障的振动响应。

1.2.4 目前研究工作存在的问题

(1) 螺栓连接结构刚度特性分析没有考虑止口特征,同时含止口的螺栓连接结构非线性刚度及其形成机理表述不清,刚度等效模型对结构特征参数和变形状态表征不完备;

(2) 螺栓连接结构动力特性计算多局限于鼓筒、轴等简单结构,没有根据航空发动机实际结构进行动力特性分析;

(3) 转子不同心故障模型尚未考虑端面偏差下螺栓连接结构的附加激励,同时仿真结

果大多缺乏试验验证。

1.3 本文主要研究内容

有鉴于此, 本文针对航空发动机高压转子系统, 开展含止口螺栓连接结构的高压转子动力特性及其导致的不同心故障振动响应研究。本文主要内容框架如图 1.6 所示, 从止口螺栓连接结构的刚度特性出发, 建立有、无止口的螺栓连接结构接触有限元模型, 仿真分析连接刚度的非线性特征, 讨论特征参数对刚度特性的影响规律。在此基础上, 建立止口螺栓连接结构弯曲刚度和径向刚度的等效模型, 仿真计算考虑连接结构非线性刚度的转子系统振动响应。最后仿真分析端面偏差下转子装配变形状态, 建立不同心故障力学模型, 进行转子不同心故障的振动响应分析与试验验证。

本文的主要章节如下所示:

第一章为绪论, 介绍本文课题的研究背景与研究意义, 对国内外研究现状进行综述, 主要包括螺栓连接结构刚度特性及其等效模型、螺栓连接结构动力特性、转子不同心度计算模型及其振动响应三个方面, 分析目前研究工作所存在的问题, 介绍本文的研究思路与研究内容。

第二章为止口螺栓连接结构刚度特性仿真分析。首先分析了航空发动机典型螺栓连接结构的结构特征与载荷特点, 利用 ANSYS 建立有、无止口的螺栓连接结构接触有限元模型, 分析止口螺栓连接结构刚度非线性变化规律及其产生机理, 讨论止口紧度、螺栓预紧力、转速、分度圆半径、法兰厚度和螺栓数量对弯曲刚度的影响规律。

第三章为含止口螺栓连接结构的转子系统动力特性分析, 根据第二章中止口螺栓连接结构不同载荷下的受力-变形特点, 建立弯曲刚度和径向刚度的等效模型; 利用六自由度 Timoshenko 梁单元建立多螺栓连接面高压转子模拟试验器的有限元模型, 利用 Newmark- β 法计算考虑止口螺栓连接结构非线性刚度的转子系统振动响应, 讨论不平衡量和低刚度阶段弯曲刚度对转子系统振动响应的影响。

第四章为转子不同心故障的仿真与试验研究, 首先利用 ANSYS workbench 建立多螺栓连接面高压转子模拟试验器的接触有限元模型, 仿真分析端面偏差下转子的装配变形状态; 建立转子不同心故障的力学模型, 基于第三章转子试验器的梁单元动力学模型进行不同心故障振动响应仿真分析; 利用多螺栓连接面高压转子模拟试验器搭建不同心故障模拟试验台, 进行转子装配变形模拟试验和不同心故障振动响应试验, 验证仿真结果的正确性。

第五章为总结与展望, 总结本文主要研究内容, 展望后续研究工作。

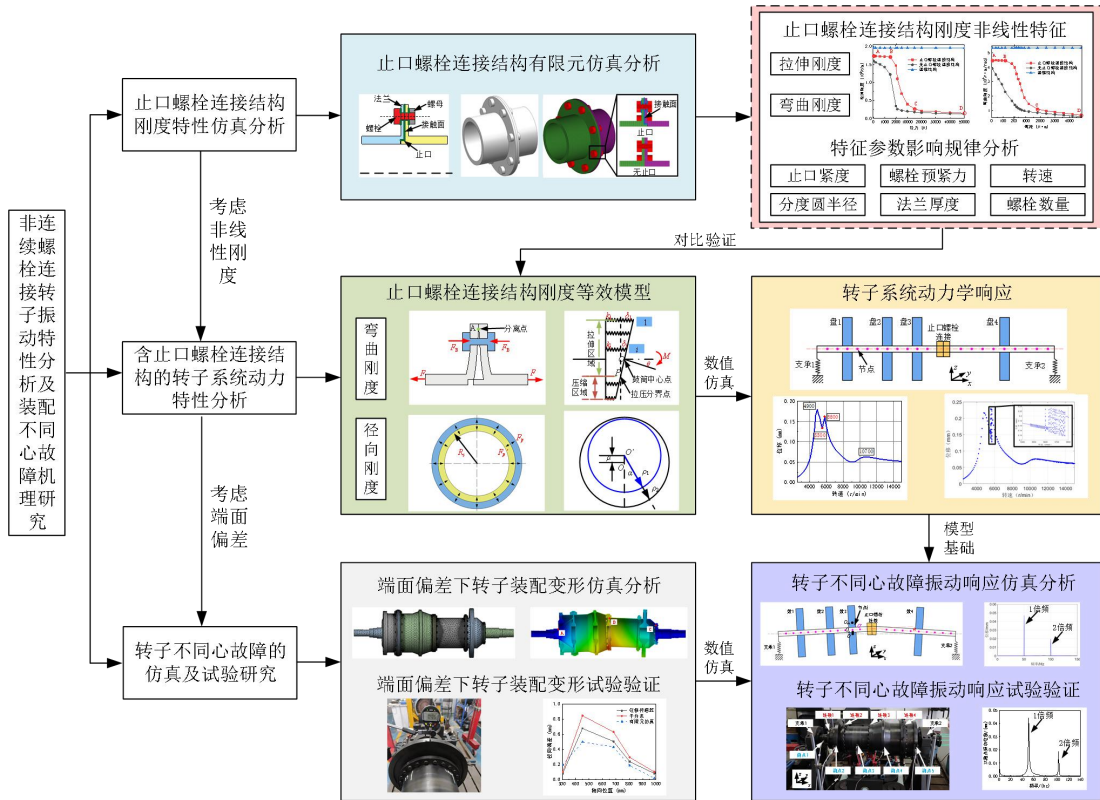


图 1.6 论文总体框架

第二章 止口螺栓连接结构刚度特性仿真分析

2.1 引言

在现代航空发动机中，由于质量和结构功能的要求，高压转子系统通常由多个部件通过连接结构组装而成，止口螺栓连接结构由于结构简单、安装方便、定心性好等优势，在现代航空发动机转子系统中应用广泛。然而，止口螺栓连接结构为非连续结构，连接位置存在多个接触界面，连接刚度具有非线性变化规律。本章针对航空发动机高压转子系统止口螺栓连接结构，建立止口螺栓连接结构的接触有限元模型，分析止口螺栓连接结构刚度非线性特征及其产生机理，讨论装配参数和结构参数对止口螺栓连接结构刚度特性的影响规律。

2.2 航空发动机典型螺栓连接结构分析

螺栓法兰连接又称为栓接法兰连接（Bolted Flange Joint），是由螺栓和法兰组成的可拆卸式连接结构，通常螺栓穿过法兰孔，依靠螺栓预紧力对筒式结构、轴式结构与管道结构进行紧连与固定，同时使用垫片，使连接处达到密封效果^[73]。螺栓法兰连接结构由于具有结构简单、拆装方便、成本低廉、强度较高等优点，在工业生产中得到广泛应用，同时也是航空发动机转子、机匣等结构的重要连接形式之一。

航空发动机转子系统采用的螺栓法兰连接主要有短螺栓连接与长螺栓连接两种结构形式，其中短螺栓连接在转子系统中应用最为广泛。根据承载不同，短螺栓连接主要分为普通螺栓连接和精密螺栓连接两种类型，普通螺栓连接主要承受轴向载荷，精密螺栓连接可以承受轴向载荷和剪切载荷。目前航空发动机转子系统常用的连接方式为带止口的普通螺栓连接（下文简称为：止口螺栓连接），止口螺栓连接可以实现转子的轴向定位，同时可以承受较大的轴向、弯曲和剪切载荷。图 2.1 为某型航空发动机高压转子的结构示意图，从图中可知高压转子系统前后共有 4 个止口螺栓连接结构，高压转子前轴颈通过连接 1 与压气机盘相连，压气机右端与中间鼓筒通过连接 2 相连，涡轮盘与中间鼓筒通过连接 3 相连，涡轮盘与涡轮后轴颈通过连接 4 相连。

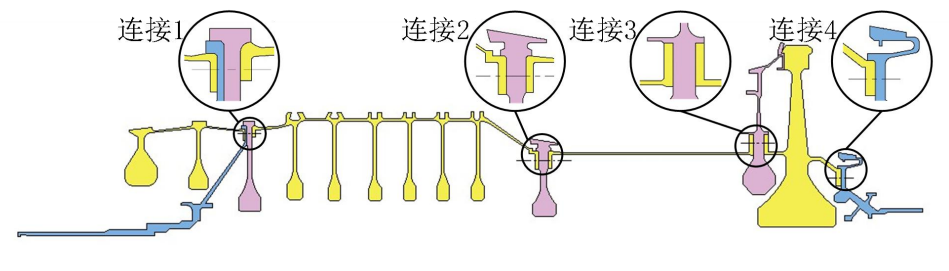


图 2.1 某型航空发动机高压转子系统结构示意图

2.2.1 结构特征与受力分析

以某型航空发动机高压转子系统的连接 2 为例，如图 2.2 所示，止口螺栓连接结构主要包括螺栓、法兰、轮盘和止口圆柱面等。初始装配后的螺栓具有压紧效果，提供螺栓预紧力 F_p 将两侧法兰与中间轮盘轴向压紧；止口圆柱面具有定位作用，装配过程中通常采用过盈配合，过盈配合的止口圆柱面存在接触压力 p_r 使得止口压紧。止口螺栓连接结构的特征参数主要分为两类：（1）结构参数，主要包括法兰厚度、分度圆半径、螺栓大小和螺栓数量等；（2）装配参数，主要包括螺栓预紧力和止口紧度等。其中，止口紧度通常用来描述止口的过盈配合程度，其定义为过盈配合时内外止口的径向变形量。

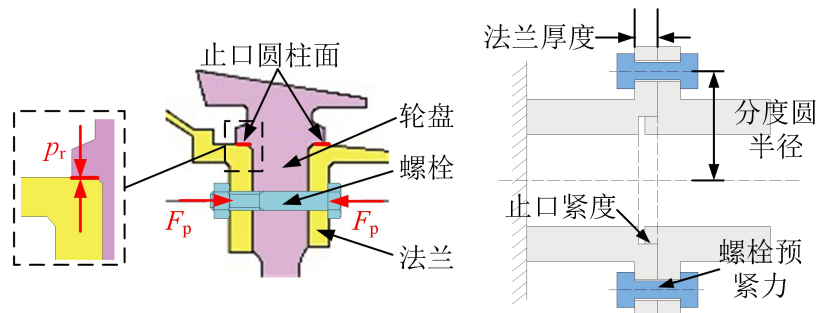


图 2.2 止口螺栓连接结构

在航空发动机实际工作过程中，高压转子系统承受多种弯曲载荷，主要包括横向力引起的弯矩、陀螺力矩、承力机匣挠曲变形引起的弯矩、气动迎角力偶引起的弯矩和叶片断裂引起的弯矩等。横向力引起的弯矩主要包括三类，一是转轴本身、叶片、轮盘以及安装在转轴上的其他旋转件的重力对转轴产生的弯矩，二是转子不平衡力对转轴产生的弯矩，三是飞机机动飞行时，飞行轨迹离心力方向的惯性力对转轴产生的弯矩。在特定情况下，重力、不平衡力以及惯性力所产生的弯矩作用于同一方向，它们合成的惯性弯矩最大。根据文献[74]范例，在某航空发动机转子中，不平衡量 $q = 4 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}$ 时，惯性弯矩和陀螺力矩合成的弯矩约为 $8324 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。承力机匣挠曲变形可能引起转子轴系弯曲，但如果承力机匣刚度较大可以避免此类弯曲的产生，因此出现的概率较小。当叶片断裂飞脱时，转子将产生很大的不平衡力，并引起轴的弯曲变形和剧烈振动，在这种载荷下，止口产生滑移，螺栓为主要承力结构，在分析止口螺栓连接刚度时应重点考虑。

在弯曲载荷作用下，止口螺栓连接结构的受力情况如图 2.3 所示，在螺栓预紧力的作用下，法兰面的接触压力如图 2.3 (a) 所示，接触压力均匀分布在螺栓对应区域及其附近位置；当弯矩 M 作用时，法兰面的应力分布发生变化，在弯矩 M 较小，法兰面未分离时，应力分布如图 2.3 (b) 所示，随着弯矩 M 增加，法兰面上半部的接触压力逐渐减小，下半部的接触压力逐渐增加；直至上半部法兰面发生分离，如图 2.3 (c) 所示，此时随着弯矩 M 增加，法兰面上半部的接触压力进一步减小，部分区域的接触压力变为 0，法兰面下半部的接触压力进一步增大，止口位置产生滑移或者滑移趋势，同时产生阻止滑移的止口摩擦力；随着弯矩增加，法兰分离面进一步扩大，法兰面的受力情况如图 2.3 (d)，法兰上半

部接触压力变为 0，螺栓产生阻止法兰分离的螺栓拉力，法兰下半部的接触压力进一步增加。

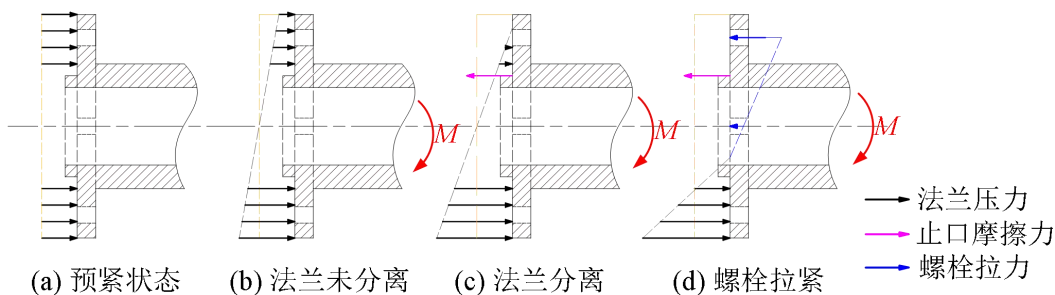


图 2.3 止口螺栓连接结构受力分析

在实际工作环境中，止口螺栓连接结构承受的弯曲载荷更为复杂，同时结构的应力分布和变形状态也更为复杂，很难通过结构受力情况的定性分析进行准确度量，但由于止口螺栓连接结构存在螺栓、法兰和止口等多组接触面以及图 2.3 所示的多种变形状态，其弯曲刚度必将出现较为明显的非线性特征，这不仅使转子动力学特性偏离设计状态，还有可能造成转子振动超限等严重后果。

2.2.2 刚度定义

结构的弯曲刚度主要取决于材料属性和变形状态，同时接触面的接触状态和载荷的作用方式对结构的弯曲刚度也会产生一定的影响。根据止口螺栓连接结构的结构特点和受载方式，本节对其刚度进行如下定义：

1) 弯曲刚度

转子工作过程中，由于重力、不平衡力和惯性力等激励，止口螺栓连接结构将受到纯弯矩和横向力作用，这两种载荷均会导致结构发生弯曲变形。当两者等效弯矩大小相等，分别作用于悬臂梁时，悬臂梁结构的剪力和弯矩分布如图 2.4 所示。当结构承受纯弯矩时，结构不存在剪力，其弯矩分布与横向力作用时的弯矩分布也不相同，对于 dx 长度范围内的一段结构，其受力情况如图 2.5 所示，当结构承受纯弯矩时， A_1 、 A_2 端面承受弯矩 M 产生的正应力 δ_{x1} 和 δ_{x2} ，上半部截面拉伸，下半部截面压缩。当施加横向力时，两端截面作用的正应力大小不同，同时截面存在切应力 τ_{x1} 、 τ_{x2} ，切应力使得横截面发生翘曲，因此两者的变形情况也不相同。所以在施加弯矩大小相同的纯弯矩和横向力时，结构的弯曲刚度计算结果不同，但当结构的长度和截面高度之比大于 5 时，纯弯矩与横向力作用下的弯曲刚度基本相同。本文采用纯弯矩的载荷施加方法计算结构的弯曲刚度。

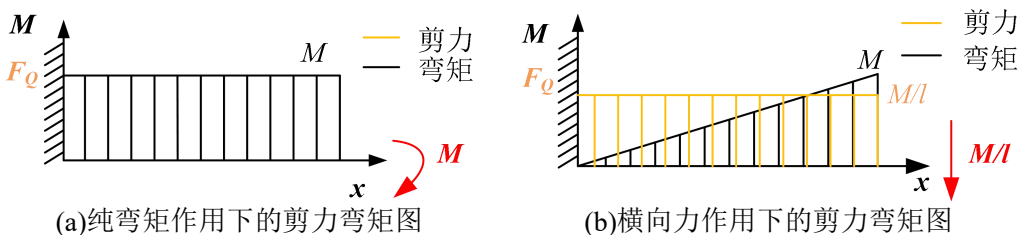
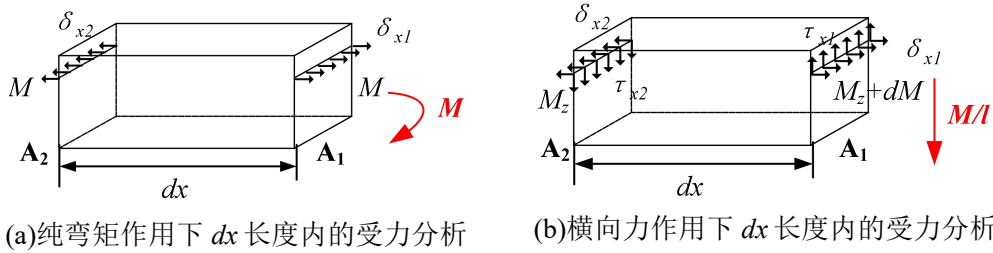


图 2.4 纯弯矩和横向力作用下的剪力弯矩图


 图 2.5 纯弯矩和横向力作用下 dx 长度内的受力分析

在弯曲载荷作用下，连接结构将产生角向变形 $\Delta\theta$ ，为描述连接结构的抗弯程度，定义角刚度 k_θ 为弯矩 M 与端面转角 $\Delta\theta$ 之比，即

$$k_\theta = \frac{M}{\Delta\theta} \quad (2-1)$$

对于杆件而言，长度越长，杆件越柔，弯曲刚度越小，弯曲刚度大小与杆件长度成反比。为了描述单位长度内的弯曲刚度，定义线刚度 k_l 为单位长度上的弯曲刚度，即

$$k_l = \frac{M}{\Delta\theta l} \quad (2-2)$$

其中 M 为外部弯矩之和， $\Delta\theta$ 为弯矩载荷下的角向变形， l 为杆件长度。

采用角刚度和线刚度对连接结构进行刚度特性分析，均能反应螺栓连接结构的刚度特性及其变化规律，但由于线刚度反应的是连接结构单位长度范围内的平均刚度特性，不适用于下文螺栓连接结构的刚度等效，故下文采用角刚度 k_θ 对计算结果进行分析。

2) 刚度损失系数

由于止口螺栓连接结构的存在，结构整体弯曲刚度相对于连续结构有一定的削弱，为了更好的反映止口螺栓连接结构对于整体结构弯曲刚度的影响程度，描述不同结构参数和力学特征下连接结构弯曲刚度的共有特性，引入了一个无量纲参数“刚度损失系数”，定义如下式：

$$k_p = 1 - \frac{k_\theta}{k_0} \quad (2-3)$$

式中， k_θ 是考虑接触面接触滑移时止口螺栓连接结构的连接刚度，为实际刚度， k_0 是忽略接触面的接触效果，将连接结构进行固结时的连接刚度。刚度损失系数反映了止口螺栓连接结构接触界面对结构刚度的影响程度。

2.3 止口螺栓连接结构有限元模型

本节基于 ANSYS 经典版有限元分析平台，进行止口螺栓连接结构的建模与分析工作。有限元法是一种典型的数值分析方法，由于它在处理复杂问题时具有通用性、有效性和高可信性，因此它广泛应用于机械工程、航空航天、土木工程和电子电气等领域。ANSYS 经典版本作为有限元分析平台，能够快速且有效的解决结构静力学分析、动力学分析，热分析、流体力学分析等问题，是 ANSYS 有限元分析的主流平台之一。

2.3.1 三维实体模型

利用 UG 三维建模软件建立止口螺栓连接结构的三维实体模型，如图 2.6 所示，模型根据实际航空发动机止口螺栓连接结构简化获得。在图 2.1 所示某型航空发动机高压转子系统中，止口螺栓连接结构主要分为两种类型，一种为双层法兰连接结构，如连接 4，涡轮盘和涡轮后轴颈有法兰边，通过螺栓将两层法兰边进行轴向固定；一种为多层法兰连接结构，如连接 2，压气机右端和大直径鼓筒左端有法兰边，中间的封严蕊齿盘打有通孔，通过螺栓将左右两侧法兰和中间轮盘进行轴向压紧。由于压紧的结构数量不同，螺栓压紧时结构的应力分布不同^[15]，但在外载荷作用下，两种结构的法兰变形状态与刚度变化规律基本相同。本文选择双层法兰连接结构作为研究对象，同时对连接结构进行简化，仅保留螺栓、法兰、止口圆柱面和鼓筒，建立止口螺栓连接结构三维实体模型。

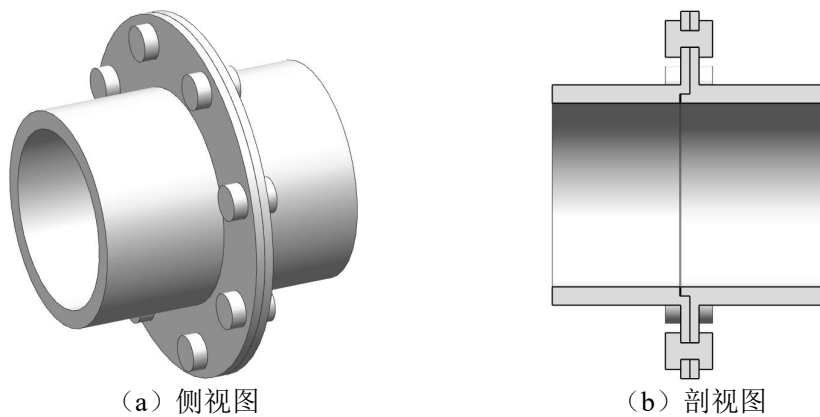


图 2.6 止口螺栓连接结构三维模型

为了降低计算成本，本文将止口螺栓连接结构尺寸进行缩减，周向螺栓数量减少为 8 个，在螺栓的建模过程中忽略螺纹，将螺母与螺杆固结为一个整体，螺栓为 M10 螺栓，螺栓尺寸根据 GJB3374-8 进行设定，止口区域采用过盈配合的装配方式，止口紧度为 0.04mm，结构的详细尺寸及参数代号如图 2.7 和表 2.1 所示。

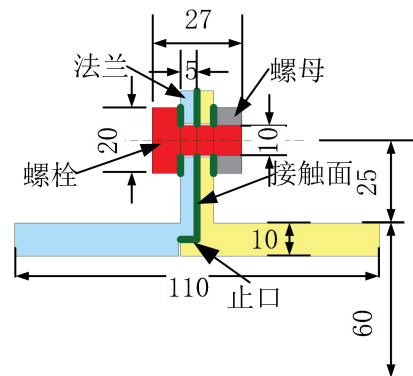


图 2.7 止口螺栓连接结构尺寸示意图

表 2.1 止口螺栓连接结构设计参数

结构参数	符号	尺寸/mm
鼓筒内圈半径	r_d	50
鼓筒外圈半径	R_d	60
螺栓直径	D_b	10
螺母直径	D_n	20
螺栓头厚度	t_b	8.0
螺母厚度	t_n	8.0
螺栓至鼓筒外壁距离	l_b	25
法兰厚度	t_f	5.0
法兰长度	l_l	40

2.3.2 有限元建模

在 ANSYS 有限元分析软件中建立止口螺栓连接结构实体有限元模型，如图 2.8 所示，有限元模型的实体单元为 SOLID185 单元，总体网格尺寸为 3.5mm，在螺栓位置进行了局部加密，模型总体共有 58474 个节点，43176 个单元。同时建立无止口的螺栓连接结构实体有限元模型进行对比分析，该模型不含内、外止口圆柱面，模型尺寸与止口螺栓连接结构相同。止口螺栓连接结构各部件之间共有四组接触面，如图 2.9 所示，分别是：①左侧法兰和右侧法兰接触面；②左侧法兰与螺栓头接触面；③右侧法兰与螺母接触面；④止口区域接触面，在上述接触面采用 CONTA174 和 TARGE170 单元建立接触对，接触类型选择摩擦接触，并根据机械设计手册中无润滑下“钢-钢”之间的表面摩擦设定，设置摩擦系数为 0.15^[75]。通过止口区域接触对接触参数 CNOF 的设置模拟止口部位的过盈配合，止口过盈量为 0.04mm，鼓筒、法兰和螺栓的材料均为 45#钢，材料的弹性模量为 2.1×10^5 MPa，泊松比为 0.3，密度为 7800kg/m^3 。

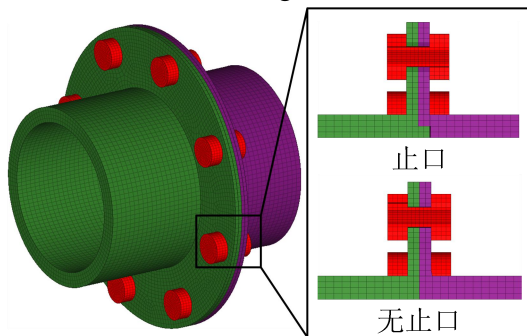


图 2.8 止口螺栓连接结构有限元模型

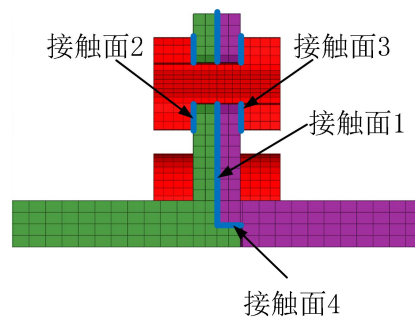


图 2.9 接触面设置示意图

止口螺栓连接结构的载荷与约束情况如图 2.10 所示，鼓筒左侧端面为全约束，右侧端面施加轴向力偶，以等效模型所受的纯弯矩；为避免轴向力施加点附近产生较大的局部变形，增大图中薄层区域的弹性模量，将其设置为刚性材料；绕鼓筒轴心线施加转速 9000r/min；在螺栓连接处通过 PRETS179 预紧力单元施加螺栓预紧力，预紧力单元通过设置两端向中心收缩的拉力来模拟螺栓的压紧效果。根据 HB6125 标准，普通 M10 螺栓拧紧力矩范围如表 2.2 所示，为 $27.3 \text{N}\cdot\text{m} \sim 37.5 \text{N}\cdot\text{m}$ ，可根据机械设计手册连接与紧固件部分^[76]，

对螺栓预紧力与拧紧力矩进行换算，换算公式如式（2-4）、式（2-5）所示：

$$T = F' \tan(\psi + \rho_v) \frac{d_2}{2} + \frac{F' \mu_0}{3} \times \frac{D_w^3 - d_0^3}{D_w^2 - d_0^2} = KF'd' \quad (2-4)$$

$$K = \frac{d_2}{2d'} \tan(\psi + \rho_v) + \frac{\mu_0}{3d'} \times \frac{D_w^3 - d_0^3}{D_w^2 - d_0^2} \quad (2-5)$$

其中 T 为拧紧力矩， F' 为螺栓预紧力， ψ 为螺纹升角， ρ_v 为螺纹当量摩擦角， d_2 为螺纹中径， d_0 为螺纹内径， d' 为螺纹公称直径， μ_0 为摩擦系数， D_w 为螺母外接圆直径， K 为拧紧力矩系数^[77]。根据机械设计手册，无润滑的一般机械加工表面， K 的取值范围为 0.18~0.21，本节取 K 值为 0.2，螺栓预紧力换算结果如表 2.2 所示，预紧力取值范围为 13650N~18750N，本文螺栓预紧力为 15000N，预紧力大小在标准范围内。

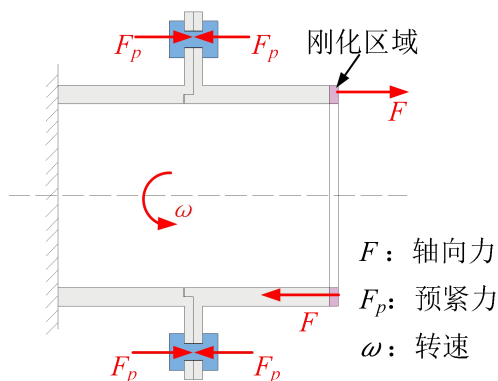


图 2.10 止口螺栓连接结构载荷和约束示意图

表 2.2 螺栓连接结构拧紧力矩及其换算结果

螺栓系列	最小拧紧力矩/ (N·m)	最大拧紧力矩/ (N·m)	最小轴向预紧力/ (N)	最大轴向预紧力/ (N)
M10	27.3	37.5	13650	18750

2.4 止口螺栓连接结构刚度特性分析

止口螺栓连接结构为非连续结构，连接处存在多个接触面，连接刚度具有非线性特征，同时止口螺栓连接结构的特征参数和装配参数对结构的刚度特性也会产生一定的影响。本节针对止口螺栓连接结构，明确有限元模型的刚度计算方法，对止口螺栓连接结构施加不同载荷，仿真分析连接刚度随外载荷的变化规律，同时计算螺栓预紧力、止口紧度、转速等装配参数和分度圆半径、法兰厚度、螺栓大小和螺栓数量等结构参数对弯曲刚度的影响规律。

2.4.1 连接刚度计算方法

在 ANSYS 有限元分析软件中，当止口螺栓连接结构承受轴向拉力或压力时，结构发生轴向形变，如图 2.11 (a) 所示，可通过提取结构 A 点至 A' 点的轴向位移 Δs ，计算其拉

伸刚度或压缩刚度，计算公式为：

$$k_s = F / \Delta s \quad (2-6)$$

当止口螺栓连接结构承受弯曲载荷 M 发生形变时，如图 2.11 (b) 所示，可通过提取 A' 点和 B' 点的轴向位移差值 Δx 来计算结构的角变形 $\Delta\theta$ ，进而利用式 (2-1) 的弯曲刚度定义计算结构弯曲刚度，计算公式为：

$$k_\theta = M / \Delta\theta = M / \arctan(\Delta x / D) \quad (2-7)$$

其中 D 为鼓筒外环直径。由于 $\Delta x / D \rightarrow 0$ ，所以 $\arctan(\Delta x / D) \approx \Delta x / D$ ，即：

$$k_\theta = M / \Delta\theta = M / (\Delta x / D) \quad (2-8)$$

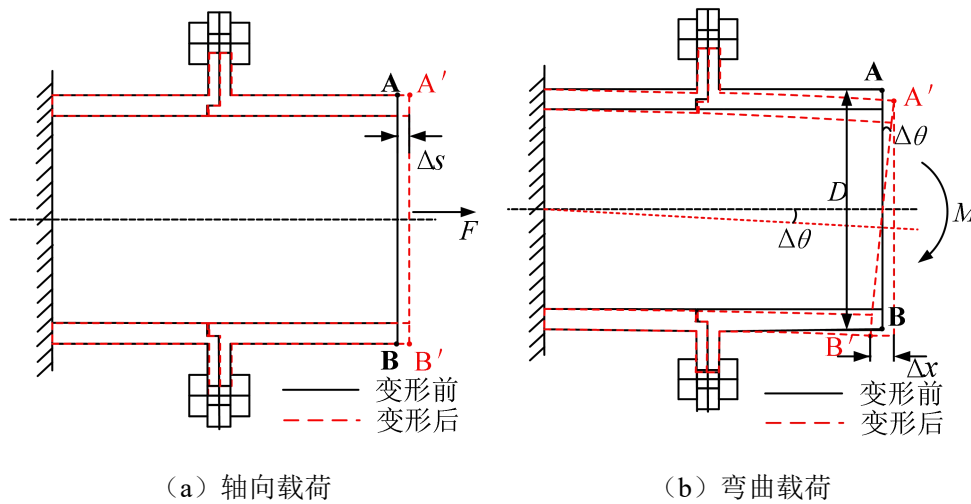


图 2.11 止口螺栓连接结构刚度计算示意图

2.4.2 螺栓法兰的应力分布

基于上述止口螺栓连接结构有限元模型，进行螺栓法兰的应力分布及变形状态分析。周向 8 个螺栓的预紧力为 15000N，止口紧度为 0.04mm，结构应力分布如图 2.12 所示，止口螺栓连接结构的最大的应力位于螺栓孔内侧，过盈配合引起的应力由过盈配合接触面向外侧法兰扩散。在螺栓预紧力作用下，螺栓夹紧引起的应力均匀对称的分布在螺母投影区域及其附近位置，呈圆条形带状，应力大小由螺栓孔内侧边缘向外递减。预紧力下止口螺栓连接结构的轴向应力分布及法兰接触状态如图 2.13 所示，法兰夹紧区域的轴向应力近似为中空圆锥体，随着法兰轴向位置具有明显的锥度，从法兰面的接触状态来看，压紧区域直径 D_p 明显大于螺母直径 D_n ，这进一步印证了应力锥角的存在。定义螺栓夹紧区域应力扩散产生的锥角为螺栓的应力锥角 α ，其求解公式为：

$$\alpha = \arctan\left(\frac{D_p - D_n}{2t_f}\right) \quad (2-9)$$

其中 D_n 为螺母直径， D_p 为压紧区域直径， t_f 为法兰厚度。

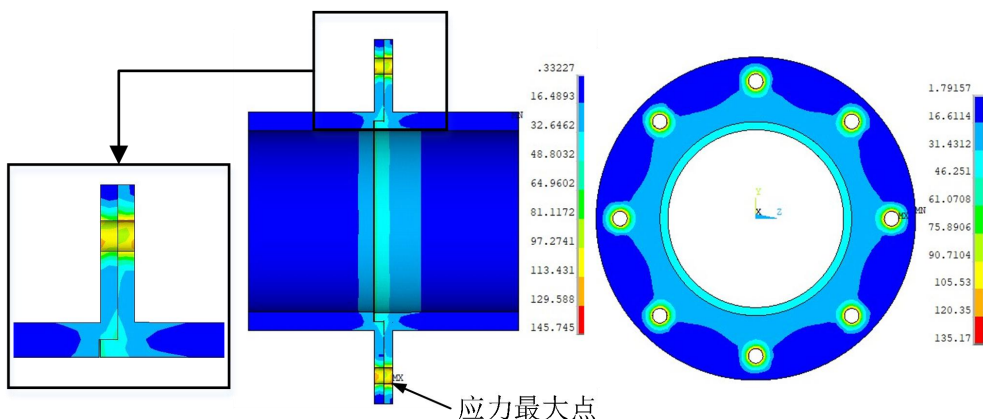


图 2.12 预紧力和过盈配合下止口螺栓连接结构应力分布

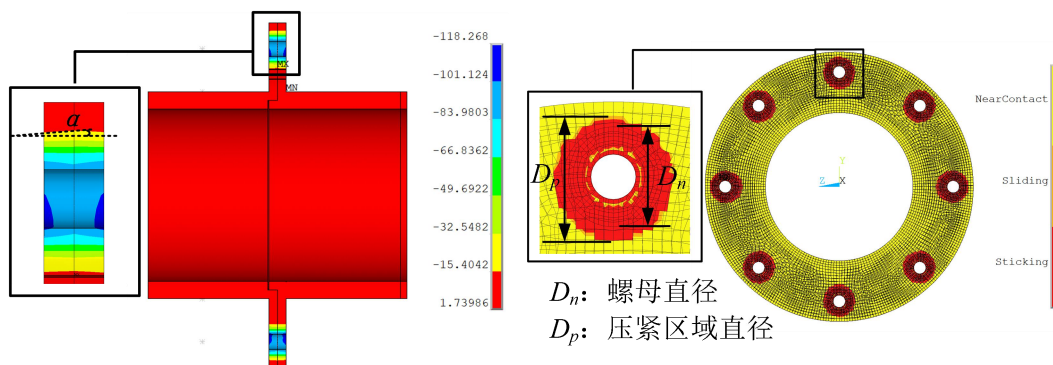


图 2.13 预紧力下止口螺栓连接结构轴向应力分布及法兰接触状态

右侧端面分别施加 100kN 的轴向拉力和轴向压力，使止口螺栓连接结构承受拉伸载荷和压缩载荷。拉、压载荷作用下结构轴向应力分布分别如图 2.14 和图 2.15 所示。当止口螺栓连接结构受拉时，鼓筒区域呈现整体位移，法兰面产生弯曲，法兰对接面出现间隙，法兰面上的接触区域变小，螺栓孔外侧两层法兰相互挤压，产生 36Mpa 左右的压应力。最大应力出现在法兰面与鼓筒连接处的外表面。当螺栓结构受压时，轴向应力主要分布于鼓筒厚度范围和部分法兰区域内，应变较小。

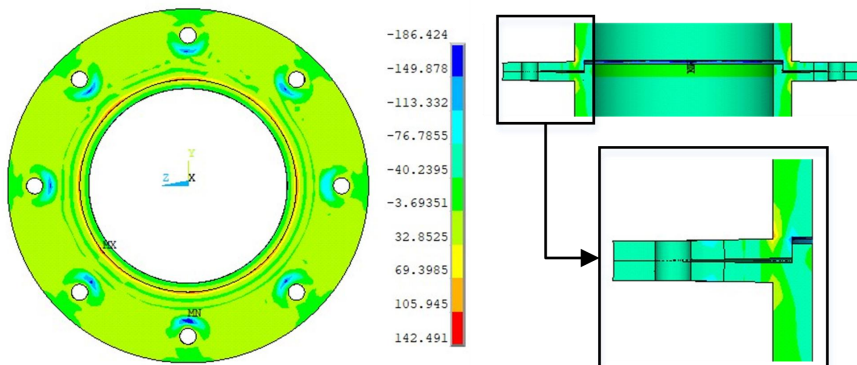


图 2.14 轴向拉力载荷下的轴向应力分布

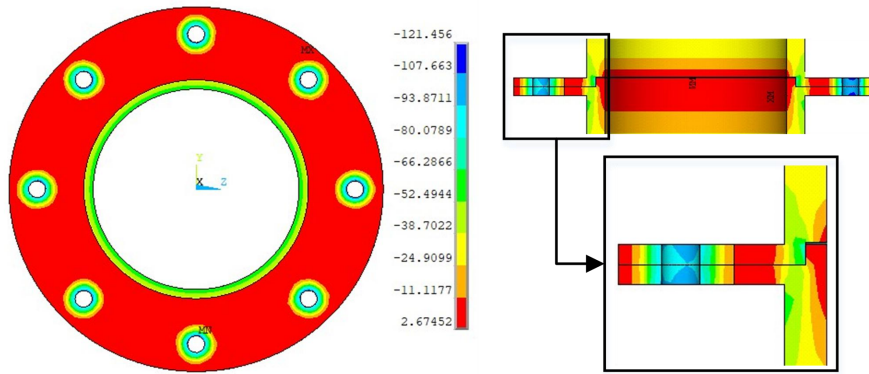


图 2.15 轴向压力载荷下的轴向应力分布

右侧截面上下两点对称施加方向相反，大小为 20kN 的轴向力，以此等效纯弯矩。结构 Mises 等效应力分布及变形状态如图 2.16 所示。施加弯曲载荷后，止口螺栓连接结构上部处于受拉状态，下部处于受压状态。在受拉侧，螺栓孔内侧法兰有明显的挠曲变形，造成鼓筒之间的间隙变大，形变量较大。在受压侧，鼓筒受压紧密接触，形变量较小。结构的最大应力出现在拉伸侧法兰与鼓筒连接的外侧边缘。

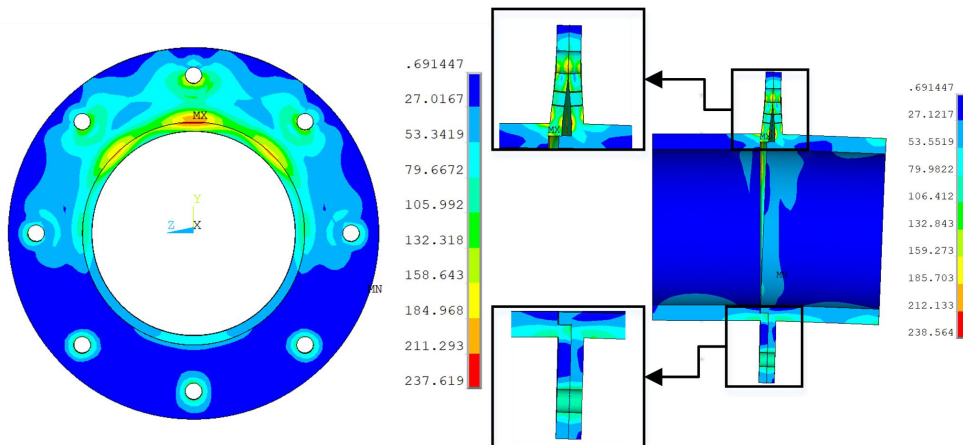


图 2.16 弯矩载荷下的 Mises 等效应力分布

2.4.3 刚度特性仿真分析

基于止口螺栓连接结构有限元模型及上述连接刚度计算方法，详细分析结构拉、压刚度和弯曲刚度随载荷的变化规律及其产生机理。

(1) 拉、压刚度仿真分析

止口螺栓连接结构、无止口螺栓连接结构和连续结构拉伸刚度随轴向拉力的变化规律如图 2.17 所示，其中连续结构为忽略接触面的接触效果，将接触面进行固结时的止口螺栓连接结构。从图中可以看出，①止口螺栓连接结构和无止口螺栓连接结构的拉伸刚度明显小于连续结构的拉伸刚度，这表明止口螺栓连接结构和无止口螺栓连接结构存在不同程度的刚度损失；②在轴向拉力作用的各个阶段，无止口螺栓连接结构的拉伸刚度明显小于止

口螺栓连接结构的拉伸刚度，这表明过盈配合的止口圆柱面有助于提高拉伸刚度；③止口螺栓连接结构的拉伸刚度随轴向拉力呈“倒S”形变化规律，可分为三个变化阶段，在第一阶段，即图中 AB 段，拉伸刚度较大，约为 $1.73 \times 10^9 \text{ N/m}$ ，拉伸刚度随轴向拉力基本保持不变；在第二阶段，即图中 BC 段，拉伸刚度随轴向拉力迅速下降；在第三阶段，即图中 CD 段，拉伸刚度随轴向拉力变化较小，弯曲刚度保持在 $1.98 \times 10^8 \text{ N/m}$ 左右；④无止口螺栓连接结构的拉伸刚度随轴向拉力变化分为两个阶段，即上述的第二、三阶段，缺少拉伸刚度较大且基本稳定不变的第一阶段，这表明拉伸刚度第一阶段的存在是因为止口圆柱面的粘滞作用。止口螺栓连接结构压缩刚度随轴向压力的变化规律如图 2.18 所示，随着轴向压力增加，压缩刚度基本保持不变，约为 $1.86 \times 10^9 \text{ N/m}$ 。

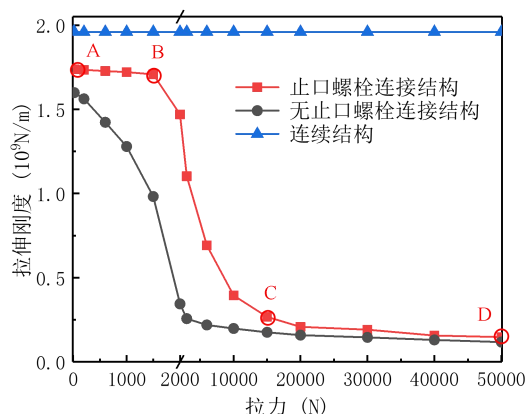


图 2.17 拉伸刚度随轴向拉力的变化规律

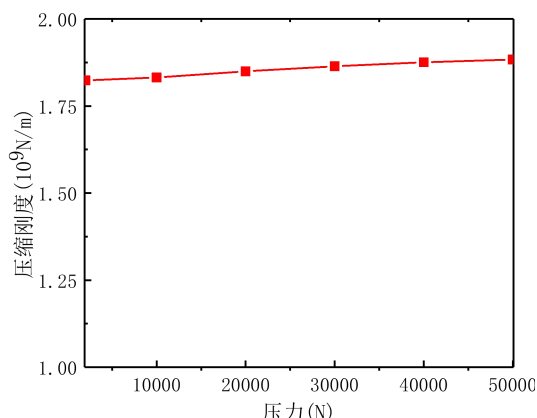


图 2.18 压缩刚度随轴向压力的变化规律

止口螺栓连接结构拉伸刚度变化规律与其变形状态有关。在 AB 段，轴向拉力较小时，法兰面的接触间隙如图 2.19(a)所示，左右两端的法兰面紧密接触，因为过盈配合的止口圆柱面处于粘滞状态，存在一定的接触摩擦力，抵消了轴向拉力引起的滑动趋势，所以拉伸刚度较大，且基本保持不变，称这一阶段为止口粘滞阶段；随着轴向拉力增加，在 BC 段，法兰面的接触间隙如图 2.19(b)所示，止口产生宏观滑移，内侧法兰面分离，并随着轴向拉力增加逐渐向外侧扩展，分离面的迅速扩大导致结构拉伸刚度迅速下降，称这一阶段为螺栓前部法兰分离阶段；随着轴向拉力进一步增大，在 CD 段，分离面扩展至螺栓压紧区域或螺栓压紧区域外侧，由于螺栓的预紧效果，分离面向外扩展缓慢，所以 CD 段的拉伸刚度变化较小，称这一阶段为螺栓后部法兰分离阶段。

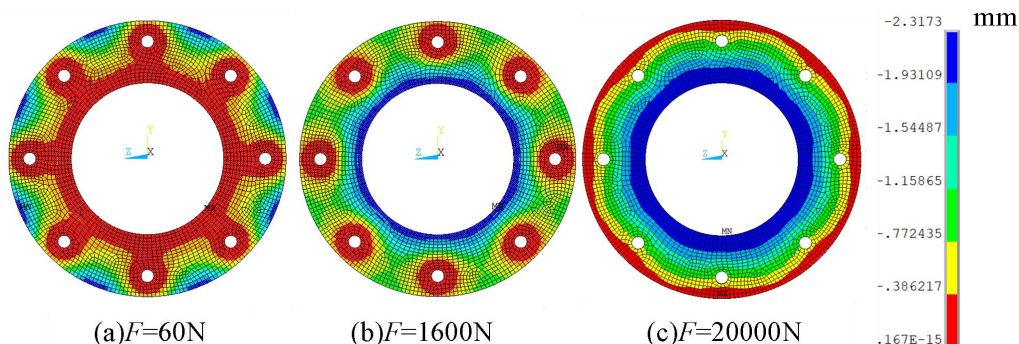


图 2.19 轴向拉力作用下法兰面接触间隙

由于结构的承力部位不同，压缩刚度与法兰面分离后的拉伸刚度差异巨大。图 2.20 和图 2.21 为拉伸载荷和压缩载荷下的结构应力应变图，从图中可以看出，在拉伸载荷下，法兰发生弯曲变形，此时连接结构主要依靠法兰的弹性形变和螺栓的轴向预紧力承受拉伸载荷；在压缩载荷作用下，鼓筒承受主要的轴向压力。



图 2.20 拉伸载荷下结构的应力应变图



图 2.21 压缩载荷下结构的应力应变图

(2) 弯曲刚度仿真分析

止口螺栓连接结构、无止口螺栓连接结构和连续结构弯曲刚度随弯矩的变化规律如图 2.22 所示，从图中可以看出：①止口和无止口螺栓连接结构相对于连续结构存在不同程度的刚度损失；②在不同弯矩作用下，止口螺栓连接结构弯曲刚度始终大于无止口螺栓连接结构，这表明过盈配合的止口圆柱面对弯曲刚度同样有提升效果；③与拉伸刚度类似，止口螺栓连接结构的弯曲刚度同样呈“倒 S”形变化规律，可分为三个变化阶段，在 AB 段，弯曲刚度较大，且基本保持不变，约为 $4.47 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$ ；在 BC 段，弯曲刚度随弯矩增加快速下降；在 CD 段，弯曲刚度随弯矩增加变化较小；④与拉伸刚度变化规律相同，由于没有止口的粘滞效果，无止口螺栓连接结构只存在弯曲刚度变化的 BC 阶段和 CD 阶段，缺少弯曲刚度较大且基本保持不变的 AB 阶段。为方便下文描述，将图中 AB、BC 和 CD 三个弯曲刚度变化阶段分别称为弯曲刚度变化的高刚度阶段、刚度迅速下降阶段以及低刚度阶段

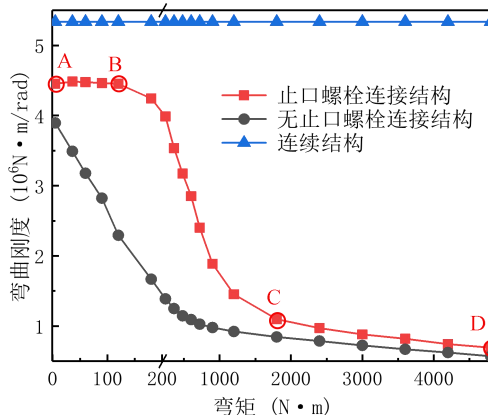


图 2.22 弯曲刚度随弯矩的变化规律

当弯矩较小时，弯曲刚度处于高刚度阶段，法兰面的接触状态如图 2.23(a)所示，左右两侧法兰面紧密接触，由于止口圆柱面处于粘滞状态或微滑动状态，具有阻止其宏观滑动的接触摩擦力，所以弯曲刚度基本保持不变；随着弯矩增加，弯曲刚度处于刚度迅速下降阶段，法兰面的接触状态如图 2.23(b)所示，螺栓内侧法兰自上而下逐渐分离，在这一过程中，法兰分离的拉伸刚度具有非线性特征，同时拉伸区域和压缩区域面积迅速变化，两者

共同作用导致弯曲刚度迅速下降，且使得弯曲刚度具有明显的非线性变化规律。随着弯矩进一步增加，弯曲刚度处于低刚度阶段，如图 2.23(c)所示，仅最下方的部分法兰处于压缩状态，由于拉伸区域和压缩区域基本不发生变化，所以弯曲刚度随弯矩增加变化较小。

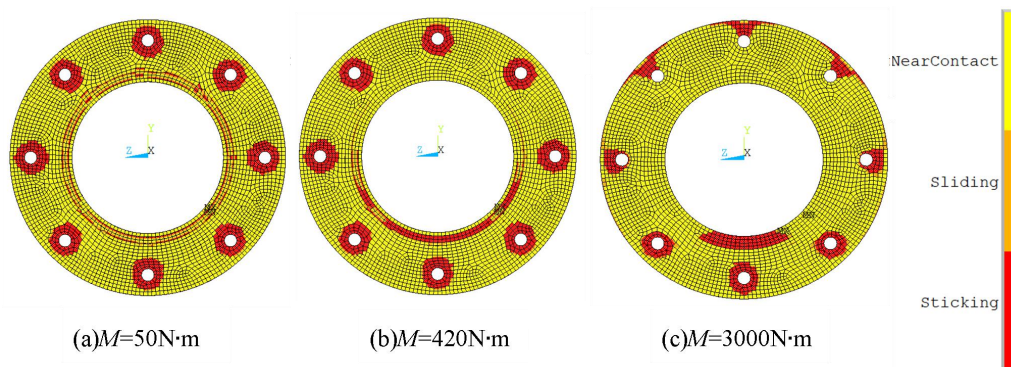


图 2.23 不同弯矩作用下法兰面接触状态

2.4.4 特征参数影响规律分析

下面基于上述止口螺栓连接结构的有限元模型，对模型中的主要特征参数进行仿真分析，研究特征参数对连接刚度的影响规律，其中装配参数包括止口紧度、螺栓预紧力和转速，结构参数包括分度圆半径、法兰厚度和螺栓数量。由于弯曲刚度本质上是各个螺栓法兰区域拉伸刚度和压缩刚度的组合，特征参数对弯曲刚度的影响规律一定程度上反映了对拉、压刚度的影响规律，因此本文仅选择弯曲刚度进行分析。

(1) 止口紧度

在不同止口紧度下，弯曲刚度的变化规律如图 2.24 所示。当止口过盈量 $\delta=0\text{mm}$ 时，随弯曲载荷增加，弯曲刚度只存在刚度迅速下降阶段和低刚度阶段，这与无止口螺栓连接结构弯曲刚度的变化规律相似；当止口过盈量 $\delta>0\text{mm}$ 时，弯曲刚度呈现“倒 S”形非线性变化规律，分为高刚度阶段、刚度迅速下降阶段和低刚度阶段；随着止口过盈量 δ 的增加，各个阶段的弯曲刚度均有所提升，高刚度阶段的范围不断增大，即止口圆柱面产生宏观滑移所需的弯矩不断增加，止口过盈量由 0.02mm 增加至 0.05mm 时，止口圆柱面产生宏观滑移所需的弯矩由 $60\text{N}\cdot\text{m}$ 增加到 $180\text{N}\cdot\text{m}$ 。

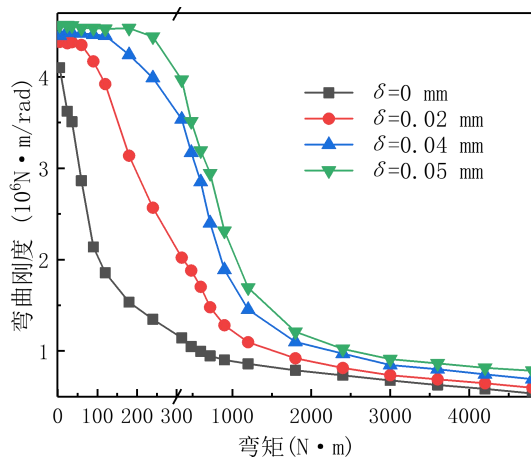


图 2.24 不同止口紧度下弯曲刚度变化规律

在低刚度阶段，弯矩 $M=3000\text{N}\cdot\text{m}$ 时，止口紧度对弯曲刚度和刚度损失的影响规律如图 2.25 所示。止口紧度 δ 从 0mm 增加至 0.05mm 时，弯曲刚度由 $6.67\times 10^5\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ 增加至 $9.10\times 10^5\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ ，在此期间，止口区域的接触状态如图 2.26 (a)，止口大部分区域处于分离或滑移状态，结构处于弯曲刚度变化的低刚度阶段，所以弯曲刚度随止口紧度增加变化缓慢。止口紧度 δ 由 0.05mm 增加至 0.3mm 时，弯曲刚度迅速增加，止口圆柱面的接触状态如图 2.26 (b) 所示，止口粘滞区域增加，粘滞环趋近于闭合状态，弯曲刚度逐渐由低刚度阶段过渡为刚度迅速下降阶段，因此弯曲刚度迅速增加。止口紧度 $\delta>0.3\text{mm}$ 时，弯曲刚度随止口紧度增加变化缓慢，在此阶段止口的接触状态如图 2.26 (c) 所示，止口区域全部处于粘滞状态，弯曲刚度处于高刚度阶段，因此随止口紧度增加变化缓慢。刚度损失的变化规律如图 2.25 (b) 所示，其变化规律与弯曲刚度的变化规律相反，原因在于固结状态的弯曲刚度不随止口紧度发生变化，刚度损失的减小源于止口紧度增加时弯曲刚度的增加。综合来看，止口紧度对连接结构弯曲刚度影响较大，提高止口紧度能有效提高结构的弯曲刚度，增加连接结构的稳定性和可靠性。

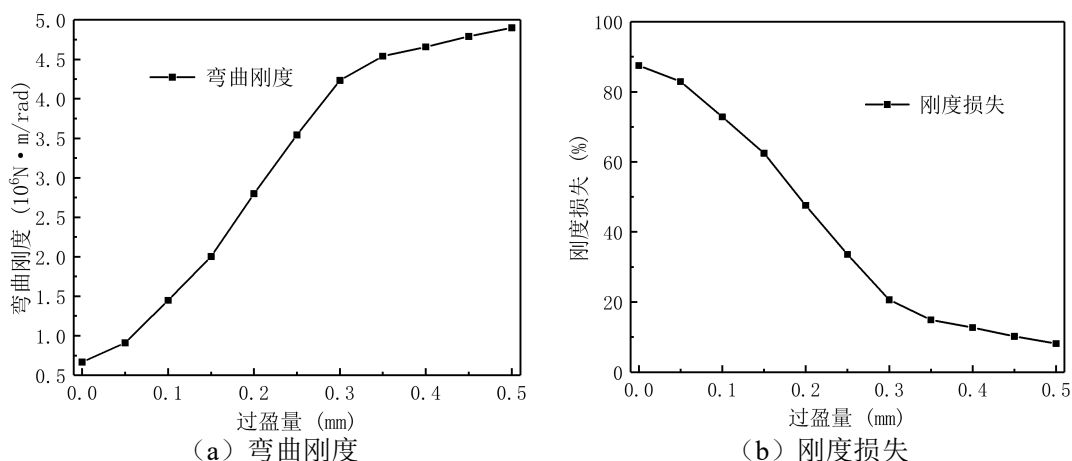


图 2.25 止口紧度对结构弯曲刚度和刚度损失的影响规律 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)

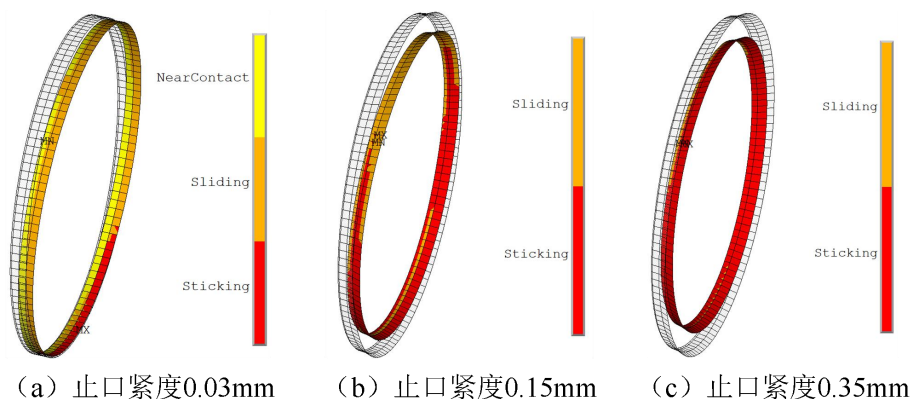


图 2.26 不同紧度下的止口滑移状态 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)

(2) 螺栓预紧力

在止口螺栓连接结构中，通过施加螺栓预紧力使得法兰面夹紧，以此增加连接刚度，

减小刚度损失。螺栓预紧力过小时，法兰盘间的连接状态不够紧密，受载时连接结构易发生变形；过高的预紧力则影响螺栓连接的疲劳寿命，甚至导致连接结构的失效。螺栓预紧力 F_p 对弯曲刚度的影响规律如图 2.27 所示，总体而言，螺栓预紧力 F_p 对弯曲刚度的影响较小。在弯曲刚度变化的高刚度阶段和刚度迅速下降阶段，螺栓预紧力 F_p 对弯曲刚度的影响很小，在低刚度阶段，增大螺栓预紧力 F_p 对弯曲刚度有一定的提升效果，主要因为低刚度阶段法兰分离面扩展至螺栓压紧区域，此时主要依靠螺栓压紧抵抗结构变形。

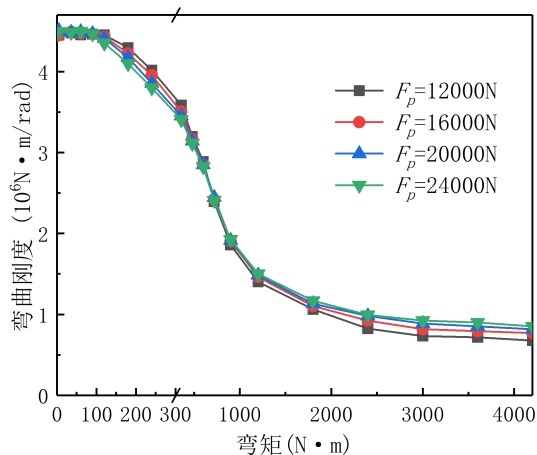


图 2.27 不同预紧力下弯曲刚度变化规律

取弯矩 $M=3000N \cdot m$ ，止口螺栓连接结构处于低刚度阶段时，详细分析螺栓预紧力对弯曲刚度和刚度损失的影响规律，计算结果如图 2.28 所示，当螺栓预紧力较小时，弯曲刚度随预紧力增加明显增大，螺栓预紧力从 $8kN$ 增加 $20kN$ 时，弯曲刚度从 $5.02 \times 10^5 N \cdot m / rad$ 增加至 $7.53 \times 10^5 N \cdot m / rad$ ，增加 50% 左右；当螺栓预紧力超过 $20kN$ 时，弯曲刚度随螺栓预紧力变化较小，螺栓预紧力从 $20kN$ 增加至 $28kN$ 时，弯曲刚度增加至 $8.09 \times 10^5 N \cdot m / rad$ ，变化率为 7.4%。由于螺栓预紧力对固结状态的弯曲刚度不产生影响，所以刚度损失的变化规律与弯曲刚度变化规律成反比。螺栓预紧力主要通过抑制螺栓压紧区域的受载变形来提高弯曲刚度，不同预紧力下的螺栓压紧状态如图 2.29 所示，随着螺栓预紧力的增加，受拉侧螺栓的压紧区域逐渐由滑移状态转化为粘滞状态，此时弯曲刚度趋近于由于某一定值，即为理想情况下，螺栓预紧力使得压紧区域不发生分离时的弯曲刚度。

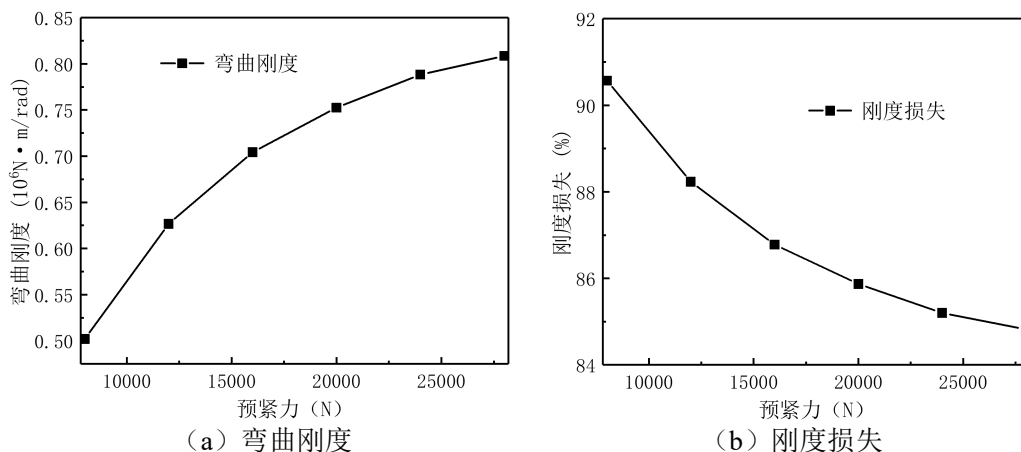


图 2.28 螺栓预紧力对弯曲刚度和刚度损失的影响规律 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)

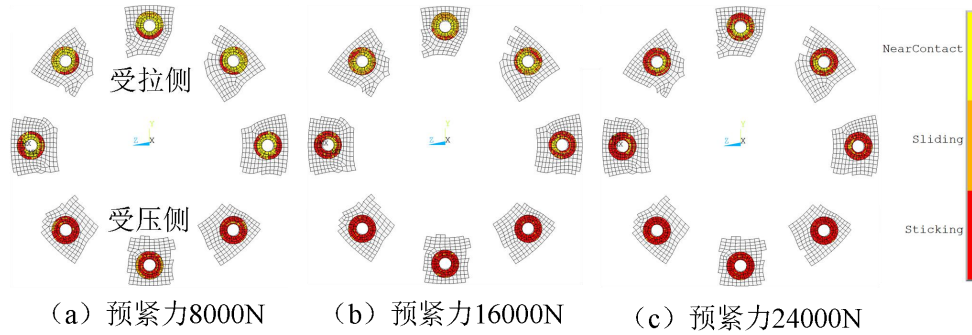


图 2.29 不同预紧力下的螺栓压紧状态 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)

(3) 转速

转速 ω 对连接结构弯曲刚度的影响规律如图 2.30 所示。从图中可以看出，止口螺栓连接结构弯曲刚度随转速增加有所提高，同时高刚度阶段的范围也略微增加，止口圆柱面产生宏观滑移所需的弯矩 M 略微增加。但总体而言，在弯曲刚度各个变化阶段，转速 ω 对弯曲刚度的影响不明显，以高刚度阶段为例，转速由 $0\text{r}/\text{min}$ 变为 $15000\text{r}/\text{min}$ 时，结构弯曲刚度由 $4.39\times 10^6\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ 增加至 $4.45\times 10^6\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ ，弯曲刚度仅增加 1.36%。

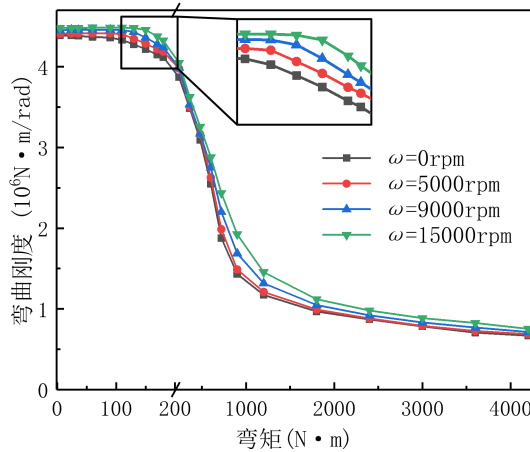


图 2.30 不同转速下弯曲刚度变化规律

取弯矩 $M=3000\text{N}\cdot\text{m}$ ，止口螺栓连接结构处于低刚度阶段时，转速对弯曲刚度和刚度损失的影响规律如图 2.31 所示。从图中可以看出，弯曲刚度随转速增加不断增大，并且转速对弯曲刚度的影响效果不断提升，但总体来看，在合理的转速范围内，转速对弯曲刚度的影响有限。在转速作用下，止口螺栓连接结构的受力情况如图 2.32 所示， F_{c1} 、 F_{c2} 分别为左侧法兰和右侧法兰的离心力， m_{c1} 、 m_{c2} 分别为左侧法兰和右侧法兰的质量。由于存在止口，质量 $m_{c1}<m_{c2}$ ，使得离心力 $F_{c1}<F_{c2}$ ，离心力 F_{c1} 、 F_{c2} 的差值使得止口不断压紧，不同转速下止口区域的接触状态如图 2.33 所示，止口的粘滞区域随着转速增加逐渐扩展，止口圆柱面的接触摩擦力增加使得弯曲刚度不断增大。转速对弯曲载荷的影响规律与转子几何特征有关，当外侧止口所在鼓筒的质量大于内侧止口所在鼓筒时，转速产生的离心载荷将使止口分离，降低连接结构的弯曲刚度。

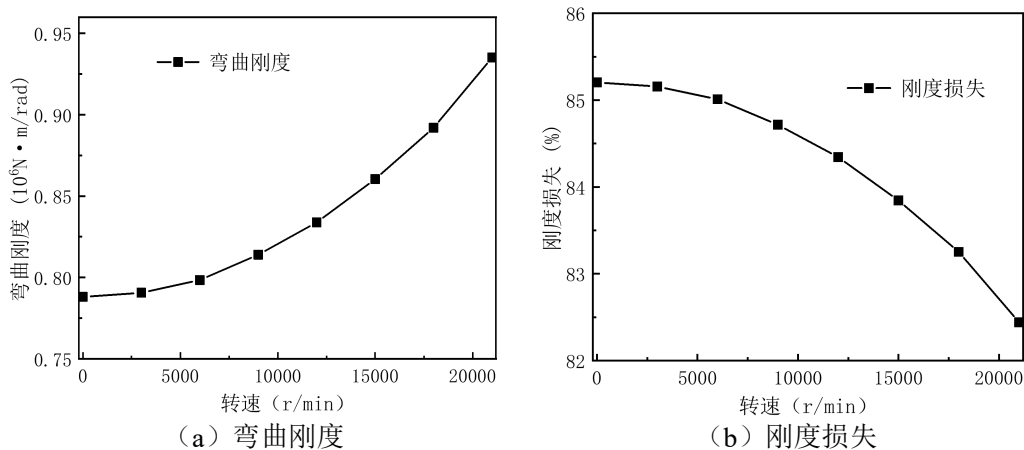


图 2.31 转速对弯曲刚度和刚度损失的影响规律 ($M=3000N\cdot m$)

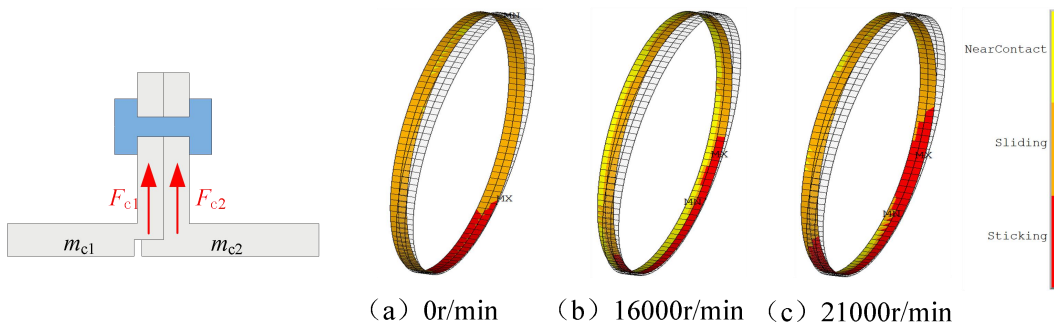


图 2.32 转速作用下止口螺栓连接结构受力图

图 2.33 不同转速下的止口区域接触状态 ($M=3000N\cdot m$)

(4) 分度圆半径

分度圆半径 R_p 定义为: $R_p=l_b+R_d$, 式中 l_b 为螺栓至鼓筒外壁距离, R_d 为鼓筒外圈半径, 分布圆半径 R_p 为 80mm、85mm、90mm 时, 止口螺栓连接结构弯曲刚度变化规律如图 2.34 所示。计算结果表明, 分度圆半径对弯曲刚度的影响较大, 但对弯曲刚度变化的不同阶段影响程度不同。在高刚度阶段, 即止口粘滞状态, 分度圆半径对结构的弯曲刚度几乎不产生影响; 在刚度快速下降阶段和低刚度阶段, 分度圆半径对弯曲刚度产生明显影响, 随着分度圆半径的增大, 弯曲刚度的下降趋势更为迅速, 且在低刚度阶段, 结构的弯曲刚度明显减小。

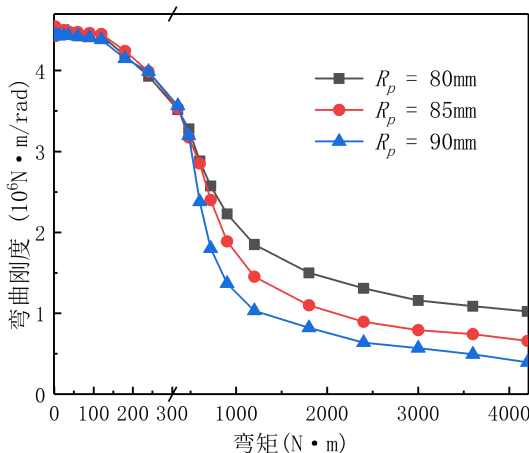


图 2.34 不同分度圆半径下弯曲刚度变化规律

取弯矩 $M=3000\text{N}\cdot\text{m}$ ，止口螺栓连接结构处于低刚度阶段时，弯曲刚度和刚度损失随分度圆半径的变化规律如图 2.35 所示，分度圆半径由 75mm 增加至 90mm 时，法兰弯曲刚度由 $1.705\times 10^6\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ 下降到 $5.691\times 10^5\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ ，下降 66.6%。计算结果表明，在低刚度阶段，弯曲刚度对螺栓分度圆半径十分敏感。原因在于，止口螺栓连接结构受到弯曲载荷时，受拉侧的法兰类似于悬臂梁结构发生弯曲变形，法兰变形状态如图 2.36 所示，分度圆半径决定了发生变形的法兰长度，这直接决定了受拉侧法兰的拉伸刚度，从而对弯曲刚度产生影响。由于分度圆半径对固结状态的弯曲刚度基本不产生影响，刚度损失的变化规律与弯曲刚度变化规律成反比。

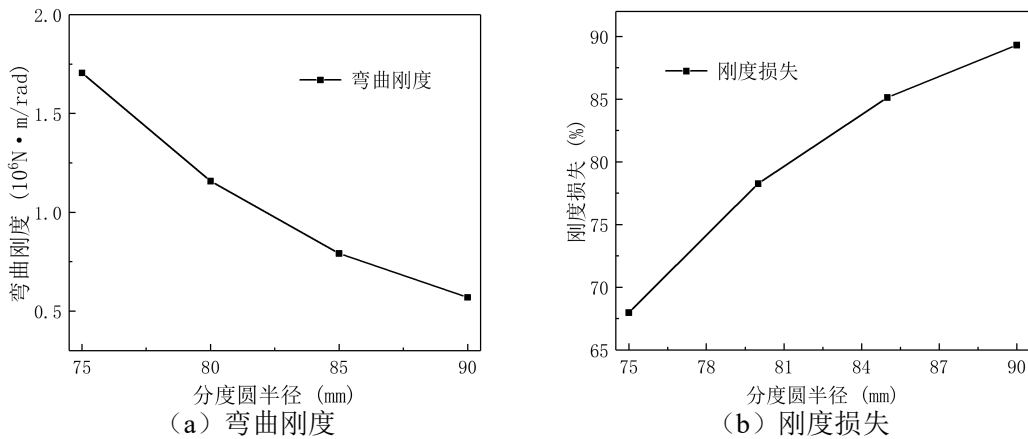


图 2.35 分度圆半径对弯曲刚度和刚度损失的影响规律 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)

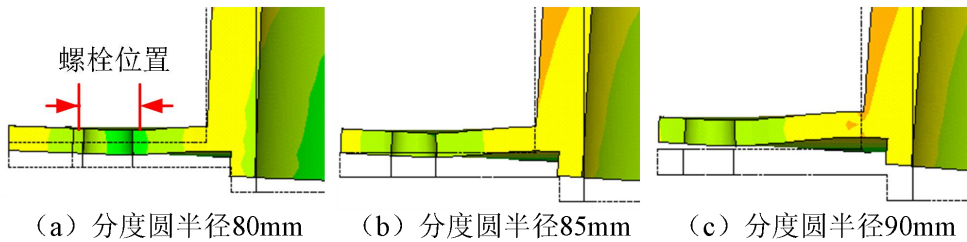


图 2.36 不同分度圆半径下的法兰变形状态 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)

(5) 法兰厚度

法兰厚度 t_f 是止口螺栓连接结构的重要参数，不同法兰厚度下结构弯曲刚度的变化规律如图 2.37 所示。计算结果表明，法兰厚度 t_f 对弯曲刚度影响较大。在高刚度阶段，法兰厚度对连接结构的弯曲刚度几乎没有影响；在刚度快速下降阶段，弯曲刚度随着法兰厚度 t_f 的减小下降更为迅速，且更早的进入低刚度阶段；在低刚度阶段，弯曲刚度随着法兰厚度 t_f 的减小明显下降。总体而言，法兰厚度对弯曲刚度的影响十分明显。

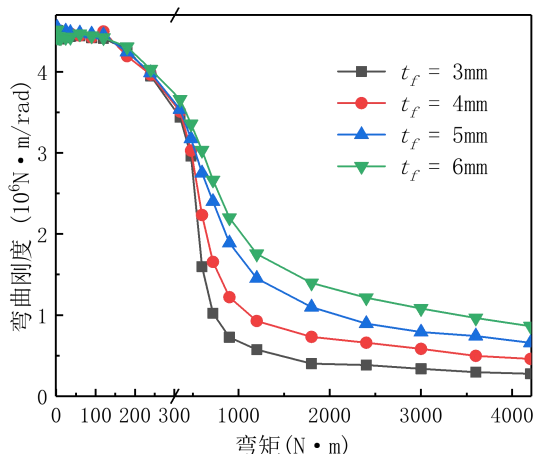


图 2.37 不同法兰厚度下弯曲刚度变化规律

取弯矩 $M=3000\text{N}\cdot\text{m}$ ，止口螺栓连接结构处于低刚度阶段时，法兰厚度对弯曲刚度和刚度损失的影响规律如图 2.38 所示。弯曲刚度对法兰厚度的变化较为敏感，法兰盘厚度由 3mm 增加到 6mm 时，弯曲刚度由 $3.380\times 10^5\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ 增加至 $1.081\times 10^6\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ ，且弯曲刚度随法兰厚度变化基本呈线性关系。不同法兰厚度下，受拉侧法兰的变形状态如图 2.39 所示，受拉侧法兰类似于悬臂梁结构发生弯曲变形，法兰厚度决定了等效悬臂梁的截面惯性矩，进而影响结构的弯曲刚度。刚度损失随法兰厚度的变化规律如图 2.38 (b) 所示，法兰厚度的增加，使得固结状态下止口螺栓结构的弯曲刚度略微增加，但弯曲刚度的增幅更为明显，因此刚度损失随法兰厚度的增加不断减少。

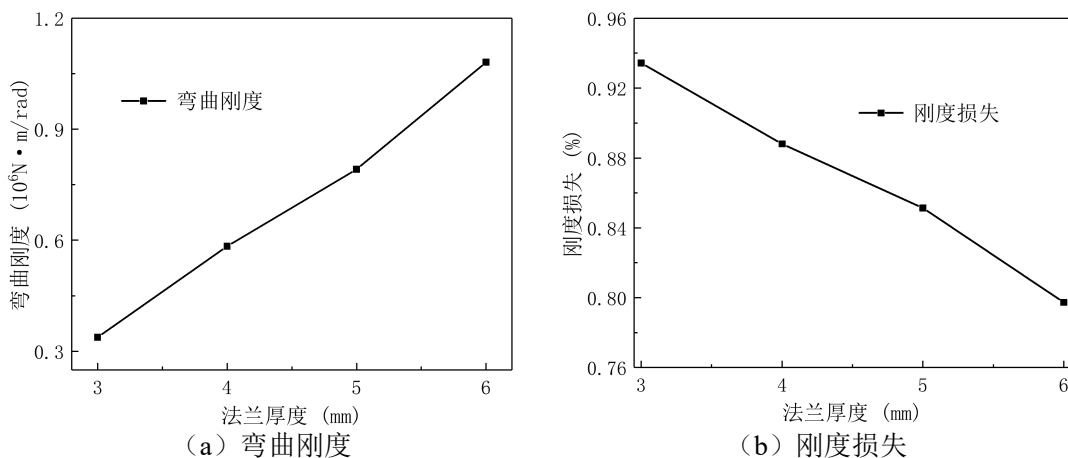


图 2.38 法兰厚度对结构弯曲刚度和刚度损失的影响规律 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)

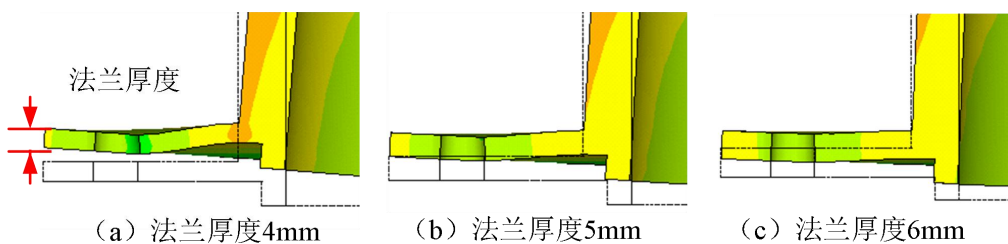


图 2.39 不同法兰厚度下的法兰变形状态 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)

(6) 螺栓数量

螺栓数量主要通过影响螺栓压紧区域的大小来影响结构的弯曲刚度，不同螺栓数量下

结构弯曲刚度的变化规律如图 2.40 所示。计算结果表明，在高刚度阶段，螺栓数量对连接结构的弯曲刚度几乎没有影响；在刚度快速下降阶段，螺栓数量对弯曲刚度的下降速度影响较小；在低刚度阶段，弯曲刚度随着螺栓数量的增加明显上升。总体而言，螺栓数量对低刚度阶段的弯曲刚度具有明显影响。

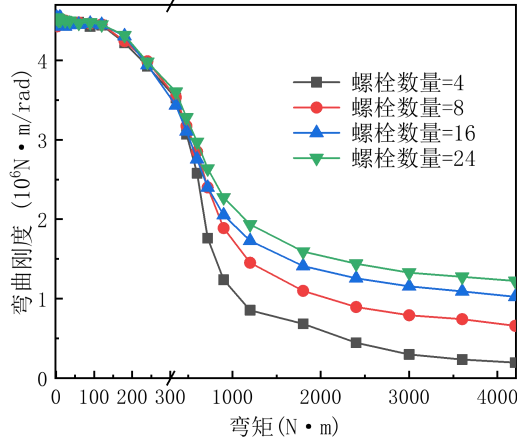


图 2.40 不同螺栓数量下弯曲刚度变化规律

取弯矩 $M=3000\text{N}\cdot\text{m}$ ，止口螺栓连接结构处于低刚度阶段时，螺栓数量对弯曲刚度和刚度损失的影响规律如图 2.41 所示，当螺栓数量从 4 个增加至 24 个时，弯曲刚度由 $2.977\times 10^5\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ 增加至 $1.327\times 10^6\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ 。当螺栓数量较少时，弯曲刚度对螺栓数量较为敏感，随螺栓数量的增加弯曲刚度变化较大；当螺栓数量较多时，随着螺栓数量的增加，弯曲刚度的变化趋于平缓。不同螺栓数量下法兰接触面的接触状态如图 2.42 所示，螺栓数量主要通过影响法兰面的压紧区域进而影响结构的弯曲刚度，从图中可以看出，螺栓数量为 24 个时，法兰面形成压紧环，螺栓达到较好的压紧效果。刚度损失随螺栓数量的变化规律如图 2.41 (b) 所示，螺栓数量的增加，使得固结状态下止口螺栓结构的弯曲刚度略微增加，但总体影响不大，因此刚度损失的变化规律与弯曲刚度变化基本成反比关系。

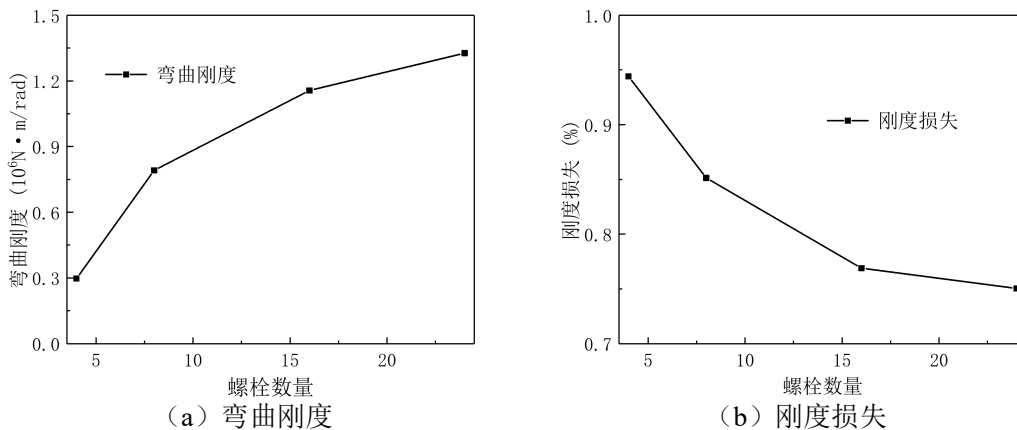
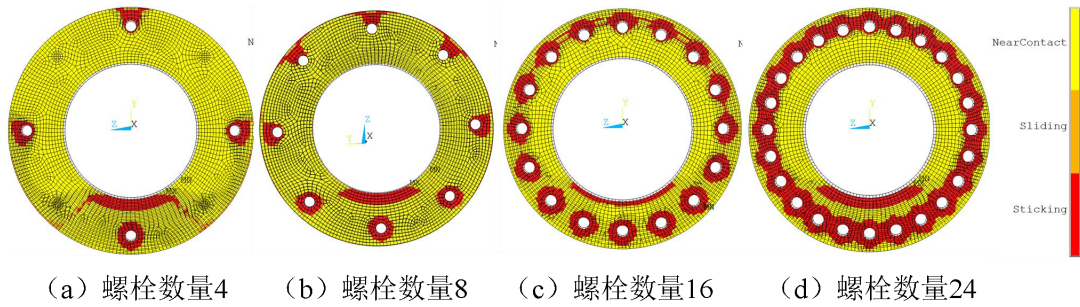


图 2.41 螺栓数量对结构弯曲刚度和刚度损失的影响规律 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)

图 2.42 不同螺栓数量下的法兰接触面的接触状态 ($M=3000\text{N}\cdot\text{m}$)

2.5 本章小结

本章从航空发动机典型螺栓连接结构出发，分析螺栓连接结构的结构特征与载荷特点，利用 ANSYS 建立有、无止口的螺栓连接结构接触有限元模型，分析止口螺栓连接结构刚度非线性变化规律，揭示刚度非线性特征的产生机理，讨论止口紧度、螺栓预紧力、转速、分度圆半径、法兰厚度和螺栓数量对弯曲刚度的影响规律。计算结果表明，止口螺栓连接结构拉伸刚度具有分段非线性特征，主要因为结构随载荷变化存在止口粘滞、螺栓前部法兰分离和螺栓后部法兰分离三种变形状态；弯曲刚度整体呈“倒 S”形非线性变化规律，即随载荷增加，弯曲刚度依次经历高刚度阶段、刚度迅速下降阶段以及低刚度阶段，止口螺栓连接结构非线性拉伸刚度和拉压刚度的差别，以及由此造成的不同载荷下拉、压区域面积变化，是该非线性规律产生的内在原因。提高止口紧度有利于提高弯曲刚度，增加高刚度阶段所占的范围；减小分度圆半径、增加法兰厚度和增加螺栓数量同样能提高弯曲刚度，有效增大低刚度阶段的弯曲刚度；而转速和合理范围内的螺栓预紧力对弯曲刚度的影响相对较小。

第三章 含止口螺栓连接结构的转子系统动力特性分析

3.1 引言

航空发动机高压转子通常由多段鼓筒构成，鼓筒之间通过止口螺栓连接结构相连，但第二章的计算结果表明，止口螺栓连接结构在弯曲载荷作用下具有多种变形状态，弯曲刚度具有明显的非线性特征，且不同载荷下的弯曲刚度相差较大，连接刚度的非线性特征会影响高压转子的动力特性，使转子出现复杂的振动响应。目前针对止口螺栓连接结构的刚度模型尚不完善，同时刚度变化对转子动力特性影响的研究尚不深入。因此，本章基于止口螺栓连接结构的变形状态，建立连接刚度的力学模型，并在此基础上，通过铁木辛柯梁单元建立含止口螺栓连接结构的转子动力学模型，通过数值仿真分析止口螺栓连接结构刚度非线性特征对转子系统动力特性的影响。

3.2 止口螺栓连接结构力学等效模型

根据止口螺栓连接结构实体有限元模型的仿真计算结果，对建立止口螺栓连接结构力学等效模型做出如下假设：

- 1) 鼓筒两侧法兰和螺栓的变形相对于法兰接触面是对称的；
- 2) 鼓筒两侧法兰面的变形垂直于接触面，且不产生摩擦力；
- 3) 螺栓视为单轴拉伸弹簧，忽略其弯曲和剪切行为。

实际上，在弯矩作用下，法兰面之间以及螺栓法兰之间存在一定摩擦力。然而这些摩擦力很小，对止口螺栓连接结构的刚度特性影响很小。因此，在分析模型中忽略作用在螺栓、法兰接触面上的摩擦力，仅保留止口区域的接触摩擦力。采用上述假设，可保证解析模型的良好精度，并大大简化推导过程。

3.2.1 弯曲刚度等效模型

止口螺栓连接结构在承受弯矩 M 时，一部分结构承受拉力，一部分结构承受压力，拉、压刚度决定了止口螺栓连接的弯曲刚度。在弯矩 M 作用下，止口螺栓连接结构的受力分析与变形情况如图 2.43 所示，拉伸区域承受螺栓法兰约束力 F_t 和止口摩擦力 f ，压缩区域承受端面压力 F_n 。与连续结构拉伸区域和压缩区域对称分布（如图 2.44）不同，止口螺栓连接结构为非连续结构，拉伸刚度通常小于压缩刚度，所以在弯矩 M 作用下，止口螺栓连接结构的拉伸区域面积通常大于压缩区域面积，并且拉、压区域面积随拉、压刚度变化而不断变化，这使弯曲刚度具有明显的非线性特征。止口螺栓连接结构弯曲刚度与单个螺栓法兰扇形区域的拉、压刚度密切相关，因此本文首先截取单个螺栓所在的法兰扇形区域，推导其拉伸刚度和压缩刚度的力学表达式，并将单个扇形区域进行组装，进而计算止口螺栓

连接结构的弯曲刚度。

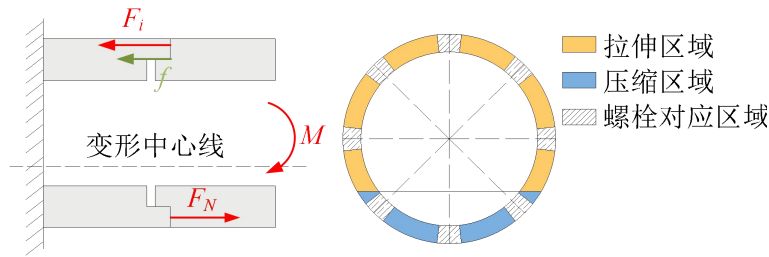


图 2.43 止口螺栓连接结构变形和受力分析

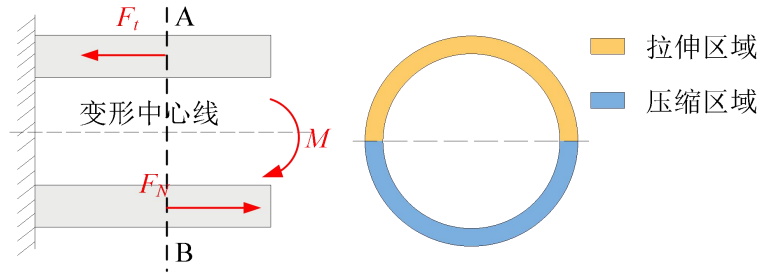


图 2.44 连续结构变形和受力分析

由于弯矩作用下左右法兰变形对称，本文只考虑右侧法兰的弯曲变形。每颗螺栓在法兰中的影响区域直径约为其螺母直径的两倍，按照螺栓位置，将螺栓法兰结构分为宽度为两倍螺母直径的扇形区域，如图 2.45 所示，分析单个螺栓法兰扇形区域的拉伸刚度和压缩刚度，进而计算止口螺栓连接结构整体的弯曲刚度。单个扇形区域的参数符号如图 2.46 所示，主要包括鼓筒及法兰相关参数：鼓筒外径 R_d 、鼓筒内筒 r_d 、鼓筒厚度 h_s 、法兰厚度 t_f 、扇区角度 α_r ；螺栓相关参数：螺母直径 D_b 、螺母厚度 D_n 、螺母中心线所在半径 R_b ；止口相关参数：止口长度 a 、止口压缩区域厚度 h_c 、止口紧度 $\Delta\delta$ 。

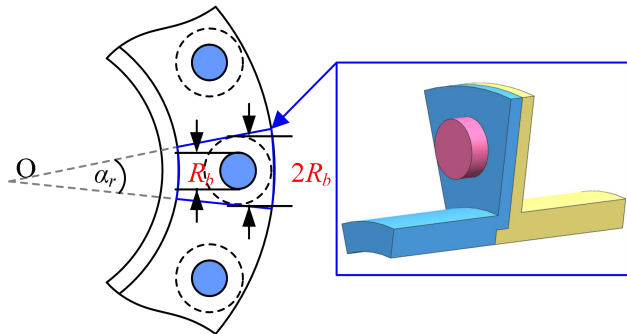


图 2.45 单个扇形区域截取示意图

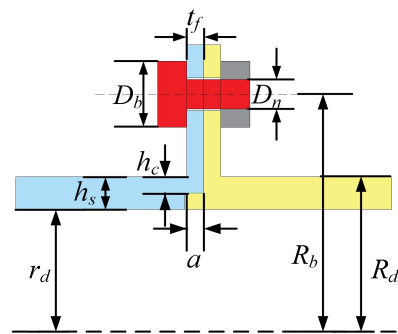


图 2.46 单个扇形区域结构参数

(1) 拉伸刚度

止口螺栓连接结构的有限元仿真结果表明，止口螺栓连接结构在拉伸载荷下具有三种变形阶段，分别为止口粘滞阶段、螺栓前部法兰分离阶段和螺栓后部法兰分离阶段。基于上述三个变形阶段的变形特点，推导拉伸刚度的力学表达形式：

第一阶段：止口粘滞阶段。在这一阶段，止口螺栓连接结构的变形情况与受力分析如图 2.47 所示， F 为轴向拉力， F_r 为止口圆柱面的接触压力。当 $F < \mu F_r$ 时，其中 μ 为止口圆柱面的摩擦系数，止口圆柱面处于粘滞状态或微滑移状态，在轴向拉力 F 作用下，止口圆

柱面压紧区域的变形状态与连续结构弹性形变类似。拉伸刚度 k_s 取决于止口粘滞状态下的切向刚度 k_0 ，为：

$$k_s = k_0 \quad (3-1)$$

通常情况下，粘滞状态或微滑移状态下的切向刚度 k_0 略小于连续结构发生弹性形变时的拉伸刚度^[78]。

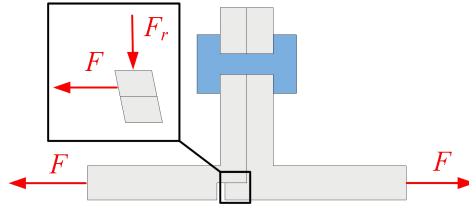


图 2.47 止口粘滞阶段止口螺栓变形与受力分析

第二阶段：螺栓前部法兰分离。在这一阶段，即 $F > \mu F_r$ 时，止口圆柱面产生宏观滑移，螺栓法兰扇形区域的变形情况与受力分析如图 2.48 (a) 所示，螺栓前部法兰克服止口摩擦力 f 发生分离。法兰扇形区域可简化为悬臂梁结构，在横向力作用下发生弯曲变形，其等效梁模型如图 2.48 (b) 所示，其中 A 为分离点，P 为拉力作用点， F 为轴向拉力， f 为止口摩擦力，P 点的挠度 δ_P 可表示为：

$$\delta_P = (F-f)l_{PA}^3 / 3EI_F \quad (3-2)$$

其中 E 为材料的弹性模量， l_{PA} 为 AP 两点间的距离， I_F 为截面惯性矩，根据拉伸刚度的定义，拉伸刚度 k_s 为：

$$k_s = \frac{3FEI_F}{(F-f)l_{PA}^3} \quad (3-3)$$

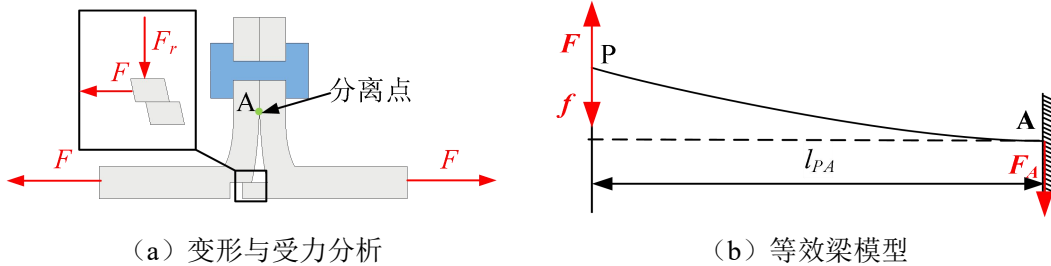


图 2.48 螺栓前部法兰分离阶段止口螺栓受力分析及等效模型

式 (3-3) 中的轴向力 F 和 AP 两点间的距离 l_{PA} ，可以根据结构的受力情况和变形状态确定，止口摩擦力 f 可以通过计算获得。止口圆柱面过盈装配时，配合面的压力分布如图 2.49 所示，内、外止口接触面相互挤压，外止口承受压力 F_r 沿半径方向向外，内止口承受压应力 F_r' 沿半径方向向里，两者大小相同，方向相反。根据弹性体接触理论^[79]，两个圆柱体的内接触问题可简化为刚性体-弹性表面层的接触问题，如图 2.50 所示，可将弹性表面层视为一系列弹簧单元，弹性表面层刚度可表示为：

$$k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \quad (3-4)$$

其中, k_1 和 k_2 分别为外弹性层和内弹性层刚度。接触压力与径向侵入量间的关系可表示为:

$$p(x, y) = \frac{k}{h} \delta(x, y) \quad (3-5)$$

式中, $p(x, y)$ 为接触压力, $\delta(x, y)$ 为径向侵入量, h 为弹性层厚度。根据接触理论, 材料参数与弹性层刚度关系如下:

$$cE^* = \frac{ak}{h} \quad (3-6)$$

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (3-7)$$

其中, E_1 和 E_2 为接触体 1 和接触体 2 的弹性模量, ν_1 和 ν_2 为接触体 1 和接触体 2 的泊松比, a 为止口长度, c 为接触系数, 取决于接触形式, 参考文献^[80], 本文接触系数取 0.06。

根据上述理论, 推导止口在过盈状态下的压力。当止口初始过盈量为 $\Delta\delta$ 时, 根据式 (3-5) 和式 (3-6), 得到单位弧度对应的法向接触力为:

$$f_p = aR_s \frac{k}{h} \Delta\delta = cE^* R_s \Delta\delta \quad (3-8)$$

则初始过盈量 $\Delta\delta$ 下止口螺栓连接结构受到的法向接触力为:

$$F_r = 2\pi f_p = 2\pi cE^* R_s \Delta\delta \quad (3-9)$$

若螺栓数量为 n , 止口区域摩擦系数为 μ , 则单个螺栓扇形区域所分配的摩擦力 f 为:

$$f = \frac{\mu F_r}{n} \quad (3-10)$$

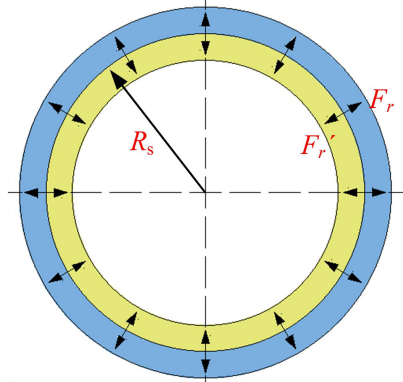


图 2.49 内外止口压应力分布示意图

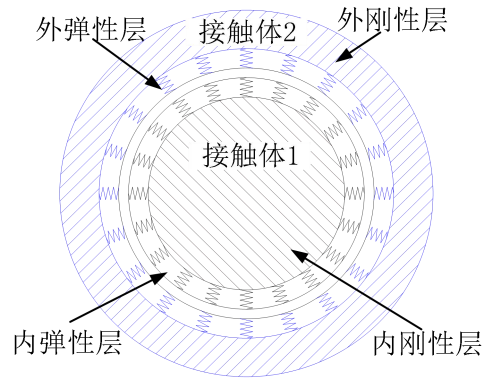


图 2.50 内外圆柱体的弹性接触模型

第三阶段: 螺栓后部法兰分离。在这一阶段, 螺栓压紧区域被拉开, 分离点 A 扩展至螺栓后部法兰部位, 如图 2.51 (a) 所示, 将法兰扇形区域等效为悬臂梁, 将螺栓及压紧区域等效为拉伸刚度为 k_B 的弹簧, 等效模型如图 2.51 (b) 所示, 其中 B 点为螺栓位置, F_B 为螺栓约束力, l 为法兰长度。悬臂梁 A 点的弯矩平衡方程和 B 点的位移协调方程为:

$$(F - f)l_{PA} - F_B(l_{PA} - l_{PB}) = 0 \quad (3-11)$$

$$\frac{(F-f)(l_{PA}-l_{PB})^2(3l_{PA}-(l_{PA}-l_{PB}))}{6E_0I_F} - \frac{F_B(l_{PA}-l_{PB})^3}{3E_0I_F} = \frac{F_B}{k_B} \quad (3-12)$$

联立式 (3-11) 和 (3-12) 可得 AP 两点的距离 l_{PA} 和螺栓约束力 F_B ，进而 P 点的挠度可表示为：

$$\delta_P = \frac{(F-f)l_{PA}^3}{3E_0I_F} - \frac{F_B(l_{PA}-l_{PB})^2(3l_{PA}-(l_{PA}-l_{PB}))}{6E_0I_F} \quad (3-13)$$

则拉伸刚度 k_s 可表示为：

$$k_s = \frac{6FEI_F}{(2F-2f-2F_B)l_{PA}^3 + 3l_{PA}^2l_{PB} - l_{PB}^3} \quad (3-14)$$

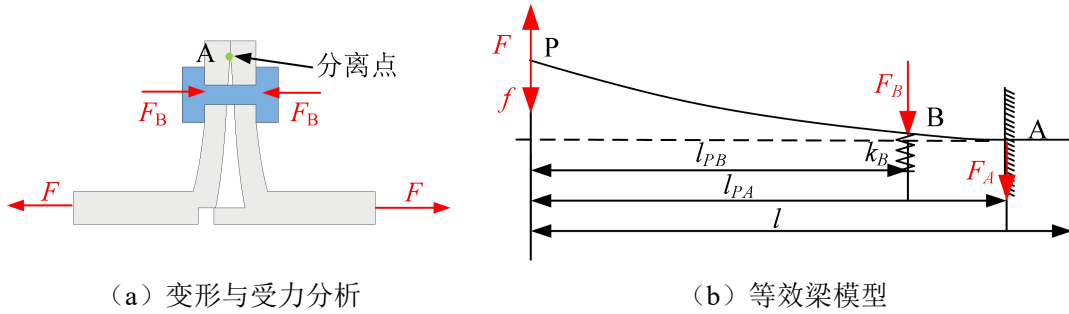


图 2.51 螺栓后部法兰分离阶段止口螺栓受力分析及等效模型

式 (3-12) 中螺栓及压紧区域的等效刚度 k_B 可通过计算获得。螺栓及压紧区域的拉伸刚度主要取决于螺杆和法兰压紧区域的拉伸刚度，如图 2.52 所示，蓝色为螺栓，黄色为法兰压紧区域，螺栓压紧区域拉伸刚度可以视为上下两侧法兰串联后的拉伸刚度与螺杆拉伸刚度的并联。

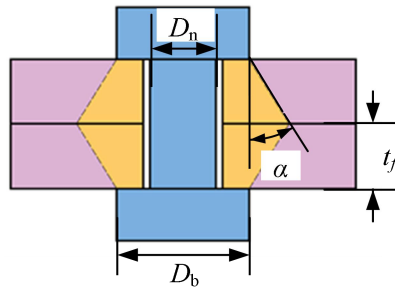


图 2.52 螺栓轴向压力分布示意图

两侧法兰压紧区域拉伸刚度 k_{m1} 、 k_{m2} 可表示为：

$$k_{m1}=k_{m2} = \frac{\pi E_0 d \tan \alpha}{\ln \left[\frac{(D_b + D_n)(D_b - D_n + 2t_f \tan \alpha)}{(D_b - D_n)(D_b + D_n + 2t_f \tan \alpha)} \right]} \quad (3-15)$$

式中 E_0 为法兰弹性模量， α 为锥形半角，其大小与结构的结构参数、载荷参数有关，但整体变化不大，在这里设为常数 20° 。根据材料力学基本知识可得螺杆拉伸刚度 k_b 为：

$$k_b = \frac{A_b E_b}{L_b} = \frac{\pi E_b D_b^2}{2t_f} \quad (3-16)$$

因此螺栓及螺栓压紧区域的等效刚度 k_L 为:

$$k_L = \frac{k_{m1}k_{m2}}{k_{m1} + k_{m2}} + k_b \quad (3-17)$$

螺栓法兰压紧区域上下对称, 对于一侧螺栓及法兰压紧区域, 其拉伸刚度 k_B 为:

$$k_B = 2k_L \quad (3-18)$$

综上所述, 在不同拉伸载荷下, 单个螺栓法兰扇形区域的拉伸刚度可表示为:

$$k_s = \begin{cases} k_0, & l_{PA} = 0 \\ \frac{3FEI_F}{(F-f)l_{PA}^3}, & 0 < l_{PA} \leq l_{PB} \\ \frac{6FEI_F}{(2F-2f-2F_B)l_{PA}^3 + 3l_{PA}^2l_{PB} - l_{PB}^3}, & l_{PA} > l_{PB} \end{cases} \quad (3-19)$$

(2) 压缩刚度

当轴向载荷 $F < 0$ 时, 连接结构受压, 结构的主要压缩区域如图 2.53 所示, 此时连接结构扇形区域类似于受压杆件, 该阶段对应的压缩刚度 k_c 可由材料力学基本理论公式计算得出, 如式 (3-20) 所示:

$$k_c = \frac{EWh_c}{2t_f} \quad (3-20)$$

其中, E 为法兰结构的弹性模量, h_c 为止口压缩区域厚度, W 为一个连接结构扇形区域受压部位的等效宽度, 其表达式为:

$$W = \frac{\alpha_r (R_d + (R_d - h_c))}{2} \quad (3-21)$$

其中 α_r 为扇区角度, R_d 为鼓筒外径。

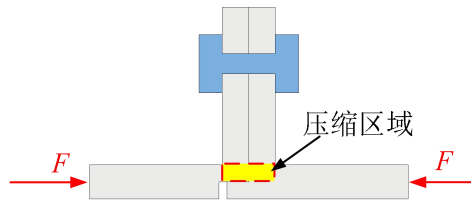


图 2.53 止口螺栓连接结构扇形区域在压缩载荷下的受力分析

(3) 弯曲刚度

由上述分析可知, 单个螺栓所在扇形区域在轴向载荷下的拉伸刚度和压缩刚度分别为 k_s 和 k_c , 将单个扇形区域进行组装, 进而计算止口螺栓连接结构的弯曲刚度。假设连接结构共 n 个螺栓, 如图 2.54 (a) 所示, 按顺时针方依次将螺栓编号, 令最上侧螺栓为第一个螺栓, 角向位置 $\alpha_1 = 0$, 则第 i 个螺栓的角向位置 α_i 可表示为:

$$\alpha_i = 2\pi \frac{(i-1)}{n} \quad (3-22)$$

假设鼓筒端面为刚性材料，将每一个螺栓对应的扇形区域简化为轴向弹簧，弹簧拉伸刚度和压缩刚度分别为 k_s 和 k_c ，则止口螺栓连接结构在弯曲载荷下的变形状态可简化为图 2.54 (b) 所示的弯曲刚度等效模型。设弯曲载荷 M 作用下止口螺栓连接结构的转角为 θ ，第一个螺栓所在扇形区域的轴向变形为 δ_1 ，则根据几何关系，第 i 个螺栓所在扇形区域的轴向变形 δ_i 可表示为：

$$\delta_i = \delta_1 - R_d(1 + \cos \alpha_i) \cos \theta \quad (3-23)$$

其中 R_d 为鼓筒外圈半径，由于 θ 极小，所以 $\cos(\theta) \approx 1$ ，因此可进一步简化为：

$$\delta_i = \delta_1 - R_d(1 + \cos \alpha_i) \quad (3-24)$$

第 i 个螺栓所在扇形区域的轴向力 F_i 为：

$$F_i = k_i \delta_i \quad (3-25)$$

其中 k_i 为第 i 个轴向弹簧的等效刚度，由于结构仅受弯矩 M 作用，所有扇形区域轴向载荷的矢量和为 0，所有扇形区域绕鼓筒中心点的弯矩矢量和为 M ，则有

$$\sum_{i=1}^n F_i = 0 \quad (3-26)$$

$$\sum_{i=1}^n F_i R_d \cos(\alpha_i) = M \quad (3-27)$$

联立方程 (3-26) 和 (3-27) 即可求得转角 θ 和第一个螺栓所在扇形区域的轴向变形为 δ_1 。则止口螺栓连接结构的弯曲刚度可表示为：

$$k_\theta = \frac{M}{\theta} \quad (3-28)$$

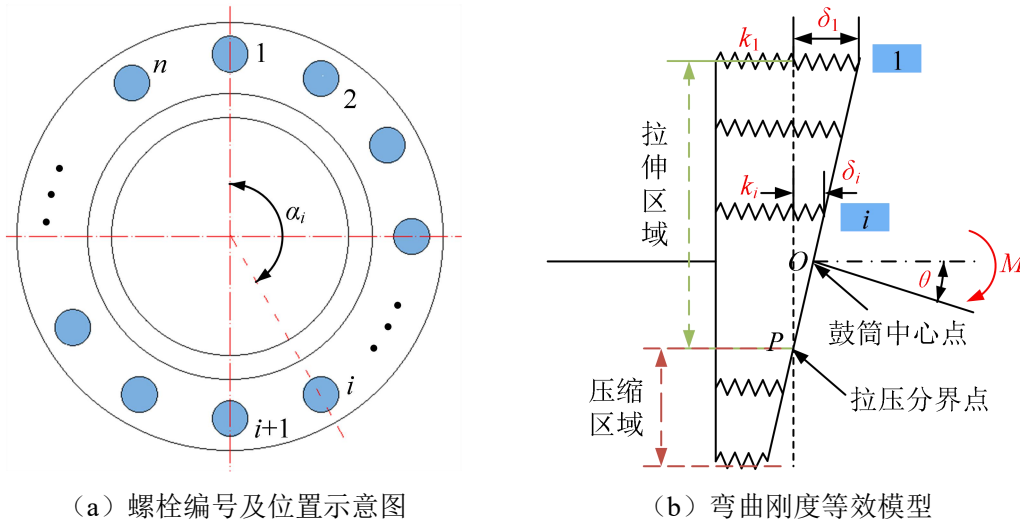


图 2.54 止口螺栓连接结构弯曲刚度等效模型

3.2.2 径向刚度等效模型

在径向力作用下，止口螺栓连接结构的主要承力部位为过盈配合的止口区域，因此本

节主要根据止口部位的结构参数和材料参数，推导止口螺栓连接结构的径向刚度 k_n 。由上节式 (3-8) 得知，单位弧度内的法向接触力与过盈量的关系为：

$$f_p = cE^* R_s \Delta\delta \quad (3-29)$$

其中 c 为接触系数， E^* 为等效弹性模量， R_s 为止口半径， $\Delta\delta$ 为止口过盈量。

假设内止口接触面发生位移 μ ($\mu < \Delta\delta$)，如图 2.55 所示，内止口圆心由 O 点位移至 O' 。对于任一角位置 α ，径向侵入量以及单位接触力在 y 方向的分量为：

$$\delta_\alpha = \rho_2 - \rho_1 \quad (3-30)$$

$$f_y(\alpha) = cE^* R_2 \delta_\alpha \cos\alpha \quad (3-31)$$

式中， ρ_1 和 ρ_2 为柱面坐标下外止口接触面和内止口接触面的径向坐标（柱面坐标系原点为初始状态下接触面圆心）。同时，根据几何关系可得到 ρ_1 和 ρ_2 的方程如下：

$$\begin{cases} \rho_1 = R_1 \\ (\rho_2 \sin\alpha)^2 + (\rho_2 \cos\alpha - u)^2 = R_2^2 \end{cases} \quad (3-32)$$

其中， R_1 为外止口接触面半径， R_2 为内止口接触面半径， μ 为内止口接触面 y 向位移。基于式 (3-32)，可以计算得到任一角位置 α 处的径向侵入量 δ_α ，进而由式 (3-26) 得到对应的单位接触力在 y 方向的分量 $f_y(\alpha)$ 。沿整个柱面对 $f_y(\alpha)$ 进行积分，得到当内接触柱面发生位移 μ 时的 y 向总接触力：

$$F_y = 2 \int_0^\pi f_y(\alpha) d\alpha \approx \pi c E^* R_2 u \quad (3-33)$$

其中， F_y 为内接触面发生位移 μ 的 y 向总接触力， E^* 为等效弹性模量。

根据式 (3-33)，止口的径向刚度如下所示：

$$k_n = \frac{dF_y}{du} = \pi c E^* R_2 \quad (3-34)$$

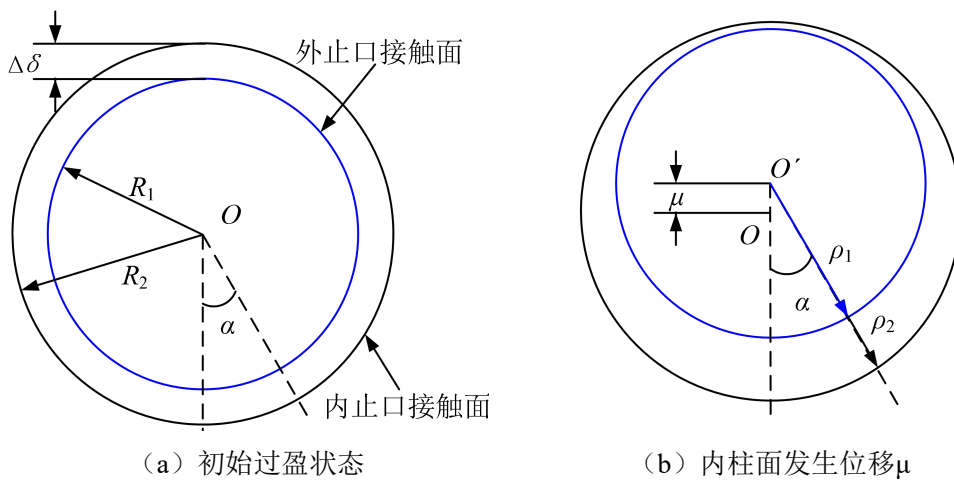


图 2.55 止口结构参数及接触状态变化

3.2.3 刚度等效模型验证

本小节针对典型止口螺栓连接结构，对比三维有限元模型和解析模型的刚度计算结果，验证所提模型的正确性。对止口螺栓连接结构分别施加弯矩 $M=3000\text{N}\cdot\text{m}$ 和径向力 $F=10000\text{N}$ ，弯矩的施加部位为鼓筒右侧端面，径向力的施加部位为右侧鼓筒的法兰位置，方向竖直向上，止口初始过盈量为 0.04mm ，分别基于有限元模型和解析模型计算结构的弯曲刚度和径向刚度，计算结果如表 2.3 所示，弯矩刚度和径向刚度的解析模型计算结果与 ANSYS 仿真模型相近，相对误差小于 20%，表明了本文模型的有效性。

表 2.3 ANSYS 模型与解析模型刚度计算结果对比

	ANSYS 模型	解析模型	相对误差/ (%)
弯曲刚度/ ($\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$)	0.882×10^6	1.031×10^6	16.79
径向刚度/ (N/m)	1.436×10^7	1.173×10^7	18.31

进一步对比止口螺栓连接结构分度圆半径、止口过盈量、法兰厚度和螺栓数量对弯曲刚度的影响规律，验证止口螺栓连接结构弯曲刚度等效模型的正确性。不同结构参数下 ANSYS 模型与解析模型的计算结果对比如图 2.56 所示，在不同分度圆半径、止口过盈量、法兰厚度和螺栓数量下，止口螺栓连接结构 ANSYS 有限元模型和解析模型的计算结果基本一致，两者变化趋势大致相同，进一步验证了解析模型的正确性。

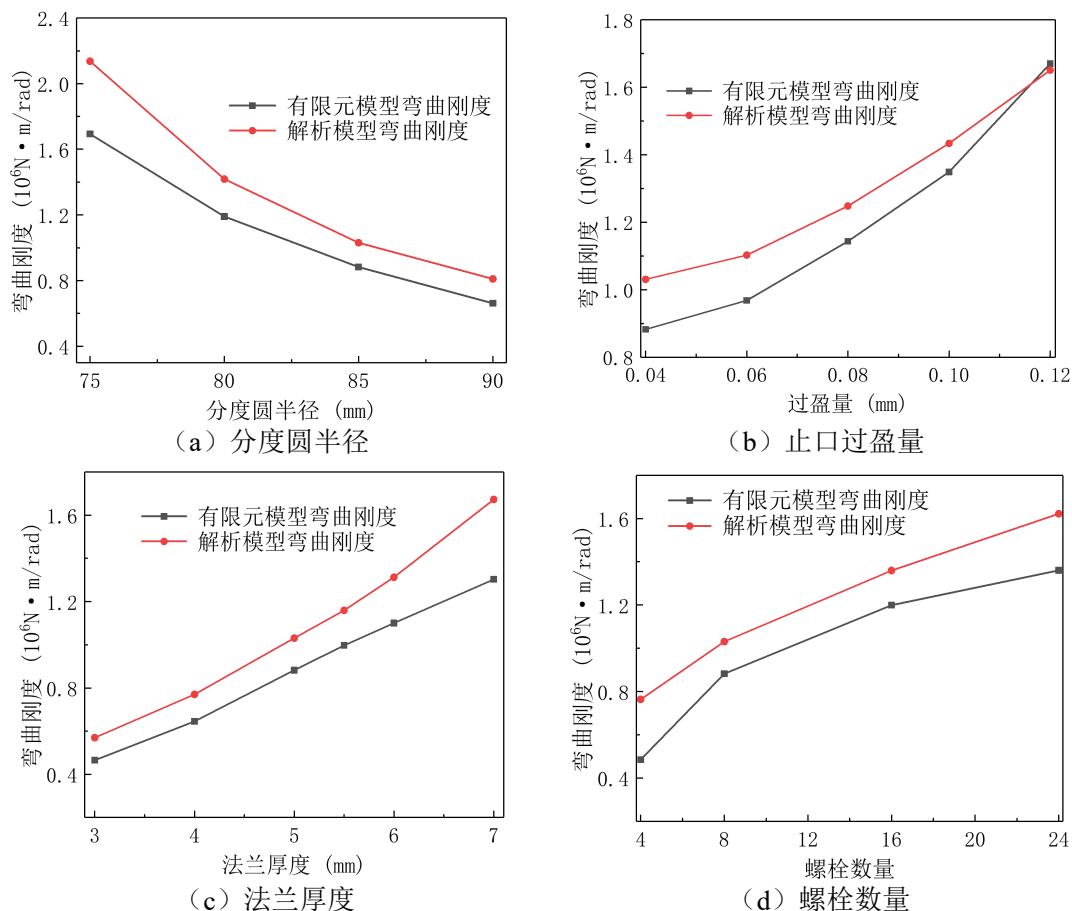


图 2.56 弯曲刚度特征参数影响规律验证

3.3 多螺栓连接面的高压转子模拟试验器梁单元有限元模型

3.3.1 多螺栓连接面的高压转子模拟试验器简介

多螺栓连接面的高压转子模拟试验器几何尺寸根据真实航空发动机高压转子，在基于动力学相似理论的条件下来缩比获得，试验器转子能够模拟真实航空发动机高压转子大鼓筒结构的振动特性。图 2.57、图 2.58 和图 2.59 分别为多螺栓连接面高压转子模拟试验器的 CAD 图、三维模型图和实物图。从图中可以看出，多螺栓连接面的高压转子模拟试验器主要包括以下结构：与第一级轮盘连为一体的第一级鼓筒、第二级锥筒、第二级轮盘、与第三级轮盘连为一体的第三级鼓筒、第四级轮盘、第四级轮盘后鼓筒、与第五级轮盘连为一体的第五级鼓筒以及后轴颈鼓筒。试验器前后共有 4 个止口螺栓连接结构，连接 1 在第 2 级轮盘处，连接 2 在第 4 级轮盘处，连接 3 位于第四级轮盘后鼓筒右端，连接 4 位于后轴颈鼓筒左端。

图 2.60 为多螺栓连接面的高压转子模拟试验器整体装配示意图，直流电机安装在电机座上，电机座固定于右侧试验台；转子试验器左右两端分别安装有轴承进行支承，同时右端通过尼龙绳与直流电机的输出轴相连，通过直流电机带动转子试验器旋转。

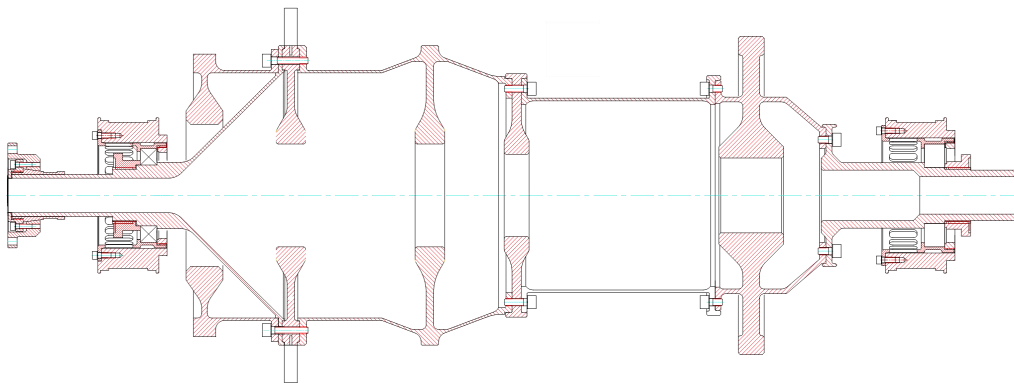
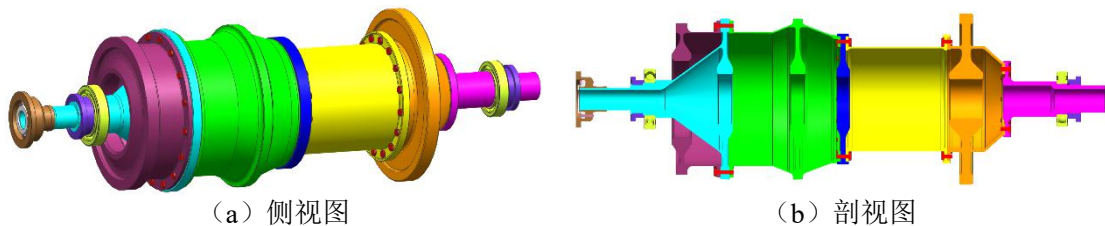


图 2.57 多连接面的高压转子模拟试验器 CAD 图



(a) 侧视图

(b) 剖视图

图 2.58 多连接面的高压转子模拟试验器三维模型



图 2.59 多连接面的高压转子模拟试验器实物图

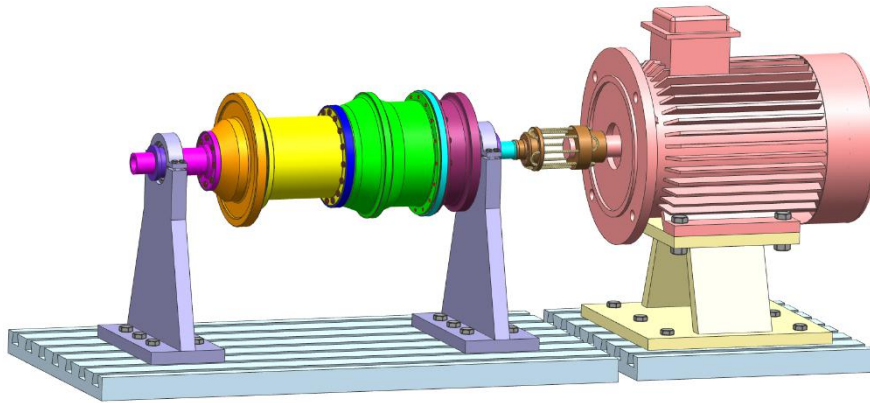


图 2.60 多螺栓连接面高压转子试验装置整体示意图

3.3.2 多螺栓连接面的高压转子模拟试验器动力学建模

以多螺栓连接面的高压转子模拟试验器为研究对象，根据文献[81]所述的六自由度 Timoshenko 梁单元的建模方法以及刚性盘、支承系统的等效方法，建立含止口螺栓连接结构的高压转子模拟试验器动力学模型。由于高压转子模拟试验器前后共有四个连接结构，其中连接 2 位于转子中间位置，对转子系统动力特性影响最为显著，因此本文考虑止口螺栓连接结构 2，建立含止口螺栓连接结构的转子试验器动力学模型，如图 2.61 所示，转子系统分为左侧鼓筒和右侧鼓筒两段结构，左侧鼓筒上有三个等效圆盘，右侧鼓筒上有一个等效圆盘；试验器前后共有两个支承，分别支承左侧鼓筒的左端和右侧鼓筒的右端。

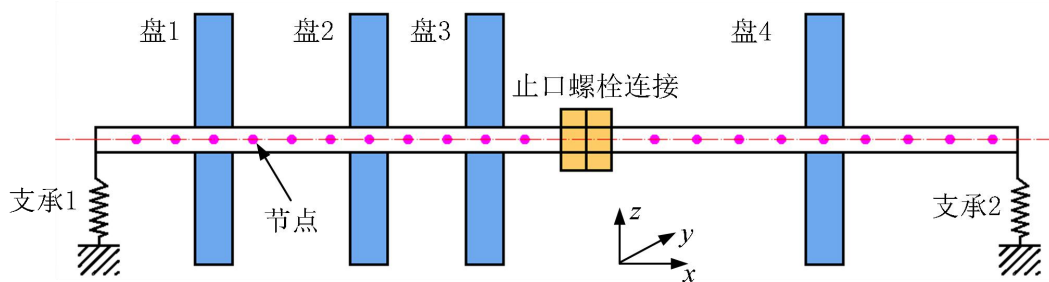


图 2.61 含止口螺栓连接结构的转子试验器有限元模型

转子试验器的梁单元有限元模型具体参数如下：

(1) 单元与节点信息

左侧鼓筒共有 18 个单元，单元和节点信息如表 2.4 和表 2.5 所示。右侧鼓筒共有 16 个单元，单元和节点信息如表 2.6 和表 2.7 所示。

表 2.4 左侧鼓筒单元信息

编号	弹性模量 $E/(\text{Pa})$	泊松比 μ	密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	单元外径 $D/(\text{m})$	单元内径 $d/(\text{m})$	单元长度 $l/(\text{m})$
1	2.07e11	0.3	7800	4.500e-02	3.700e-02	0.0595
2	2.07e11	0.3	7800	4.500e-02	3.700e-02	0.0496
3	2.07e11	0.3	7800	5.600e-02	3.700e-02	0.0370
4	2.07e11	0.3	7800	7.100e-02	3.700e-02	0.0368
5	2.07e11	0.3	7800	7.232e-02	5.831e-02	0.0098
6	2.07e11	0.3	7800	8.240e-02	7.640e-02	0.0110
7	2.07e11	0.3	7800	1.091e-01	1.031e-01	0.0136
8	2.07e11	0.3	7800	1.358e-01	1.298e-01	0.0137
9	2.07e11	0.3	7800	1.625e-01	1.565e-01	0.0136
10	2.07e11	0.3	7800	1.892e-01	1.832e-01	0.0137
11	2.07e11	0.3	7800	2.159e-01	2.099e-01	0.0136
12	2.07e11	0.3	7800	2.755e-01	2.695e-01	0.0297
13	2.07e11	0.3	7800	2.670e-01	2.620e-01	0.0636
14	2.07e11	0.3	7800	2.670e-01	2.620e-01	0.0352
15	2.07e11	0.3	7800	2.782e-01	2.732e-01	0.0226
16	2.07e11	0.3	7800	3.017e-01	2.957e-01	0.0295
17	2.07e11	0.3	7800	2.836e-01	2.786e-01	0.0461
18	2.07e11	0.3	7800	2.597e-01	2.547e-01	0.0360

表 2.5 左侧鼓筒节点信息

节点序号	节点坐标 $/(m)$	名称	集中质量 $/(kg)$	偏心距 $e/(\text{mm})$	赤道惯量 $/(kg\cdot m^2)$	极惯量 $/(kg\cdot m^2)$
1	0		0	0	0	0
2	5.945e-02		0	0	0	0
3	1.090e-01		0	0	0	0
4	1.460e-01	支承 1	0	0	0	0
5	1.828e-01		0	0	0	0
6	1.926e-01		0	0	0	0
7	2.036e-01		0	0	0	0
8	2.172e-01		0	0	0	0
9	2.309e-01		0	0	0	0
10	2.445e-01		0	0	0	0
11	2.582e-01		0	0	0	0
12	2.718e-01		0	0	0	0
13	3.015e-01	转盘 1	23.139	0.01	0.3493	0.2221
14	3.651e-01		0	0	0	0
15	4.003e-01		0	0	0	0
16	4.229e-01		0	0	0	0
17	4.524e-01	转盘 2	7.0089	0	0.0848	0.0426
18	4.985e-01		0	0	0	0
19	5.345e-01	转盘 3	2.9412	0	0.0141	0.0071

表 2.6 右侧鼓筒单元信息

编号	弹性模量 $E/(\text{Pa})$	泊松比 μ	密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	单元外径 $D/(\text{m})$	单元内径 $d/(\text{m})$	单元长度 $l/(\text{m})$
1	2.07e11	0.3	7800	2.600e-01	1.940e-01	0.0233
2	2.07e11	0.3	7800	2.080e-01	2.020e-01	0.0454
3	2.07e11	0.3	7800	2.080e-01	2.020e-01	0.0485
4	2.07e11	0.3	7800	2.080e-01	2.020e-01	0.0484
5	2.07e11	0.3	7800	2.080e-01	2.020e-01	0.0387
6	2.07e11	0.3	7800	2.080e-01	2.020e-01	0.0222
7	2.07e11	0.3	7800	2.100e-01	2.000e-01	0.0395
8	2.07e11	0.3	7800	2.100e-01	2.000e-01	0.0381
9	2.07e11	0.3	7800	1.908e-01	1.808e-01	0.0180
10	2.07e11	0.3	7800	1.572e-01	1.472e-01	0.0199
11	2.07e11	0.3	7800	1.520e-01	5.387e-02	0.0115
12	2.07e11	0.3	7800	7.000e-02	5.400e-02	0.0405
13	2.07e11	0.3	7800	7.000e-02	5.400e-02	0.0285
14	2.07e11	0.3	7800	7.000e-02	5.400e-02	0.0420
15	2.07e11	0.3	7800	5.600e-02	4.000e-02	0.0390
16	2.07e11	0.3	7800	5.400e-02	4.000e-02	0.0500

表 2.7 右侧鼓筒节点信息

节点序号	节点坐标 $l/(\text{m})$	名称	集中质量 $/(\text{kg})$	偏心距 $e/(\text{mm})$	赤道惯量 $/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	极惯量 $/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$
1	5.345e-01		0	0	0	0
2	5.578e-01		0	0	0	0
3	6.032e-01		0	0	0	0
4	6.517e-01		0	0	0	0
5	7.001e-01		0	0	0	0
6	7.388e-01		0	0	0	0
7	7.610e-01		0	0	0	0
8	8.005e-01	转盘 4	15.897	0	0.2221	0.1129
9	8.386e-01		0	0	0	0
10	8.566e-01		0	0	0	0
11	8.765e-01		0	0	0	0
12	8.880e-01		0	0	0	0
13	9.285e-01		0	0	0	0
14	9.570e-01		0	0	0	0
15	9.990e-01	支承 2	0	0	0	0
16	1.038		0	0	0	0
17	1.088		0	0	0	0

(2) 基础支承参数

转子和基础之间的连接采用线性刚度和粘性阻尼，具体参数和作用节点如表 2.8 所示。

表 2.8 转子-基础支承刚度和阻尼参数

支承名称	轴向线刚度 $k_x/(N/m)$	径向垂直线刚度 $k_y/(N/m)$	径向水平线刚度 $k_z/(N/m)$	轴向线阻尼 $c_x/(N \cdot s/m)$	径向垂直线阻尼 $c_y/(N \cdot s/m)$	径向水平线阻尼 $c_z/(N \cdot s/m)$
支承 1	1e8	1.1e7	1.1e7	2000	2000	2000
支承 3	1e8	1.1e7	1.1e7	2000	2000	2000

基于上述结构参数，组装左侧鼓筒的质量矩阵 \mathbf{M}_1 、刚度矩阵 \mathbf{K}_1 和陀螺矩阵 \mathbf{G}_1 ，转子系统的整体阻尼为瑞利比例阻尼，即阻尼矩阵 $\mathbf{C}_1 = \alpha \mathbf{M}_1 + \beta \mathbf{K}_1$ ，其中 α 为质量阻尼系数， β 为刚度阻尼系数。左侧鼓筒的动力学方程可表示为：

$$\mathbf{M}_1 \ddot{\mathbf{q}}_1 + (\mathbf{C}_1 - \omega \mathbf{G}_1) \dot{\mathbf{q}}_1 + \mathbf{K}_1 \mathbf{q}_1 = \mathbf{Q}_1 \quad (3-35)$$

由表 2.5 可知，左侧鼓筒共有 19 个节点，每个节点的自由度为 6，所以式 (3-35) 中，左端鼓筒的质量矩阵 \mathbf{M}_1 和刚度矩阵 \mathbf{K}_1 为 114×114 的对称矩阵，陀螺矩阵 \mathbf{G}_1 为 114×114 的反对称矩阵， \mathbf{Q}_1 为节点激振力列向量，大小为 114×1； $\ddot{\mathbf{q}}_1$ 、 $\dot{\mathbf{q}}_1$ 和 \mathbf{q}_1 分别为节点加速度列向量、速度列向量和位移列向量，大小均为 114×1， ω 为转子角速度，单位为 rad/s。

同理，可得右侧鼓筒的动力学方程为：

$$\mathbf{M}_2 \ddot{\mathbf{q}}_2 + (\mathbf{C}_2 - \omega \mathbf{G}_2) \dot{\mathbf{q}}_2 + \mathbf{K}_2 \mathbf{q}_2 = \mathbf{Q}_2 \quad (3-36)$$

由表 2.7 可知，右侧鼓筒共有 17 个节点，每个节点的自由度为 6，因此式 (3-36) 中，右侧鼓筒的质量矩阵 \mathbf{M}_2 和刚度矩阵 \mathbf{K}_2 为 102×102 的对称矩阵，陀螺矩阵 \mathbf{G}_2 为 102×102 的反对称矩阵， \mathbf{Q}_2 为节点激振力列向量，大小为 102×1； $\ddot{\mathbf{q}}_2$ 、 $\dot{\mathbf{q}}_2$ 和 \mathbf{q}_2 分别为节点加速度列向量、速度列向量和位移列向量，大小均为 102×1。

左侧鼓筒和右侧鼓筒通过止口螺栓连接结构相连，止口螺栓连接结构的建模方法如下。假设左侧鼓筒的第 i 个节点与右侧鼓筒的第 j 个节点相连，两者之间通过止口螺栓连接结构传递径向力和弯矩，则节点 i 的径向力及弯矩可表示为：

$$\begin{cases} F_{yi}^1 = k_{ny}(y_j^2 - y_i^1) + c_{ny}(\dot{y}_j^2 - \dot{y}_i^1) \\ F_{zi}^1 = k_{nz}(z_j^2 - z_i^1) + c_{nz}(\dot{z}_j^2 - \dot{z}_i^1) \\ M_{yi}^1 = k_{\theta y}(\theta_{jy}^2 - \theta_{iy}^1) + c_{\theta y}(\dot{\theta}_{jy}^2 - \dot{\theta}_{iy}^1) \\ M_{zi}^1 = k_{\theta z}(\theta_{jz}^2 - \theta_{iz}^1) + c_{\theta z}(\dot{\theta}_{jz}^2 - \dot{\theta}_{iz}^1) \end{cases} \quad (3-37)$$

式中， F_{yi}^1 和 F_{zi}^1 分别表示左侧鼓筒节点 i 在 y 方向和 z 方向所受的作用力， M_{yi}^1 和 M_{zi}^1 分别表示左侧鼓筒节点 i 绕 y 轴和绕 z 轴的作用力矩， k_{ny} 和 k_{nz} 为连接结构在 y 方向和 z 方向的径向刚度， $k_{\theta y}$ 和 $k_{\theta z}$ 为连接结构绕 y 轴和绕 z 轴方向的弯曲刚度， c_{ny} 和 c_{nz} 表示连接结构的径向阻尼， $c_{\theta y}$ 和 $c_{\theta z}$ 表示连接结构的角向阻尼， y_i^1 、 \dot{y}_i^1 和 z_i^1 、 \dot{z}_i^1 分别表示左侧鼓筒节点 i 在 y 方向和 z 方向上的位移、速度， y_j^2 、 \dot{y}_j^2 和 z_j^2 、 \dot{z}_j^2 分别表示右侧鼓筒节点 j 在 y 方向和 z 方向上的位移、速度， θ_{iy}^1 、 $\dot{\theta}_{iy}^1$ 和 θ_{iz}^1 、 $\dot{\theta}_{iz}^1$ 分别表示左侧鼓筒节点 i 绕 y 轴和 z 轴的角度、角速度， θ_{jy}^2 、 $\dot{\theta}_{jy}^2$ 和 θ_{jz}^2 、 $\dot{\theta}_{jz}^2$ 分别表示右侧鼓筒节点 j 绕 y 轴和 z 轴的角度、

角速度。根据作用力相互的原则，右侧鼓筒节点 j 受到的力 F_{yj}^2 、 F_{zj}^2 和力矩 M_{yj}^2 、 M_{zj}^2 为节点 i 的反力和反力矩，即：

$$\begin{cases} F_{yj}^2 = -F_{yi}^1 = -k_{ny}(y_j^2 - y_i^1) - c_{ny}(\dot{y}_j^2 - \dot{y}_i^1) \\ F_{zj}^2 = -F_{zi}^1 = -k_{nz}(z_j^2 - z_i^1) - c_{nz}(\dot{z}_j^2 - \dot{z}_i^1) \\ M_{yj}^2 = -M_{yi}^1 = -k_{\theta y}(\theta_{jy}^2 - \theta_{iy}^1) - c_{\theta y}(\dot{\theta}_{jy}^2 - \dot{\theta}_{iy}^1) \\ M_{zj}^2 = -M_{zi}^1 = -k_{\theta z}(\theta_{jz}^2 - \theta_{iz}^1) + c_{\theta z}(\dot{\theta}_{jz}^2 - \dot{\theta}_{iz}^1) \end{cases} \quad (3-38)$$

其中，止口螺栓连接结构的沿 y 方向和 z 方向的径向刚度 k_{ny} 和 k_{nz} 由式 (3-34) 获得，即：

$$k_{ny} = k_{nz} = \pi c E^* R_2 \quad (3-39)$$

止口螺栓连接结构绕 y 轴和 z 轴的弯曲刚度 $k_{\theta y}$ 和 $k_{\theta z}$ 由式 (3-28) 计算获得，即：

$$k_{\theta y} = k_{\theta z} = k_{\theta} \quad (3-40)$$

实际计算结果表明，弯曲刚度 k_{θ} 近似表现为分段线性刚度。

基于上述动力学方程和连接结构模型进行高压转子动力学仿真，在仿真过程中，仅考虑两种激励力，分别为转子质量偏心引起的不平衡激励力和止口螺栓连接结构两端转子相对运动产生的附加激励力，即：

$$\mathbf{Q} = \mathbf{Q}_u + \mathbf{Q}_b \quad (3-41)$$

式中， \mathbf{Q} 为转子系统激振力列向量， \mathbf{Q}_u 为不平衡激振力列向量， \mathbf{Q}_b 为联轴器两端转子相对运动产生的附加激励力，下面对两种激励力进行详细说明：

(1) 不平衡激振力列向量

假设左侧鼓筒的转盘 1 存在偏心距 e_1 ，转盘 1 位于左侧鼓筒的节点 13，则左侧鼓筒的不平衡激励力列向量 \mathbf{Q}_{u1} 可表示为：

$$\mathbf{Q}_{u1} = \left\{ 0 \quad \dots \quad \overbrace{0 \quad f_{y1} \quad f_{z1} \quad 0 \quad 0 \quad 0}^{13号节点自由度} \quad \dots 0 \right\}^T \quad (3-42)$$

若转盘 1 的质量为 m_{d1} ，不平衡初始相位为 Φ_1 ，则式 (3-42) 中 f_{y1} 和 f_{z1} 可分别表示为：

$$\begin{cases} f_{y1} = m_{d1} e_1 \omega^2 \cos(\omega t + \Phi_1) \\ f_{z1} = m_{d1} e_1 \omega^2 \sin(\omega t + \Phi_1) \end{cases} \quad (3-43)$$

假设右侧鼓筒转盘 4 位于节点 8，质量为 m_{d4} ，不平衡初始相位为 Φ_4 ，存在偏心量 e_4 ，同理可得，右侧鼓筒的不平衡激励力列向量为：

$$\mathbf{Q}_{u2} = \left\{ 0 \quad \dots \quad \overbrace{0 \quad f_{y4} \quad f_{z4} \quad 0 \quad 0 \quad 0}^{8号节点自由度} \quad \dots 0 \right\}^T \quad (3-44)$$

式中 f_{y4} 和 f_{z4} 可分别表示为:

$$\begin{cases} f_{y4} = m_{d4}e_4\omega^2 \cos(\omega t + \Phi_4) \\ f_{z4} = m_{d4}e_4\omega^2 \sin(\omega t + \Phi_4) \end{cases} \quad (3-45)$$

(2) 连接结构两端相对运动产生的附加激励力

在高压转子模拟试验器梁单元有限元模型中, 左侧鼓筒的节点 19 与右侧鼓筒的节点 1 通过联轴器相连, 由上述连接结构模型中式 (3-37) 可知, 左侧鼓筒节点 19 所受的作用力及力矩可表示为:

$$\begin{cases} F_{y19}^1 = k_{ny}(y_1^2 - y_{19}^1) + c_{ny}(\dot{y}_1^2 - \dot{y}_{19}^1) \\ F_{z19}^1 = k_{nz}(z_1^2 - z_{19}^1) + c_{nz}(\dot{z}_1^2 - \dot{z}_{19}^1) \\ M_{y19}^1 = k_{\theta y}(\theta_{1y}^2 - \theta_{19y}^1) + c_{\theta y}(\dot{\theta}_{1y}^2 - \dot{\theta}_{19y}^1) \\ M_{z19}^1 = k_{\theta z}(\theta_{1z}^2 - \theta_{19z}^1) + c_{\theta z}(\dot{\theta}_{1z}^2 - \dot{\theta}_{19z}^1) \end{cases} \quad (3-46)$$

因此, 左侧鼓筒的附加激励力列向量 \mathbf{Q}_{b1} 可表示为:

$$\mathbf{Q}_{b1} = \left\{ 0 \quad \dots \quad \overbrace{0 \quad F_{y19}^1 \quad F_{z19}^1 \quad 0 \quad M_{y19}^1 \quad M_{z19}^1}^{19\text{号节点自由度}} \right\}^T \quad (3-47)$$

同理, 根据连接结构模型中式 (3-38), 右侧鼓筒节点 1 所受的作用力及力矩为:

$$\begin{cases} F_{y1}^2 = -k_{ny}(y_1^2 - y_{19}^1) - c_{ny}(\dot{y}_1^2 - \dot{y}_{19}^1) \\ F_{z1}^2 = -k_{nz}(z_1^2 - z_{19}^1) - c_{nz}(\dot{z}_1^2 - \dot{z}_{19}^1) \\ M_{y1}^2 = -k_{\theta y}(\theta_{1y}^2 - \theta_{19y}^1) - c_{\theta y}(\dot{\theta}_{1y}^2 - \dot{\theta}_{19y}^1) \\ M_{z1}^2 = -k_{\theta z}(\theta_{1z}^2 - \theta_{19z}^1) - c_{\theta z}(\dot{\theta}_{1z}^2 - \dot{\theta}_{19z}^1) \end{cases} \quad (3-48)$$

右侧鼓筒的附加激励力列向量 \mathbf{Q}_{b2} 可表示为:

$$\mathbf{Q}_{b2} = \left\{ \overbrace{0 \quad F_{y1}^2 \quad F_{z1}^2 \quad 0 \quad M_{y1}^2 \quad M_{z1}^2}^{1\text{号节点自由度}} \quad \dots \quad 0 \right\}^T \quad (3-49)$$

综上所述, 含止口螺栓连接结构的转子动力学方程为:

$$\begin{cases} \mathbf{M}_1 \ddot{\mathbf{q}}_1 + (\mathbf{C}_1 - \omega \mathbf{G}_1) \dot{\mathbf{q}}_1 + \mathbf{K}_1 \mathbf{q}_1 = \mathbf{Q}_{u1} + \mathbf{Q}_{b1} \\ \mathbf{M}_2 \ddot{\mathbf{q}}_2 + (\mathbf{C}_2 - \omega \mathbf{G}_2) \dot{\mathbf{q}}_2 + \mathbf{K}_2 \mathbf{q}_2 = \mathbf{Q}_{u2} + \mathbf{Q}_{b2} \end{cases} \quad (3-50)$$

3.3.3 试验器模态分析及试验验证

针对多螺栓连接面的高压转子模拟试验器进行模态计算与模态试验, 对比仿真与试验结果中的转子固有频率与模态振型, 验证转子动力学模型的正确性。

(1) 模态试验

多螺栓连接面高压转子模拟试验器模态试验现场如图 2.62 所示, 模态试验采用正弦波的激励方式, 频率范围为 20-300Hz, 扫频间隔为 1Hz, 采用单输入多输出的模态参数识别

方法，即在转子中间鼓筒位置施加正弦激励力，激励力幅值为 40N，在转子试验器上选取 7 个测点采集加速度信号，测点布置方案如图 2.63 所示。

通过 MAS 模态分析软件处理试验数据，获取各加速度测点的幅频曲线如图 2.64 所示，试验结果表明，在 20~300Hz 扫频范围内，试验器存在 4 阶共振频率，分别为 74Hz、91Hz、123Hz 和 145Hz，其中前两个共振频率为转子第一阶固有频率，后两个共振频率为转子第二阶固有频率，每阶模态出现两个共振频率的原因是转子水平和垂直方向刚度不同。试验器的模态振型如图 2.65 所示，第一、二阶振型为转子平动，第三、四阶振型为转子俯仰，这进一步验证了转子前两阶共振频率为试验器的第一阶模态频率，后两阶共振频率为试验器的第二阶模态频率。本文选取 91Hz 和 145Hz 为转子前两阶固有频率，转子前两阶振型为转子平动和转子俯仰。

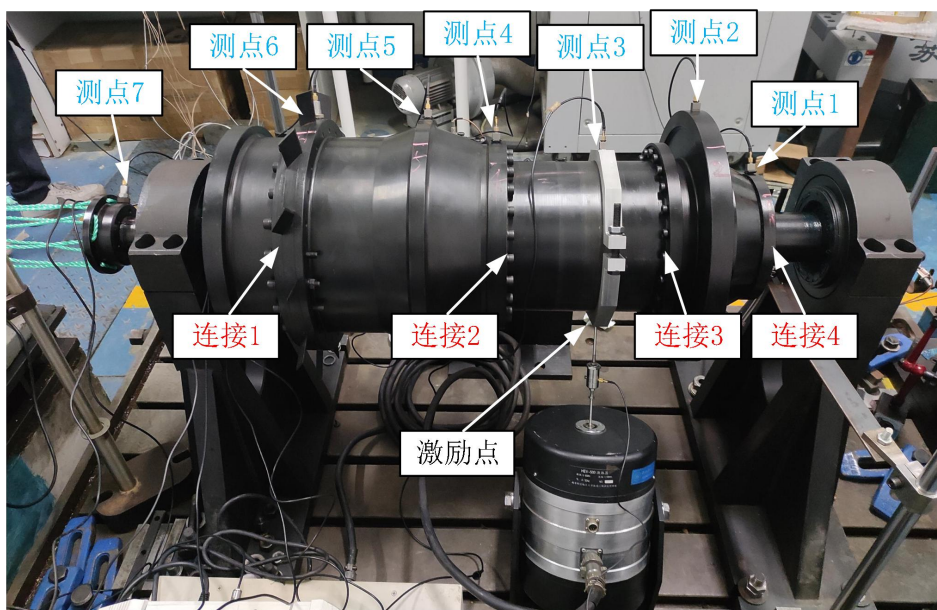


图 2.62 多螺栓连接面高压转子试验器模态测试现场

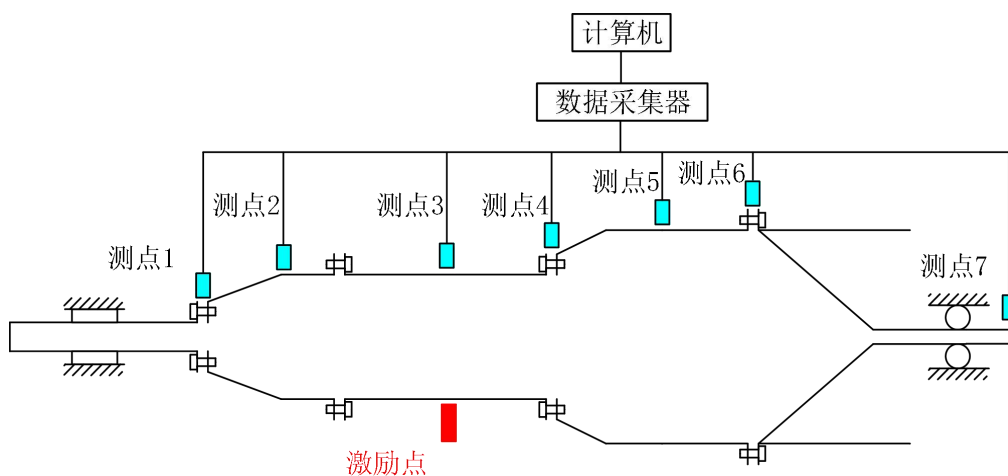


图 2.63 信号采集点布置方案示意图

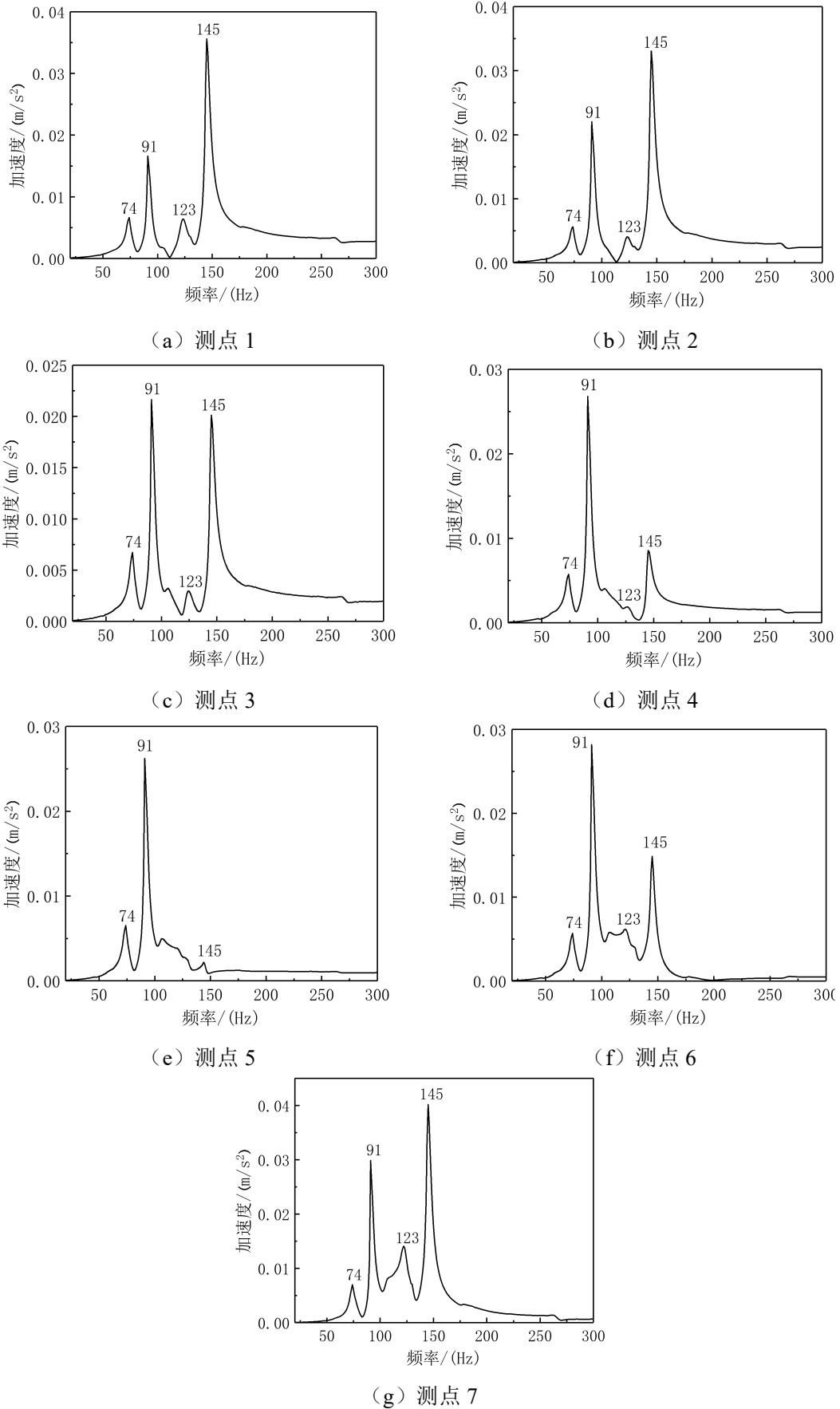


图 2.64 模态试验各测点幅频曲线

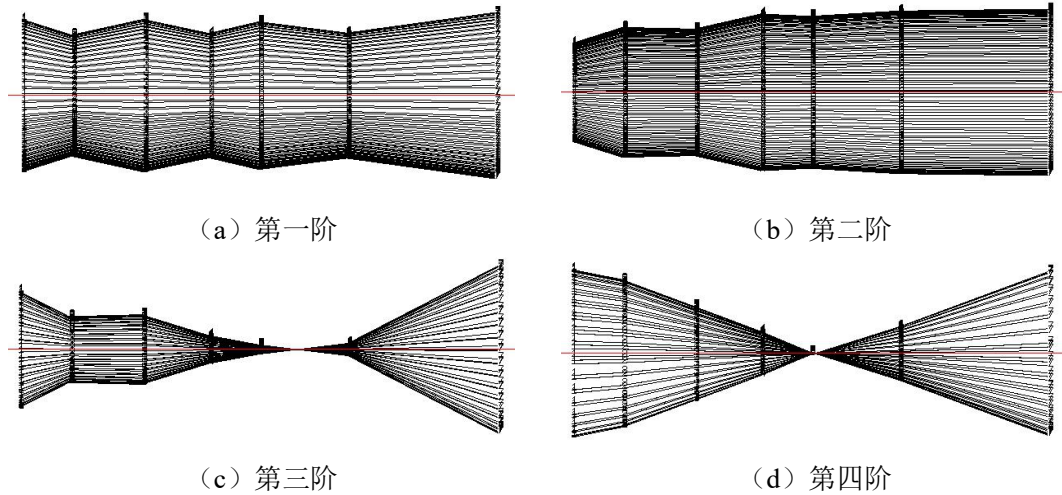
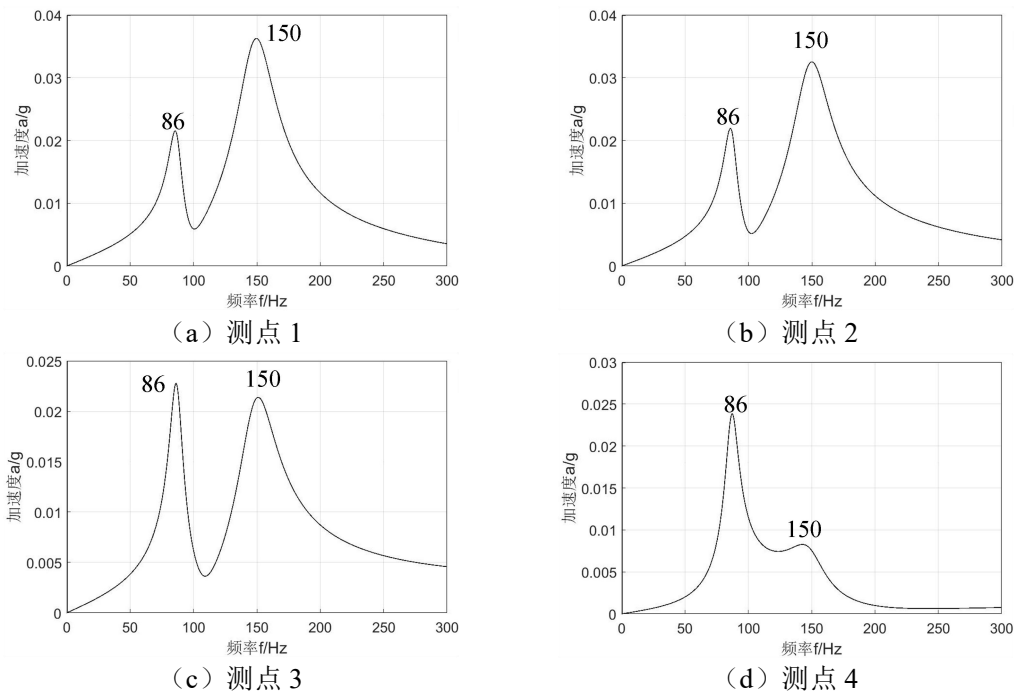


图 2.65 高压转子模拟试验器模态试验振型

(2) 模态仿真计算

根据 3.3.2 节建立的高压转子模拟试验器的梁单元有限元模型，利用状态空间法求解转子系统前两阶固有频率和振型，提取转子模态试验加速度测点位置的振动信号，各测点的幅频曲线如图 2.66 所示，仿真结果表明，在 0~300Hz 频率范围内，转子试验器共有 86Hz 和 150Hz 两阶固有频率，固有频率仿真与计算结果对比如表 2.9 所示，两阶固有频率误差均在 10% 以内。试验器模态振型的计算结果如图 2.67 所示，第一阶模态振型为转子平动，第二阶模态振型为转子俯仰，模态振型与试验结果相吻合，验证了转子动力学模型的正确性。



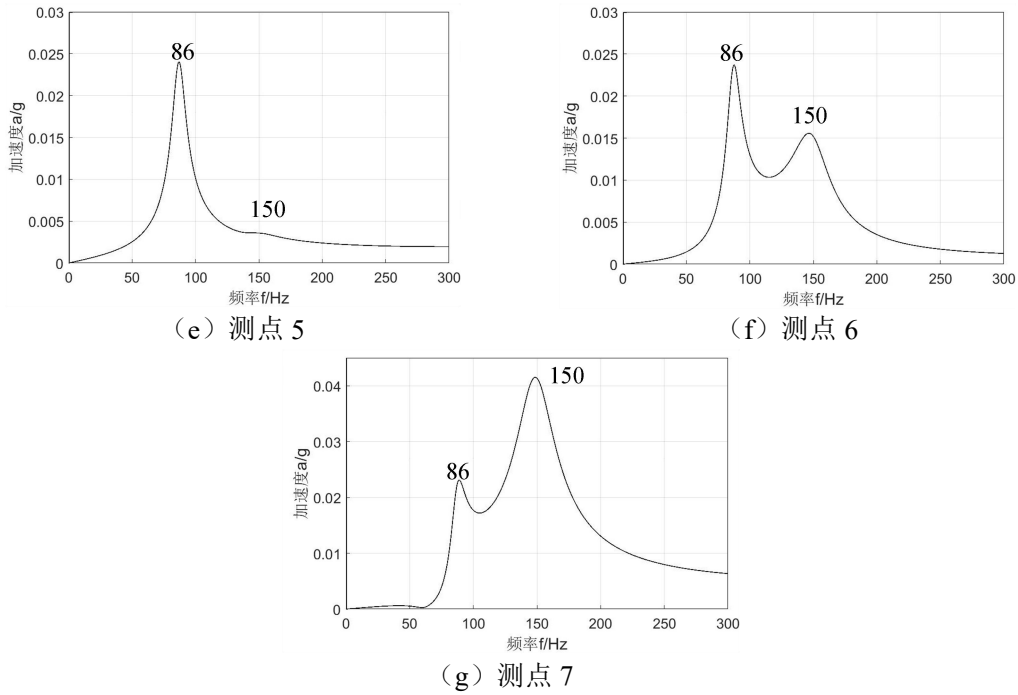


图 2.66 模态仿真各测点的幅频曲线

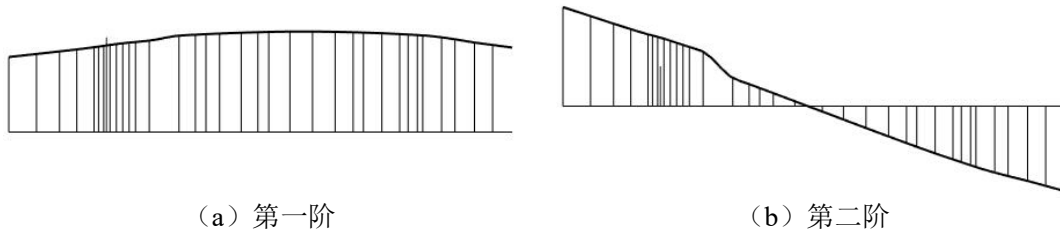


图 2.67 高压转子模拟试验器模态计算振型

表 2.9 高压转子模拟试验器固有频率仿真与试验对比

阶次	固有频率/ (Hz)		误差/ (%)
	试验	仿真	
第一级	91	86	5.49
第二级	145	150	3.45

3.4 考虑止口螺栓连接结构的转子系统动力特性分析

止口螺栓连接结构弯曲刚度等效模型的实际计算结果表明，弯曲刚度 k_θ 近似表现为分段线性刚度。为进一步简化模型的复杂程度，本文在保留弯曲刚度倒“S”形非线性特征的基础上，忽略弯曲刚度快速下降阶段，仅保留高刚度阶段和低刚度阶段，将结构弯曲刚度 k_θ 进一步简化为阶跃刚度，即：

$$k_\theta = \begin{cases} k_0 & |M| \leq M_0 \\ k_1 & |M| > M_0 \end{cases} \quad (3-51)$$

其中 k_0 为止口粘滞状态下的切向刚度，本文取值为 $4.6 \times 10^6 \text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ ； k_1 为低刚度阶段的弯曲刚度，低刚度阶段的弯曲刚度随载荷增加变化较小，本文将其取为定值，同时为凸显弯曲刚度的非线性特征，本文 k_1 取值为连接结构低刚度阶段弯曲刚度的一半，即

$k_1=4.41 \times 10^5 \text{N} \cdot \text{m}/\text{rad}$ ，后文将对 k_1 为低刚度阶段弯曲刚度进行补充计算； M_0 为止口滑移所需的弯矩，本文取值为 $150 \text{N} \cdot \text{m}$ 。在数值仿真过程中时，转速取值范围为 $2500 \sim 15000 \text{r}/\text{min}$ ，数值积分方法选择 Newmark- β 法，其中积分参数 $\gamma=1/2$ 、 $\beta=1/4$ ，积分步长为 $1 \text{e}-5 \text{s}$ ，计算总时间为 2s 。

本节主要研究弯曲刚度 k_θ 的非线性特征对转子系统动力特性的影响，转子不平衡量的大小影响弯曲刚度 k_θ 阶跃变化的激发，止口螺栓连接结构的分度圆半径、法兰厚度等结构参数以及螺栓预紧力等装配参数影响低刚度阶段的弯曲刚度 k_1 ，进而影响转子系统的动力特性。因此，本节在分析转子系统非线性动力学特性的基础上，进一步讨论不平衡量和低刚度阶段的弯曲刚度对转子动力特性的影响规律。

3.4.1 振动响应仿真分析

在较小不平衡量下，转盘偏心量为 0.01mm 时，止口螺栓连接转子左侧鼓筒节点 13 的振动幅值随转速的变化规律如图 2.68 (a) 所示，为了进行比较，同时绘制了整体式转子的振动响应（忽略连接结构，合并相应的节点）。从图中可以看出，止口螺栓连接转子的第一阶临界转速为 $5200 \text{r}/\text{min}$ ，略小于连续转子临界转速 $5500 \text{r}/\text{min}$ ，第二阶临界转速为 $10700 \text{r}/\text{min}$ ，与连续转子临界转速相同。第一阶临界转速的变化表明止口螺栓连接结构产生了刚度损失，从而降低了转子系统的刚度，使转子临界转速下降。转子试验器第一阶振型为转子平动，连接刚度的降低对转子临界转速有一定影响，转子试验器第二阶振型为转子俯仰，连接 2 位于转子中部，所以它对第二阶临界转速几乎不产生影响。图 2.68 (b) 为转子振动响应的分岔图，从图中可以看出，在任意转速下，振动位移为多个相互重合的点，这表明转子振动是一种周期性振动；从图 2.69 可以看出，止口螺栓连接节点的弯矩始终小于止口滑移所需的弯矩 M_0 ，这表明较小不平衡量下弯曲刚度的非线性特征尚未激发。

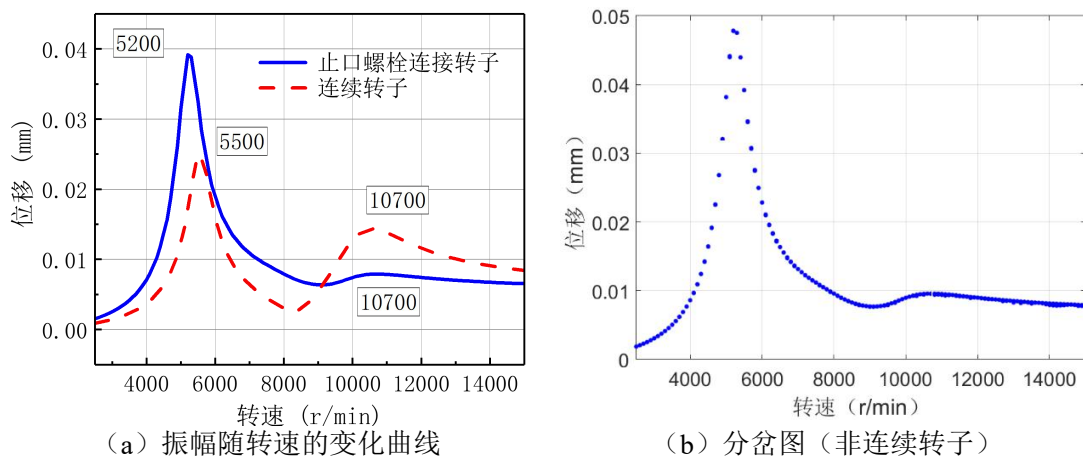


图 2.68 止口螺栓连接结构转子振动响应

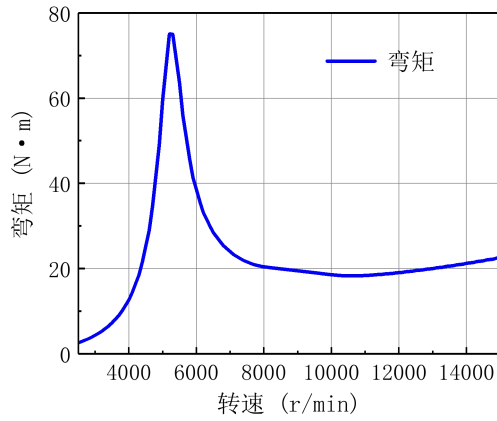
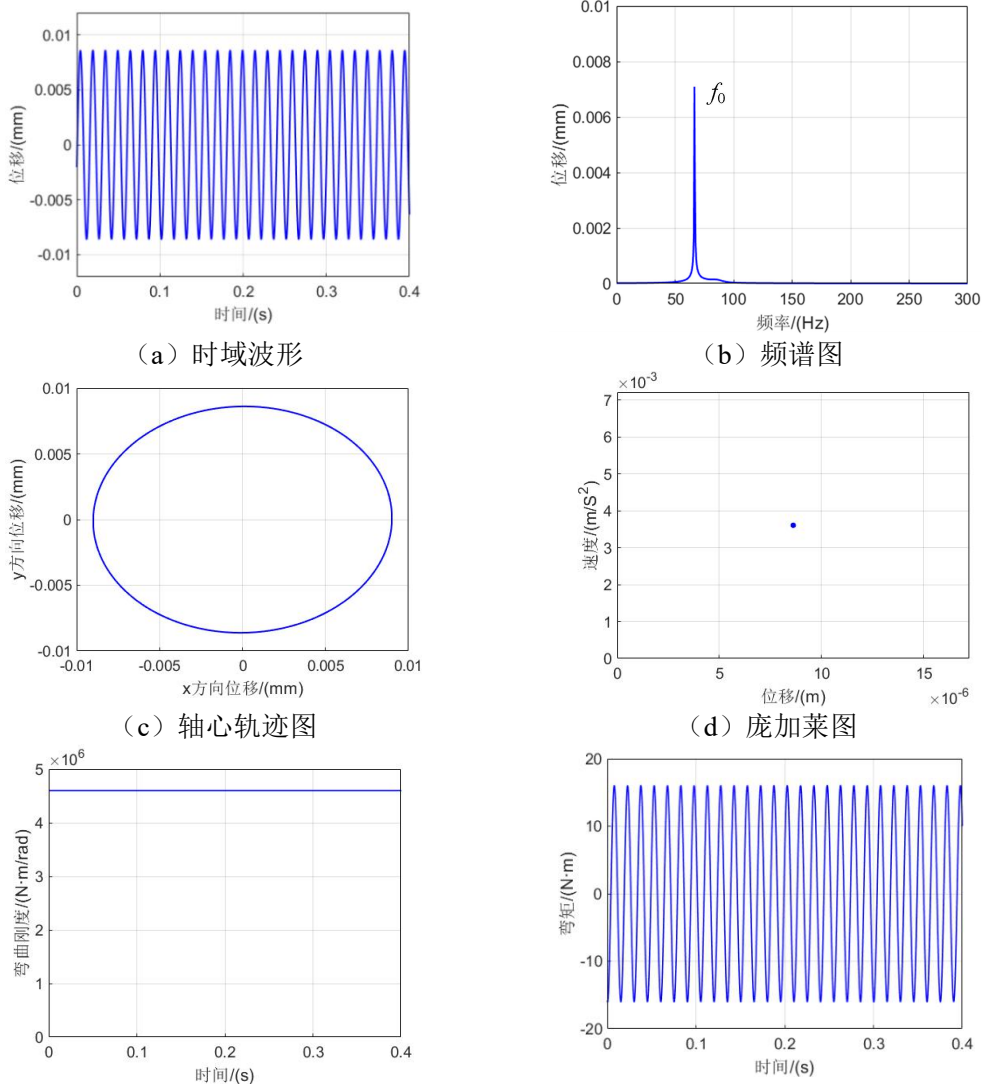


图 2.69 转子连接节点弯矩随转速的变化曲线

以转速 4000r/min 的振动响应为例，如图 2.70 所示。在较小不平衡量下，转子的时域波形近似表现为正弦波，在频域内只存在一个旋转频率，轴心轨迹图为椭圆形，庞加莱图的多个点相互重合，这表明转子振动为一种周期性正弦振动；止口螺栓连接处的弯曲刚度为一定值，连接节点的弯矩近似为正弦信号，这表明转子弯曲刚度的非线性特征尚未被激发。因此在小不平衡量下，主要考虑止口螺栓连接结构相对于连续结构的刚度损失。



(e) 连接结构弯曲刚度

(f) 连接节点弯矩

图 2.70 转子试验器振动响应 (4000r/min)

在较大不平衡量下，转盘偏心距为 0.08mm 时，止口螺栓连接转子的振动幅值随转速的变化规律如图 2.71 所示，转子第一阶临界转速为 4900r/min，第二阶临界转速为 10700r/min，与较小不平衡下的临界转速相比，第一阶临界转速进一步下降，第二阶临界转速基本保持不变，这表明止口螺栓连接结构的弯曲刚度进一步降低，弯曲刚度进入低刚度阶段，在 5500~5800r/min 的转速范围内，振动幅值明显增加，之后随着转速增加逐渐衰减。转子止口螺栓连接节点的弯矩随转速的变化规律如图 2.72 所示，在转速 5500r/min，连接节点的弯矩约为 240N，大于止口滑移所需的弯矩 M_0 ，转子连接刚度的非线性特征被激发。转子振动响应分岔图如图 2.73 所示，其中 (b) 为 5400~5800r/min 转速范围内局部加密的分岔图，计算结果表明，在 5600~5780r/min 转速范围内，转子振动响应呈现为复杂的准周期振动。准周期振动的频域通常包括两个不可约的频率分量，在分岔图中，它显示为多个分散点，如图 2.73 (b) 所示。

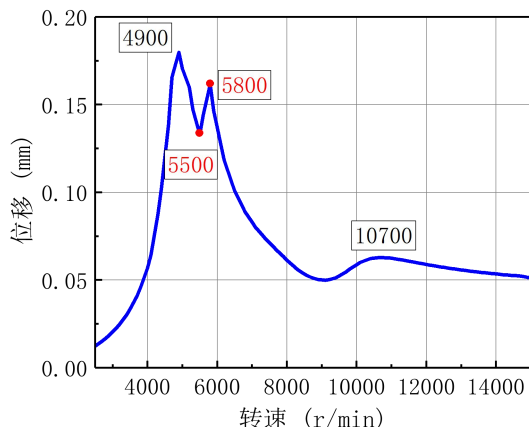


图 2.71 转子振动幅值随转速的变化曲线

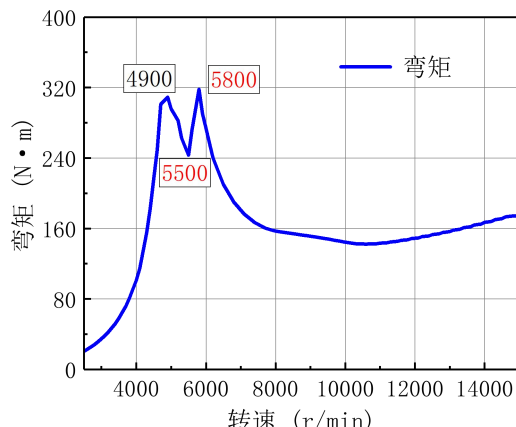
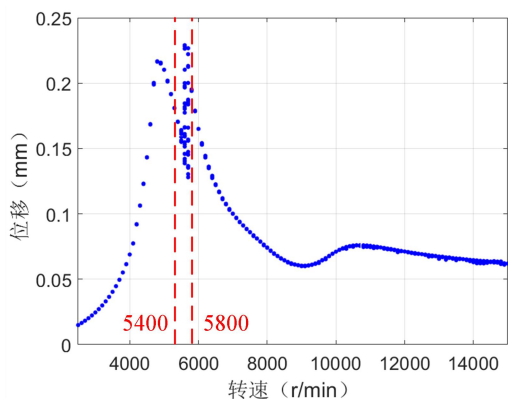
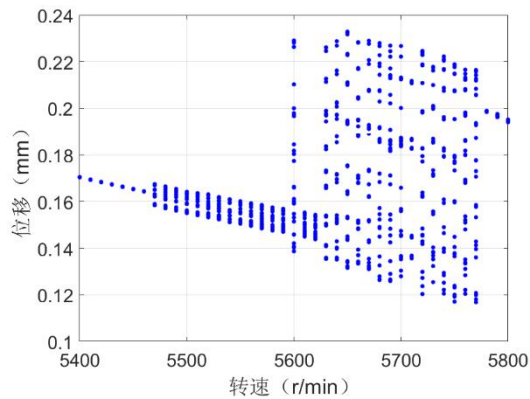


图 2.72 连接节点弯矩随转速的变化曲线



(a) 全转速下的分岔图



(b) 分岔图局部放大

图 2.73 转子试验器振动响应分岔图

试验器转子在转速 5700r/min 时的振动响应如图 2.74 所示，从时域波形、频谱图、轴心轨迹图和庞加莱图可以看出，转子出现较为复杂的振动响应，具有一定的准周期振动特征，在频谱图中，我们可以看到三个较为显著频率分量，一个是旋转频率 f_0 ，另外两个为次谐波频率 $f_{b1}=77\text{Hz}$ 和 $f_{b2}=114\text{Hz}$ 。从连接结构弯曲刚度和节点弯矩可以看出，转子止口

螺栓连接处的弯曲刚度在低刚度阶段和高刚度阶段之间快速变化，弯曲刚度的非线性特征被激发，使得连接节点的弯矩具有一定的非线性特征，这是转子准周期振动响应产生的根本原因。

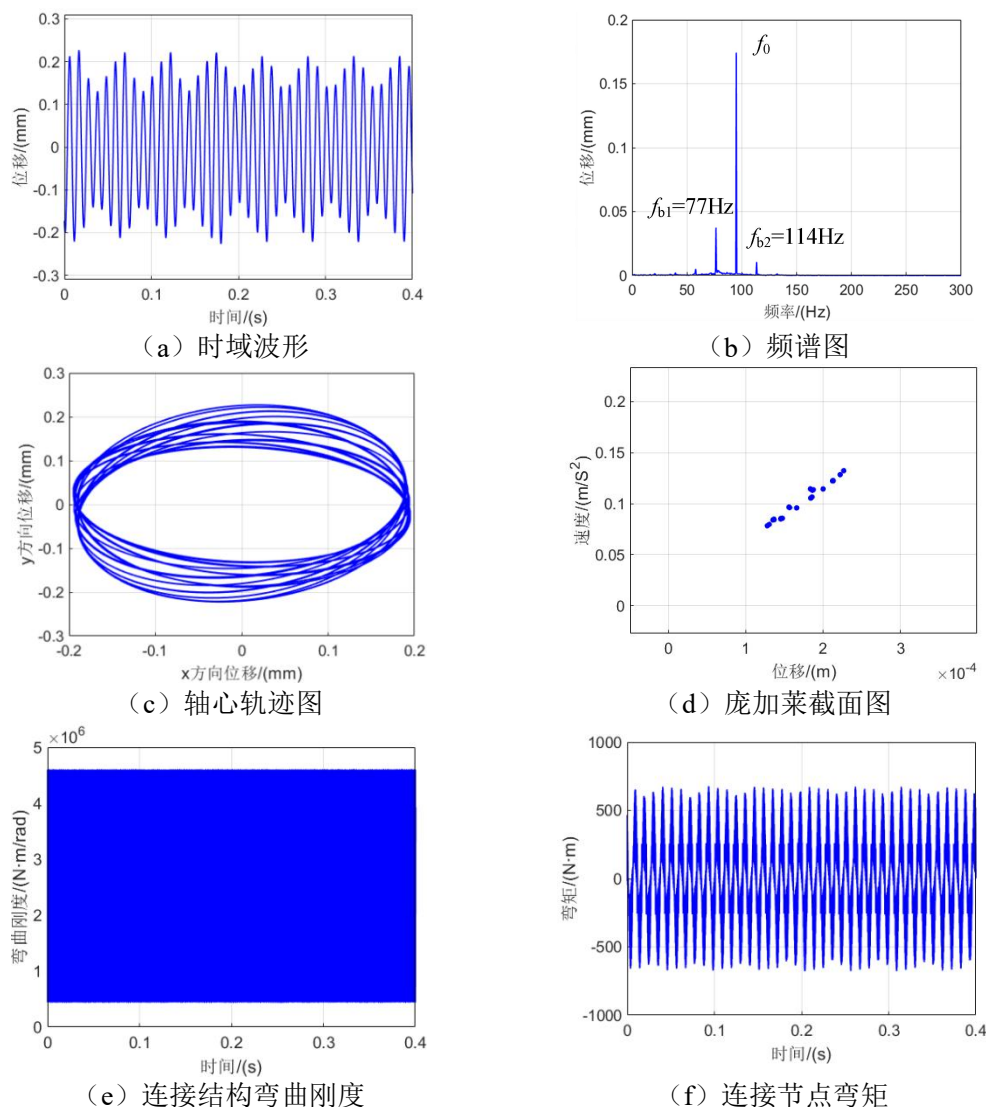


图 2.74 转子试验器振动响应 (5700r/min)

3.4.2 不平衡量对转子振动响应的影响

转子不平衡量是转子工作过程中的重要因素，转子不平衡量会影响连接结构的传递载荷，进而影响弯曲刚度非线性特征的激发。不同不平衡量下转子系统的振动响应如图 2.75 所示，振动响应分岔图如图 2.76 所示，从图中可以看出，在偏心量为 0.03mm 和 0.05mm 时，转子第一、二阶临界转速分别为 5200r/min 和 10700r/min，随着不平衡量增加，转子振动幅值增加，临界转速保持不变，在各个转速下，转子均呈现周期性振动；当转盘偏心量为 0.08mm 时，临界转速发生偏移，第一二阶临界转速分别为 4900r/min 和 10700r/min，并且在 5600~5780r/min 转速范围内出现准周期振动，转子振动位移突变，这说明弯曲刚度的非线性特征被激发；随着不平衡增大，准周期振动区域逐渐向后平移，发生位移突变所需

的转速增加，并且准周期振动的转速范围变窄；之后随着转子不平衡量进一步增大，转子位移突变区域消失，在各个转速下，转子重新回归周期性振动。总体而言，转子不平衡量主要影响弯曲刚度非线性特征的激发，进而影响准周期振动的转速范围。

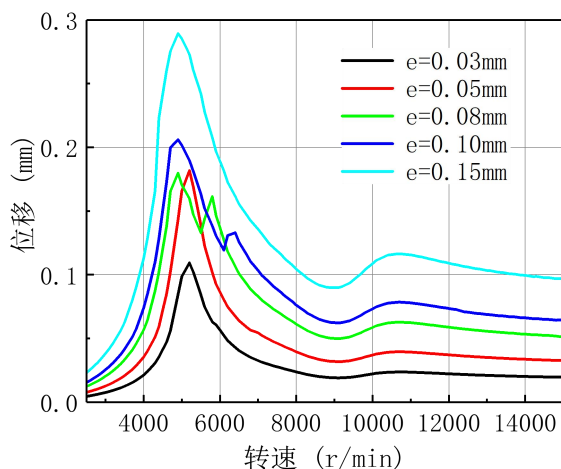


图 2.75 不同偏心距下的止口螺栓连接转子振动响应

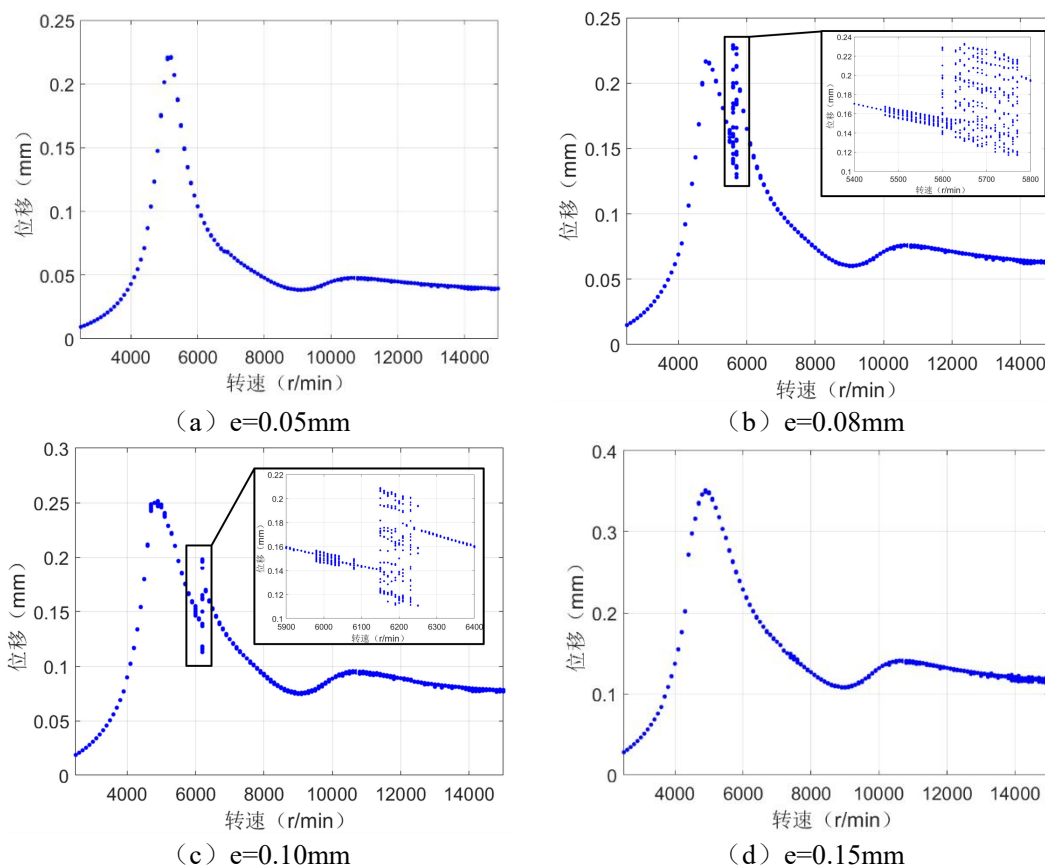


图 2.76 不同偏心距下止口螺栓连接结构振动响应分岔图

3.4.3 低刚度阶段弯曲刚度对转子振动响应的影响

止口螺栓连接结构的分度圆半径、法兰厚度、螺栓数量等结构参数以及止口紧度、螺栓预紧力等装配参数影响低刚度阶段的弯曲刚度 k_1 ，进而影响转子系统的动力特性。假设

转子圆盘偏心量为 0.10mm，低刚度阶段弯曲刚度 k_1 不同时，止口螺栓连接结构振动响应分岔图如图 2.77 所示。从图中可以看出，随着低刚度阶段弯曲刚度 k_1 的增加，转子第一阶临界转速有所增加，低刚度阶段弯曲刚度由 $1.14e^5\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ 增加至 $1.76e^6\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ 时，第一阶临界转速由 4900r/min 增加至 5100r/min。转子始终在 6250r/min 左右出现准周期振动，随着弯曲刚度 k_1 增加，准周期振动的转速范围不断增加，但准周期振动的剧烈程度不断降低，直至刚度增加至某一阈值，准周期振动消失，转子重新回归周期性振动。总体而言，低刚度阶段弯曲刚度一方面影响转子临界转速，另一方面通过影响弯曲刚度的非线性特征，进而影响转子准周期振动的剧烈程度。

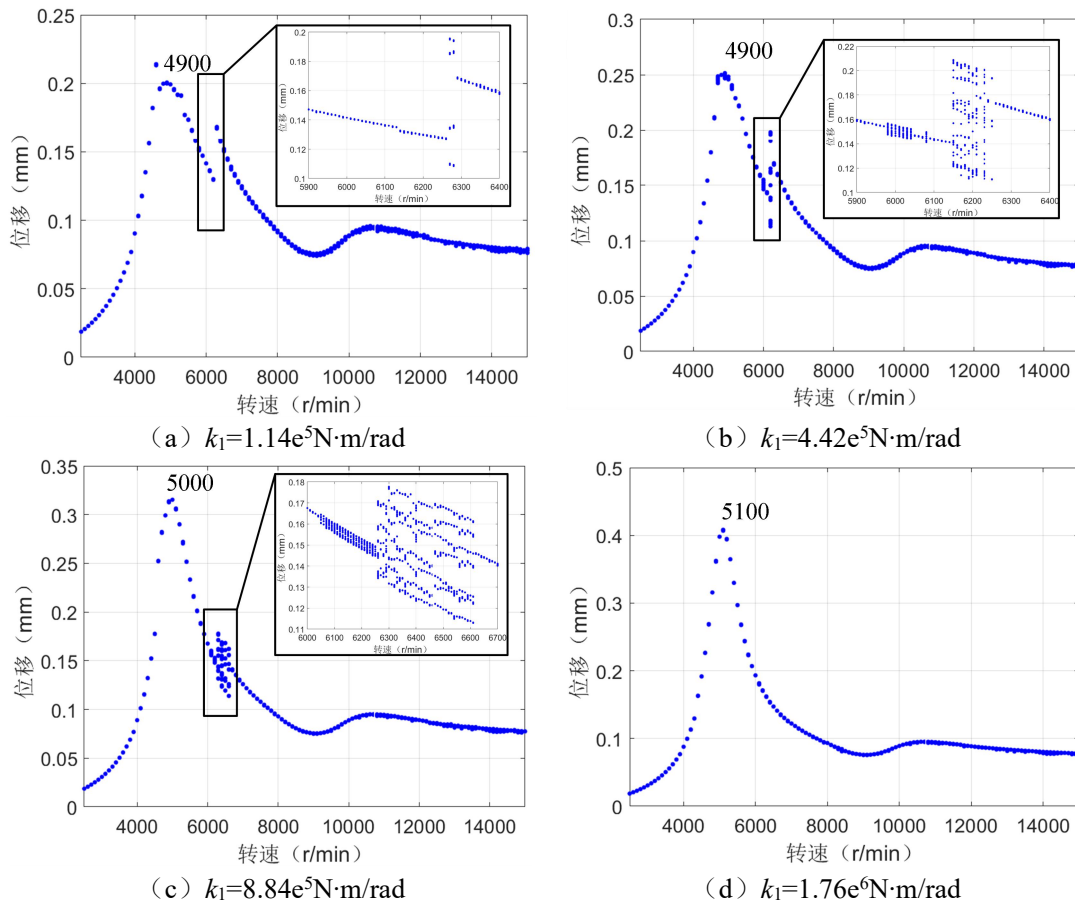


图 2.77 低刚度阶段弯曲刚度不同时止口螺栓连接结构振动响应分岔图

3.5 本章小结

本章根据止口螺栓连接结构不同载荷作用下的受力-变形特点，建立结构弯曲刚度和径向刚度的等效模型，通过实体有限元模型验证了等效模型的正确性。以多螺栓连接面的高压转子模拟试验器为研究对象，利用六自由度 Timoshenko 梁单元建立多螺栓连接面高压转子模拟试验器有限元模型，考虑止口螺栓连接结构的非线性刚度，通过 Newmark- β 数值积分方法计算含止口螺栓连接结构的转子系统振动响应，并分析不平衡量和低刚度阶段弯曲刚度对转子振动响应的影响。计算结果表明：在小不平衡量下，弯曲刚度的非线性特征尚未激发，转子振动响应为周期性振动，工作转速范围内共有两阶临界转速；在较大不平衡

量下，弯曲刚度的非线性特征被激发，在某一转速范围内，转子连接结构的弯曲刚度在低刚度阶段和高刚度阶段之间快速变化，使得转子振动响应呈现复杂的准周期运动，频谱图中出现较为明显的两个次谐波频率成分，临界转速偏移，振动幅值突增；转子不平衡量主要通过影响弯曲刚度非线性特征的激发影响转子振动响应，随着不平衡量增加，准周期振动区域向后平移，转速范围变窄；低刚度阶段弯曲刚度主要影响弯曲刚度非线性特征进而影响转子振动响应，随着低刚度阶段弯曲刚度降低，转子临界转速偏移，准周期振动的转速范围变窄，但转子准周期振动的剧烈程度增加。

第四章 转子不同心故障的仿真及试验研究

4.1 引言

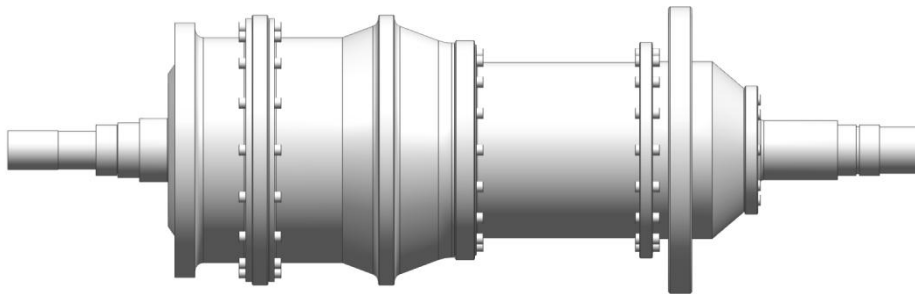
航空发动机高压转子通常含有多个止口螺栓连接结构，但转子装配偏差、转静碰摩、热变形等因素会造成转子连接界面滑移，使得转子各部件的惯性轴与转子旋转轴之间出现偏差，从而产生高压转子不同心故障。高压转子不同心故障会造成整机振动超限、轴承磨损等严重事故，但目前针对高压转子不同心故障的振动响应分析和试验研究较少，因此本章针对高压转子装配不同心故障，建立考虑端面偏差的转子接触有限元模型，仿真分析端面偏差下转子变形状态，在此基础上，建立高压转子不同心故障的力学模型，仿真计算不同心故障的振动响应，并通过高压转子模拟试验器的装配变形试验和振动响应试验，验证不同心故障仿真的正确性。

4.2 不同心故障下转子装配变形仿真分析

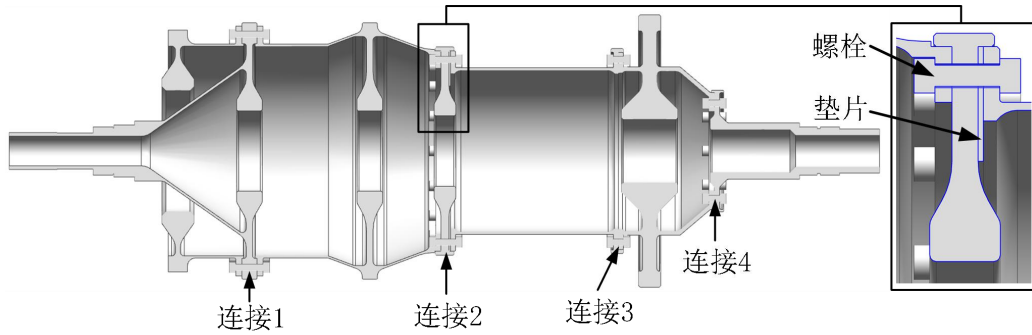
4.2.1 多螺栓连接面的转子试验器实体有限元模型

(1) 三维实体模型

由于多螺栓连接面的高压转子模拟试验器结构较为复杂，一些细小结构对试验器装配变形的仿真结果影响不大，但会导致有限元模型网格数量大大增加，大幅度增加计算时间，甚至引起计算发散，难以得到计算结果。因此对模型部分结构进行合理简化：省略小的凸台、凹槽、倒角、圆角、小孔等不规则结构；省略螺纹，并将螺帽与螺栓固结；轴承结构复杂，难以详细建模，在转子系统静力学分析中轴承仅起到固定作用，因此将轴承简化为轴承位置的固定约束。基于上述模型简化方法，采用三维建模软件 UG 建立高压转子模拟试验器三维实体模型，如图 2.78 所示，试验器前后共有四个止口螺栓连接结构，从右至左依次为连接 1、连接 2、连接 3 和连接 4，在连接 2 位置添加垫片，通过改变垫片的倾角来模拟连接 2 的端面偏差。



(a) 正视图



(b) 剖视图

图 2.78 多螺栓连接面的高压转子模拟试验器三维实体模型

(2) 有限元建模

利用 ANSYS Workbench 有限元分析软件建立多螺栓连接面的高压转子模拟试验器实体有限元模型，模型采用 SOLID187 四面体单元划分网格，有限元模型的总体网格尺寸为 10mm，在四个连接部位进行了局部网格加密，加密网格尺寸为 1.5mm，模型共有 489342 个单元，1097056 个节点。模型材料为 45#钢，基本材料属性为：弹性模量 $2.07 \times 10^5 \text{MPa}$ ，泊松比 0.3，密度 7800kg/m^3 。

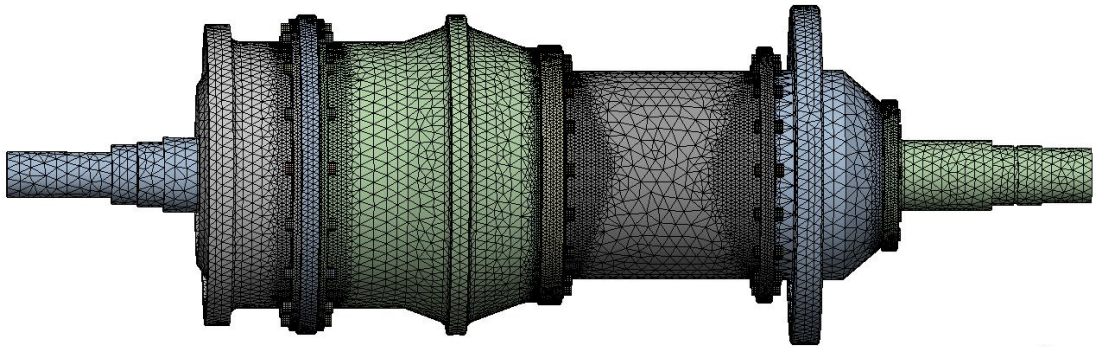


图 2.79 多螺栓连接面的高压转子模拟试验器有限元模型

试验器实体有限元模型载荷及约束示意图如图 2.80 所示，左右两侧轴承位置设置固定约束，前后四个止口螺栓连接位置通过 PRETS179 预紧力单元施加螺栓预紧力，螺栓预紧力根据 HB6125 标准设置为 10313N，前后共有 22 组接触面，接触面采用 CONTA174 和 TARGE170 单元建立接触对，接触类型选择摩擦接触，摩擦系数为 0.15，止口位置接触面 offset 选项设置为 0.04mm，以模拟止口区域的过盈配合，最终通过提取轴心线上节点的位移，来计算整个转子的变形情况。

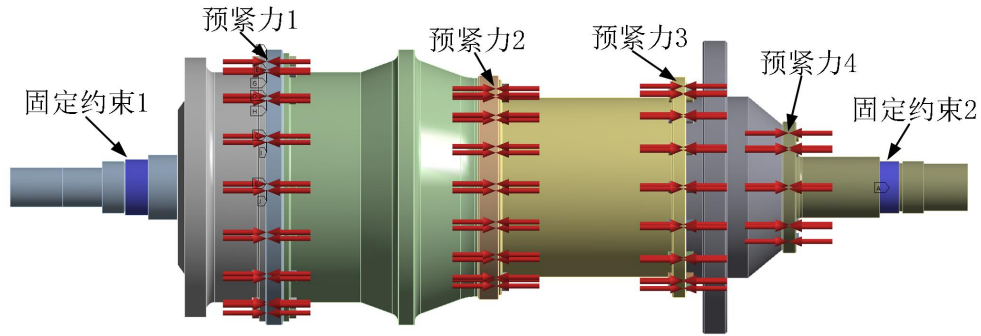


图 2.80 高压转子模拟试验器载荷及约束设置示意图

4.2.2 不同心故障下转子装配变形有限元分析

在多螺栓连接面高压转子模拟试验器的连接 2 位置加入端面偏差为 1mm 的垫片，设置螺栓预紧力大小为 10313N，利用 ANSYS Workbench 仿真计算 1mm 端面偏差下高压转子的结构变形情况，如图 2.81 所示，提取轴心线节点的径向位移，并按照节点的轴向位置绘制轴心线变形图如图 2.82 所示，通过放大后的变形剖面图和轴心线变形图，可以明显的看出在 1mm 的端面偏差下，高压转子模拟试验器整体发生了较为明显的变形，整体呈锥形，加入垫片的 B 点径向偏差最大，最大径向偏差为 0.6383mm。从轴心线变形图可以看出，转子在 A 点和 C 点发生弯曲变形，其中 A 点位于高压转子锥形鼓筒前端，此处刚性较弱，B 点位于止口螺栓连接面 4，由于螺栓数量较小，连接刚度较弱，螺栓连接面发生分离，A 点和 C 点前后轴心线均为直线，表明高压转子各部位的整体刚度较高，未发生弯曲变形。在 1mm 端面偏差下，前后各个连接面的接触状态如图 2.83 所示，仿真结果表明在 10313N 螺栓预紧力作用下，端面偏差施加位置，即螺栓连接面 2 达到了较好的贴合效果，螺栓连接面 1 和螺栓连接面 3 接触状态良好，螺栓连接面 4 发生分离，这与 C 点径向偏差发生变化相对应。

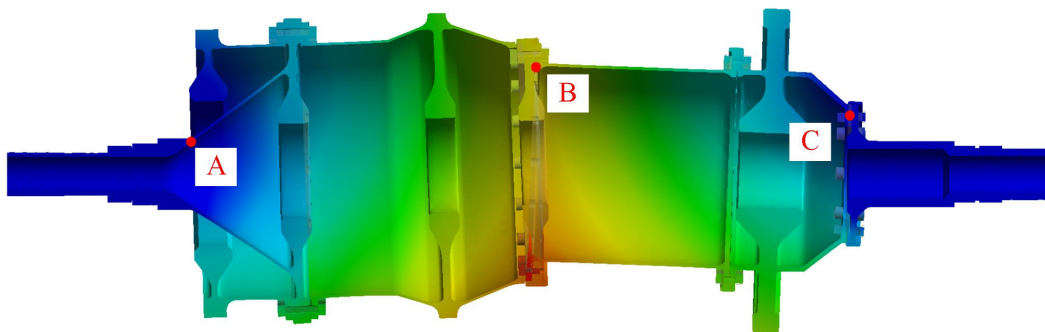


图 2.81 1mm 端面偏差下高压转子模拟试验器装配变形剖面图（放大 20 倍）

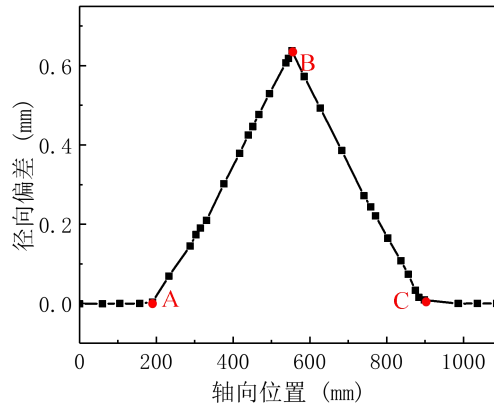


图 2.82 1mm 端面偏差下高压转子模拟试验器转子轴心线变形图

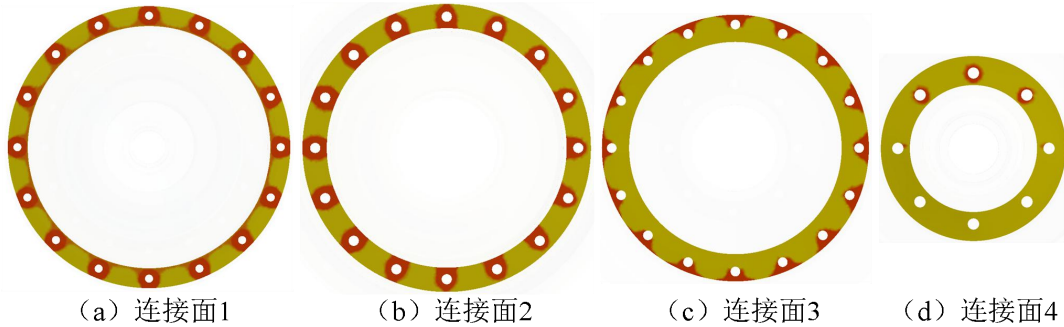


图 2.83 1mm 端面偏差下螺栓连接面接触状态

4.2.3 特征参数影响规律分析

(1) 端面偏差

保持螺栓预紧力大小为 10313N，分别进行 0.5mm、1.0mm、1.5mm 和 2mm 的端面偏差仿真计算，提取不同端面偏差下的计算结果，绘制不同端面偏差下的轴心线变形图，如图 2.84 所示。从图中可以看出，随着端面偏差不断增大，高压转子模拟试验器的径向偏差不断增大，轴心线的变形也愈发明显，转子的不同心度不断增加。0.5mm、1.0mm、1.5mm 和 2.0mm 端面偏差下，转子径向跳动最大值分别为 0.3177mm、0.6383mm、0.9135mm 和 1.2181mm，转子最大径向跳动值与端面偏差基本呈线性关系，这表明在不同端面偏差下，连接面 2 均保持较好的贴合状态，主要变形部位依旧集中于锥形鼓筒前端和螺栓连接面 4。

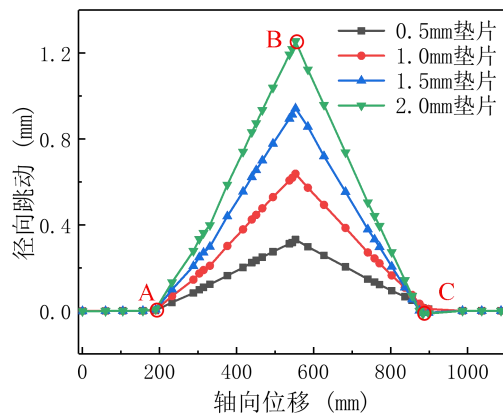


图 2.84 不同垫片倾角时转子轴心线变形图

(2) 螺栓预紧力

高压转子模拟试验器转子的螺栓为 M8 螺栓，表 2.10 所示为普通螺母的拧紧力矩标准。根据拧紧力矩和预紧力的换算公式，M8 螺栓最大拧紧力矩 19.3N·m 对应的螺栓预紧力为 12063N，最小拧紧力矩 14.1N·m 对应的螺栓预紧力为 8813N，中位数拧紧力矩 16.7N·m 对应的螺栓预紧力为 10313N，除此之外选取螺栓预紧力标准范围外的数个螺栓预紧力 4000N、6000N 和 12000N 进行仿真计算，对比分析螺栓预紧力对转子装配变形的影响规律。

表 2.10 普通螺母的拧紧力矩标准

螺纹代号	拧紧力矩值/(N·m)	
	max	min
M5	4.8	3.5
M6	8.3	6.1
M8	19.3	14.1
M10	37.5	27.3

保持端面偏差为 1mm，改变螺栓预紧力大小，得到不同预紧力下的转子轴心线变形图，如图 2.85 所示。从图中可以看出，端面偏差一定时，转子的径向偏差随预紧力增加基本保持不变，这表明在不同预紧力下，连接面 1、连接面 2 和连接面 3 均保持较好的贴合状态。连接面 4 (C 点) 处的径向偏差随着预紧力减小略微增加，原因是预紧力较小时，螺栓连接 4 发生较为明显的分离与变形，使得右侧转子向上翘曲。总体而言，螺栓预紧力对转子装配变形影响不大。

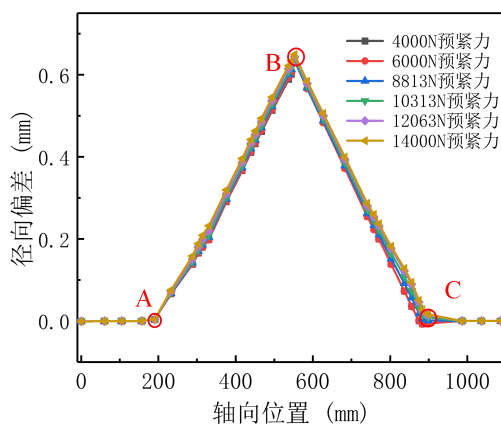


图 2.85 不同预紧力下高压转子模拟试验器轴心线变形图

3) 螺栓数量

保持垫片倾角为 1mm，螺栓预紧力为 10313N，改变连接处螺栓数量，讨论螺栓数量对转子装配变形的影响规律。螺栓数量选择为 16 个、8 个和 4 个，仿真计算轴心线的径向位移情况，得到不同螺栓数量下的转子轴心线变形图，如图 2.86 所示。由图可看出，在垫片倾角和预紧力大小不变的情况下，当螺栓数量不断减少时，转子的径向偏差不断减小，螺栓数量为 16 个、8 个和 4 个时，B 点的径向位移分别为 0.6383mm、0.5705mm 和 0.5062mm，这表明随着螺栓数量减小，连接面 2 的接触状态变差，连接面不能完全贴合，致使转子轴心线的径向偏差减小。同时，随着螺栓数量减小，转子轴心线在 D 点出现拐点，

D 点位置对应于连接面 1，这表明，随着螺栓数量减小，连接面 1 也逐渐发生分离。

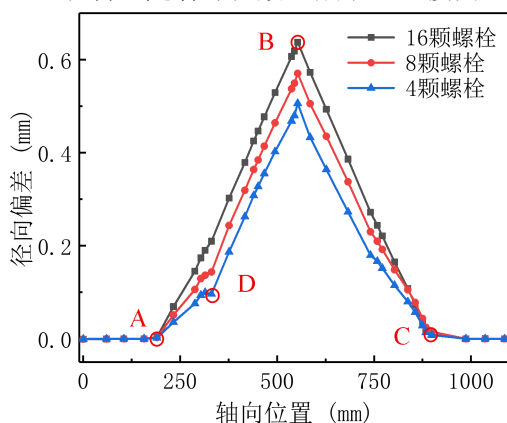


图 2.86 不同螺栓数量下高压转子模拟试验器轴心线变形图

4.3 不同心故障下转子装配变形试验研究

4.3.1 不同心故障下转子装配变形模拟试验

(1) 试验目的

基于多螺栓连接面的高压转子模拟试验器进行转子不同心故障的装配变形模拟试验，研究端面偏差下转子系统的变形状态，为转子不同心故障振动响应仿真分析提供数据基础。

(2) 试验系统及试验设备

不同心故障下转子装配变形模拟试验现场如图 2.87 所示，该转子试验器通过尼龙绳式联轴器与电动机相连，避免了电机轴和试验器转子不对中引起的振动响应。试验器由多段鼓筒结构构成，前后共有 4 个止口螺栓连接结构，其左右两端分别由支承 1 和支承 2 固定，支承 1 为圆柱滚子轴承，支承 2 为深沟球轴承。连接 2 位置装有垫片，可以通过更换不同倾角的垫片，如图 2.88 所示，模拟不同程度的不同心故障。

测试系统包括传感器系统和数据采集系统。传感器系统包括千分表、E004 型电涡流位移传感器和 RL-1 型光电传感器。千分表和电涡流位移传感器主要用于测量振动位移，光电传感器通过测量反光片的键相信号测量转速。数据采集系统包括计算机、NI 数据采集模块以及旋转机械故障智能诊断软件 RFIDS，该软件主要用于采集和分析转子系统的振动信号。

信号采集点布置方案如图 2.89 所示，支承 1 右侧旋转轴、连接 4 和连接 3 之间鼓筒、连接 3 和连接 2 之间鼓筒、连接 2 和连接 1 之间鼓筒、连接 1 右侧悬臂鼓筒处分别布置有位移测点 1~5；在静止状态下，分别在测点 1~5 安装千分表，缓慢旋转转子，通过转子一周的位移变化计算径向偏差；旋转状态下，测点 1~5 安装有非接触式的电涡流位移传感器，获得的振动位移信号通过前置放大器进行放大，再通过数据采集器进行采集，最终输出到计算机端。尼龙绳式联轴器上贴有反光膜，利用光电传感器测量转子转速，信号经过数据采集器采集后输出到计算机端。

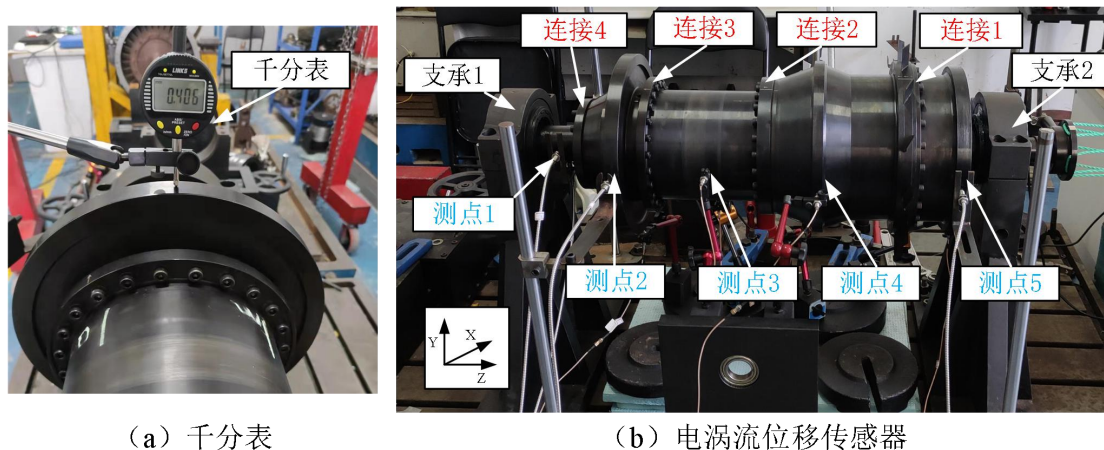


图 2.87 转子不同心故障装配变形模拟试验现场图



图 2.88 转子试验器垫片装配现场图

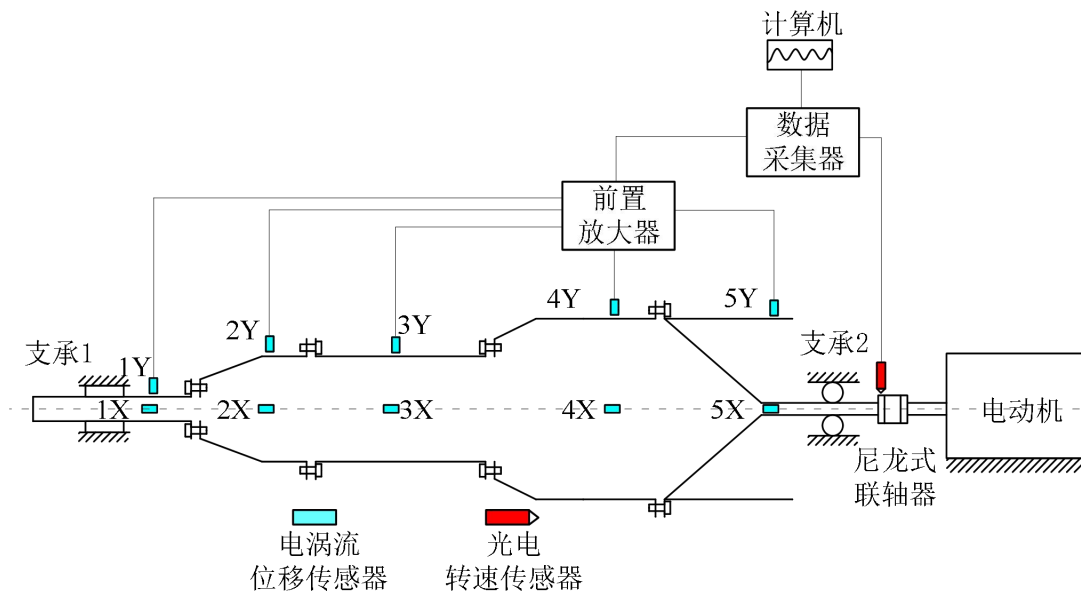


图 2.89 信号采集测点布置方案示意图

(3) 试验方案

不同心故障下转子装配变形模拟试验主要试验步骤为：试验器未加垫片时，默认转子试验器处于同心状态，视为不同心工况 1；缓慢旋转转子，通过千分表测量转子一周的径向变化值，以此获取前后五个测点的径向偏差；由于极低转速下，转子的振动响应很小，

其振动位移幅值可视为测点处的径向偏差，因此将转子转速调至 500r/min，通过电涡流位移传感器测量前后五个测点的振动位移，记录数据；在连接 2 位置更换带有倾角的垫片，记为不同心工况 2，同样进行静态千分表测量和低转速下电涡流位移传感器测量，记录数据；之后重复上述过程，直至完成所有工况。转子装配变形模拟试验的试验工况如表 2.11 所示，主要包括四种试验工况，端面偏差分别为 0mm、0.1mm、1.0mm 和 2.0mm。

表 2.11 转子不同心模拟试验试验工况

工况编号	1	2	3	4
端面偏差/ (mm)	0	0.1	1.0	2.0

4.3.2 不同心故障下转子装配变形试验结果分析

(1) 同心状态

在试验器未加垫片时，通过千分表测量前后五个测点的径向偏差大小，然后通过电涡流位移传感器测量转子转速 500r/min 时各测点的振动位移幅值，即为转子径向偏差。表 2.12 为电涡流位移传感器和千分表的径向偏差测量结果，根据各个测点的轴向位置绘制转子轴心线变形图，如图 2.90 所示，由表 2.12 和图 2.90 可以看出，电涡流位移传感器和千分表的径向偏差测量结果基本相同，这表明两种测试方式获得的转子径向偏差准确有效，电涡流位移传感器和千分表均在测点 3 处测出最大径向偏差，测量结果分别为 0.0456mm 和 0.0435mm。总体来说转子整体径向偏差较小，表明转子处于相对同心状态。

表 2.12 同心状态各测点径向偏差

	径向偏差/ (mm)				
	测点 1	测点 2	测点 3	测点 4	测点 5
电涡流位移传感器	0.0233	0.0344	0.0456	0.0333	0.0249
千分表	0.0235	0.03	0.0435	0.0390	0.024

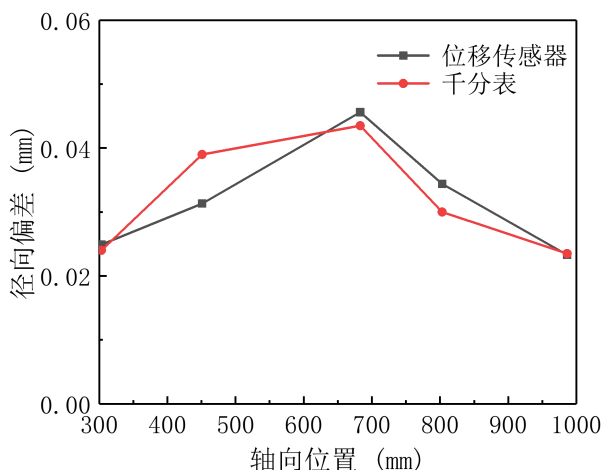


图 2.90 同心状态高压转子模拟试验器轴心线变形图

(2) 0.1mm 端面偏差

更换 0.1mm 端面偏差的垫片后，电涡流位移传感器、千分表和有限元仿真获得的转子

各测点径向偏差如表 2.13 所示, 根据各测点的轴向位置绘制转子轴心线变形如图 2.91 所示, 由表 2.13 和图 2.91 可以看出, 电涡流位移传感器和千分表的测量结果相近, 两种测量方式均在测点 4 测出最大径向偏差, 电涡流位移传感器测出的最大径向偏差为 0.0662mm, 千分表测出的最大径向偏差为 0.0705mm, 两者相近, 进一步证明了两种测量方式径向偏差测量结果的准确有效。相对于同心状态, 转子的轴心线进一步变形, 测点 1~4 的径向偏差均增大。同时由图 2.91 可以看出, 试验与仿真结果的径向偏差变化规律基本一致, 均在测点 4 (轴向坐标 451mm) 出现最大径向偏差, 总体而言有限元仿真结果略小于试验结果, 主要是因为同心状态存在一定的初始端面偏差。

表 2.13 0.1mm 端面偏差下各测点径向偏差

	径向偏差/(mm)				
	测点 1	测点 2	测点 3	测点 4	测点 5
电涡流位移传感器	0.0304	0.0335	0.0475	0.0662	0.0171
千分表	0.0350	0.0410	0.0605	0.0705	0.0175
有限元仿真	0.0017	0.0183	0.0429	0.0496	0.0193

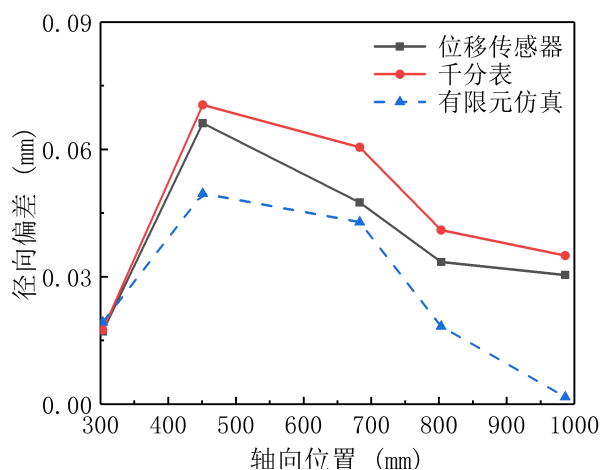


图 2.91 0.1mm 端面偏差下高压转子模拟试验器轴心线变形图

(3) 1.0 mm 端面偏差

更换 1.0mm 端面偏差的垫片, 采用上述相同方法进行装配变形模拟试验, 表 2.14 为电涡流位移传感器、千分表和有限元仿真的径向偏差结果, 图 2.92 为转子轴心线径向变形图, 由表 2.14 和图 2.92 可以看出, 电涡流位移传感器和千分表的测量结果相近, 两者均在测点 4 出现最大径向偏差, 分别为 0.6750mm 和 0.8437mm, 相对于 0.1mm 端面偏差状态, 径向偏差大幅度增加, 增大约 10 倍左右, 基本与端面偏差大小呈线性关系, 这与转子装配变形的仿真规律基本一致。同时由图 2.92 可以看出, 试验与仿真结果的径向偏差数值基本一致, 两者均在测点 4 (轴向坐标 451mm) 出现最大径向偏差, 有限元仿真结果最大径向偏差为 0.4962mm, 略小于试验结果。

表 2.14 1.0mm 端面偏差下各测点径向偏差

	径向偏差/ (mm)				
	测点 1	测点 2	测点 3	测点 4	测点 5
电涡流位移传感器	0.0800	0.2340	0.5020	0.6750	0.0790
千分表	0.1000	0.2925	0.6275	0.8437	0.0988
有限元仿真	0.0169	0.1831	0.4289	0.4962	0.1931

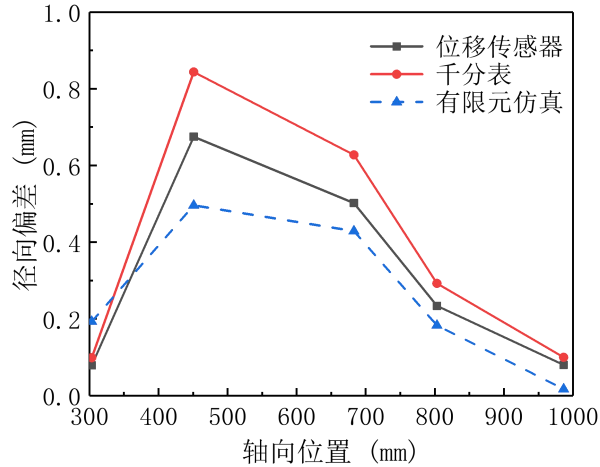


图 2.92 1.0mm 端面偏差下高压转子模拟试验器轴心线变形图

(4) 2.0mm 端面偏差

更换 2.0mm 端面偏差的垫片，进行转子不同心故障装配变形模拟试验，电涡流位移传感器、千分表和有限元仿真获得的径向偏差如表 2.15 所示，按照测点的轴向位置绘制轴心线变形图如图 2.93 所示，由表 2.15 和图 2.93 可以看出，电涡流位移传感器和千分表的测量结果相近，以电涡流位移传感器的径向偏差为例，最大径向偏差出现在测点 3 和测点 4，两者数值相近，分别为 1.7313mm 和 1.6963mm，与 1.0mm 端面偏差结果相比大概增大两倍，与 0.1mm 端面偏差计算结果相比大概增大二十倍，这表明径向偏差大小基本与端面偏差呈线性关系。同时由图 2.93 可以看出，试验与仿真结果的径向偏差变化规律基本一致，总体而言，有限元仿真结果略小于试验结果。

表 2.15 2.0mm 端面偏差下各测点径向偏差

	径向偏差/ (mm)				
	测点 1	测点 2	测点 3	测点 4	测点 5
电涡流位移传感器	0.2860	0.7620	1.3850	1.3570	0.3210
千分表	0.3575	0.9525	1.7313	1.6963	0.4013
有限元仿真	0.0208	0.3794	1.0239	1.2134	0.4634

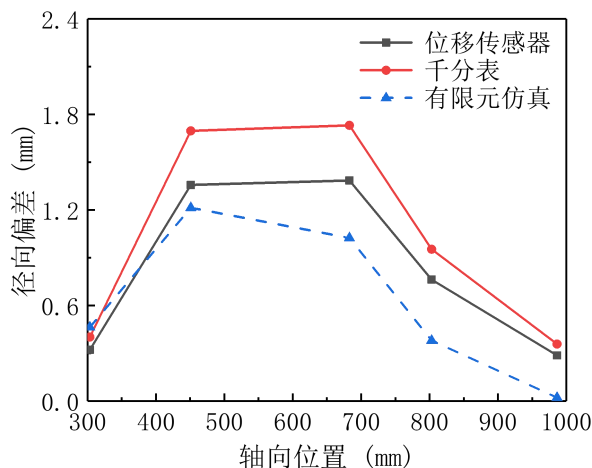


图 2.93 2.0mm 端面偏差下高压转子模拟试验器轴心线变形图

4.4 转子不同心故障振动响应仿真分析及试验验证

4.4.1 不同心故障力学模型

转子装配不同心故障如图 2.94 所示，由于连接面的端面偏差，左侧鼓筒和右侧鼓筒的几何中心连线与旋转中心线存在偏差，导致转子旋转过程中存在与转子同步旋转的不平衡激励力和弯曲激励力。同时止口螺栓连接结构左右两侧的鼓筒轴心线存在角度偏差 α ，导致连接结构产生类似于角度不对中的联轴器附加激励力。考虑上述两类附加载荷，在 3.3 节转子动力学模型的基础上，建立考虑不同心故障的转子动力学模型，其运动微分方程可表示为：

$$\begin{cases} \mathbf{M}_1 \ddot{\mathbf{q}}_1 + (\mathbf{C}_1 - \omega \mathbf{G}_1) \dot{\mathbf{q}}_1 + \mathbf{K}_1 \mathbf{q}_1 = \mathbf{Q}_{b1} + \mathbf{Q}_{s1} + \mathbf{Q}_{m1} \\ \mathbf{M}_2 \ddot{\mathbf{q}}_2 + (\mathbf{C}_2 - \omega \mathbf{G}_2) \dot{\mathbf{q}}_2 + \mathbf{K}_2 \mathbf{q}_2 = \mathbf{Q}_{b2} + \mathbf{Q}_{s2} + \mathbf{Q}_{m2} \end{cases} \quad (4-1)$$

其中 \mathbf{M}_1 和 \mathbf{M}_2 为左侧鼓筒和右侧鼓筒的质量矩阵； \mathbf{K}_1 和 \mathbf{K}_2 为左侧鼓筒和右侧鼓筒的刚度矩阵； \mathbf{G}_1 和 \mathbf{G}_2 为左侧鼓筒和右侧鼓筒的陀螺矩阵； \mathbf{C}_1 和 \mathbf{C}_2 为左侧鼓筒和右侧鼓筒的阻尼矩阵，转子系统采用比例阻尼，即 $\mathbf{C} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K}$ ，其中 α 和 β 为阻尼系数； ω 为转子转速； \mathbf{q}_1 、 $\dot{\mathbf{q}}_1$ 、 $\ddot{\mathbf{q}}_1$ 和 \mathbf{q}_2 、 $\dot{\mathbf{q}}_2$ 、 $\ddot{\mathbf{q}}_2$ 分别为左侧鼓筒节点和右侧鼓筒节点的位移、速度和加速度向量； \mathbf{Q}_{b1} 和 \mathbf{Q}_{b2} 为联轴器左端和右端转子相对运动产生的附加激励力， \mathbf{Q}_{s1} 和 \mathbf{Q}_{s2} 为左

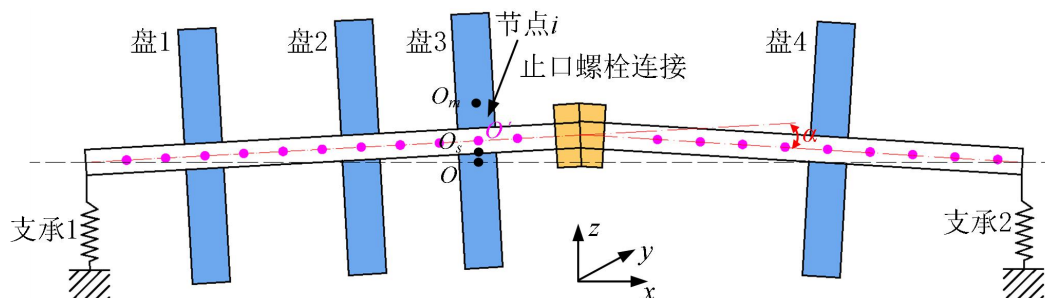


图 2.94 转子不同心故障示意图

侧鼓筒和右侧鼓筒不同心故障引起的附加激励力，包括不平衡激励力与弯曲激励力两部分， \mathbf{Q}_{m1} 和 \mathbf{Q}_{m2} 为不同心故障引起的连接结构附加激励力。

左侧鼓筒存在装配不同心故障时，其初始径向弯曲量为 \mathbf{b}_1 ，转盘质心偏移量为 δ_1 ，两者均为 114×1 的列向量（左侧鼓筒共有19个节点，每个节点的自由度为6）。以节点 i 为例，当其存在径向弯曲和质量偏心时，节点 i 所在圆盘的位置示意图如图2.95所示，其中 O 为旋转中心， O_s 为由于初始弯曲导致旋转中心 O 偏离后的几何中心， O' 为圆盘涡动状态的几何中心， O_m 为圆盘质心，矢量 OO_s 为节点 i 的径向偏移量，其在 y 方向和 z 方向的投影分别为 b_{yi} 和 b_{zi} ，则当节点 i 存在初始弯曲时，初始弯曲量 \mathbf{b}_1 可表示为：

$$\mathbf{b}_1 = \left\{ 0 \cdots 0 \overbrace{b_{yi} \ b_{zi}}^{i\text{号节点自由度}} 0 \ 0 \ 0 \cdots 0 \right\}^T \quad (4-2)$$

矢量 $O'O_m$ 为节点 i 的质量偏心量，其在 y 方向和 z 方向的投影分别 δ_{yi} 和 δ_{zi} ，则当节点 i 存在质量偏心时，初始弯曲量 δ_1 可表示为：

$$\delta_1 = \left\{ 0 \cdots 0 \overbrace{\delta_{yi} \ \delta_{zi}}^{i\text{号节点自由度}} 0 \ 0 \ 0 \cdots 0 \right\}^T \quad (4-3)$$

转子初始弯曲量 \mathbf{b}_1 所引起的载荷为与转子同步旋转的激励力 $\mathbf{K}_1\mathbf{b}_1$ ，轮盘质量偏心量 δ_1 所引起的附加不平衡激励力为 $\mathbf{M}_1\delta_1\omega^2$ ，所以左侧鼓筒的不同心故障引起的附加激励力 \mathbf{Q}_{s1} 可表示为：

$$\mathbf{Q}_{s1} = \mathbf{K}_1\mathbf{b}_1 + \mathbf{M}_1\delta_1\omega^2 \quad (4-4)$$

同理可得右侧鼓筒的不同心故障引发的附加激励力 \mathbf{Q}_{s2} 为：

$$\mathbf{Q}_{s2} = \mathbf{K}_2\mathbf{b}_2 + \mathbf{M}_2\delta_2\omega^2 \quad (4-5)$$

其中 \mathbf{b}_2 为右侧鼓筒的初始弯曲量， δ_2 为右侧鼓筒的转盘质心偏移量，右侧鼓筒共有17个节点，每个节点的自由度为6，所以 \mathbf{b}_2 和 δ_2 均为 102×1 的列向量。

参考文献[83]设置螺栓连接面角度偏差的附加激励力，针对于螺栓连接结构的角偏差，其简化模型主要考虑一下三种不确定性因素：

①螺栓的周向位置不均匀

如图2.96所示， t 时刻螺栓 i 的周向位置可表示为：

$$\phi_i(t) = \frac{(i-1) \times 2\pi}{N} + \phi_0 + \omega t + r_i \times \left(\frac{\Delta_{\text{Deg}} \pi}{180} \right) \quad (i=1, 2, \dots, N) \quad (4-6)$$

式中 N 为连接对数目， ϕ_0 为初始角度不对中的周向位置， Δ_{Deg} 为周向位置的离散角度， r_i 为-1至1的随机数，其中离散角度 Δ_{Deg} 和随机数 r_i 用来模拟周向位置分布的不均匀性。

②螺栓的轴向刚度不同

由于装配和制造误差，周向各个螺栓的连接刚度存在一定的差异，因此引入刚度离散系数 ξ 表征螺栓轴向刚度的差异性，即第 i 个螺栓连接的轴向刚度为：

$$k_{ai} = (1 + \xi \times r_i) \times k_a \quad (4-7)$$

式中 k_a 螺栓平均轴向刚度, r_i 为-1 至 1 的随机数。

③螺栓刚度非线性特征

螺栓的轴向刚度在一定程度上与硬弹簧类似, 因此在仿真过程中, 模拟螺栓与硬弹簧类似的非线性刚度特性, 将第 i 个螺栓的非线性轴向力表示为:

$$F_{xi} = k_a \delta_{ai} + \varepsilon \delta_{ai}^3 \quad (4-8)$$

式中 δ_{ai} 为螺栓两侧节点的轴向相对位移, ε 为非线性因子。

考虑上述三种非线性因素, 推导螺栓连接面角度偏差引发的附加激励力。在 t 时刻, 连接面的角度偏差为 θ , 螺栓的作用半径为 R_b , 第 i 个螺栓的轴向变形量 δ_{ai} 可表示为:

$$\delta_{ai}(t) = -R_b \sin \theta \cos \phi_i(t) \quad (4-9)$$

带入式 (4-8) 即可得第 i 个螺栓的轴向力:

$$F_{xi}(t) = k_{ai} \delta_{ai}(t) + \varepsilon \delta_{ai}^3(t) \quad (4-10)$$

第 i 个螺栓绕 y 轴和 z 轴的力矩为:

$$\begin{cases} M_{yi}(t) = F_{xi}(t) R_b \sin \phi_i(t) \\ M_{zi}(t) = -F_{xi}(t) R_b \cos \phi_i(t) \end{cases} \quad (4-11)$$

所以 t 时刻左侧螺栓连接面的附加激励力为:

$$\begin{cases} F_x^m = \sum_{i=1}^N F_{xi}(t) \\ M_y^m = \sum_{i=1}^N M_{yi}(t) \\ M_z^m = \sum_{i=1}^N M_{zi}(t) \end{cases} \quad (4-12)$$

显然, 作用于右侧螺栓连接面的附加激励力为式 (4-12) 的反力。

由于螺栓连接结构连接左侧鼓筒的 19 号节点和右侧鼓筒的 1 号节点, 所以左侧鼓筒和右侧鼓筒由于连接界面角度偏差而产生的附加激励力 \mathbf{Q}_{m1} 和 \mathbf{Q}_{m2} 可表示为:

$$\mathbf{Q}_{m1} = \left\{ 0 \quad \cdots \quad \overbrace{F_x^m \quad 0 \quad 0 \quad 0}^{19号节点自由度} \quad M_y^m \quad M_z^m \right\}^T \quad (4-13)$$

$$\mathbf{Q}_{m2} = \left\{ \overbrace{-F_x^m \quad 0 \quad 0 \quad 0}^{1号节点自由度} \quad -M_y^m \quad -M_z^m \quad \cdots \quad 0 \right\}^T \quad (4-14)$$

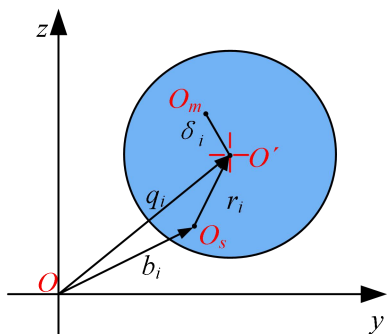


图 2.95 转盘位置示意图

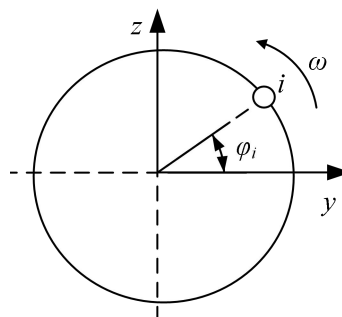


图 2.96 连接对周向位置示意图

4.4.2 不同心故障振动响应仿真分析与试验验证

根据 4.3 节同心状态和 0.1mm 端面偏差下径向跳动的试验测量结果，利用上述不同心故障力学模型和 3.3 节的转子梁单元有限元模型，采用数值积分方法，进行转子不同心故障的振动响应仿真分析。在数值仿真时，选取 2000r/min、3000r/min 和 4000r/min 三个特征转速，数值积分方法为 Newmark- β 算法，其中参数 $\gamma=1/2$ ， $\beta=1/4$ ，考虑螺栓周向位置不均匀和螺栓轴向刚度不同两个不确定性因素，设置角度离散系数为 1.5° ，连接对刚度离散系数为 0.15，计算总时间为 2s，积分时间步长取 $1e-5s$ 。

同时基于多螺栓连接面高压转子模拟试验器开展不同心故障振动响应模拟试验，测量不同心故障下转子系统振动响应的时、频域信号，验证转子不同心故障力学模型的正确性。具体试验方案为：在不同心工况 1，试验器未加垫片时，将转子试验器依次升速至 2000r/min、3000r/min 和 4000r/min，测量定转速下测点 1~5 的振动位移；更换带有倾角的垫片，记为不同心工况 2，同样完成上述特征转速下的振动信号测量，记录数据；之后重复上述过程，直至完成所有工况。转子不同心故障振动响应试验的试验工况与转子装配变形的试验工况相同，如表 2.11 所示，由于在工况 3 和工况 4 时，转子不同心量过大，振动幅值超出安全要求，因此不进行较高转速的振动响应试验。选取工况 1 和工况 2 两种工作状态，进行不同心故障振动响应模拟试验。

转子不同心故障振动响应仿真结果与试验结果如下所示：

(1) 同心状态

① 转速 2000r/min

同心状态下，转子转速为 2000r/min 时，前后各测点振动响应的仿真与试验结果如图 2.97 所示。从试验结果可以看出，在转速为 2000r/min 时，测点 3 的振动位移最大，振动位移幅值约为 0.0272mm，测点 1 的振动位移幅值最小，振动位移幅值约为 0.0095mm，转子前后各个测点的振动信号主要以一倍频为主，包含较小的二倍频和四倍频特征。仿真信号只存在一倍频特征，与试验结果的频谱相吻合，同时振动幅值与试验结果相近，这表明转子初始不平衡量的设置有效模拟了转子试验器的初始不平衡状态。总体来看，转子前后各个测点的振动位移幅值较小，这表明转子的不平衡量较小，转子总体保持较好的同心度。

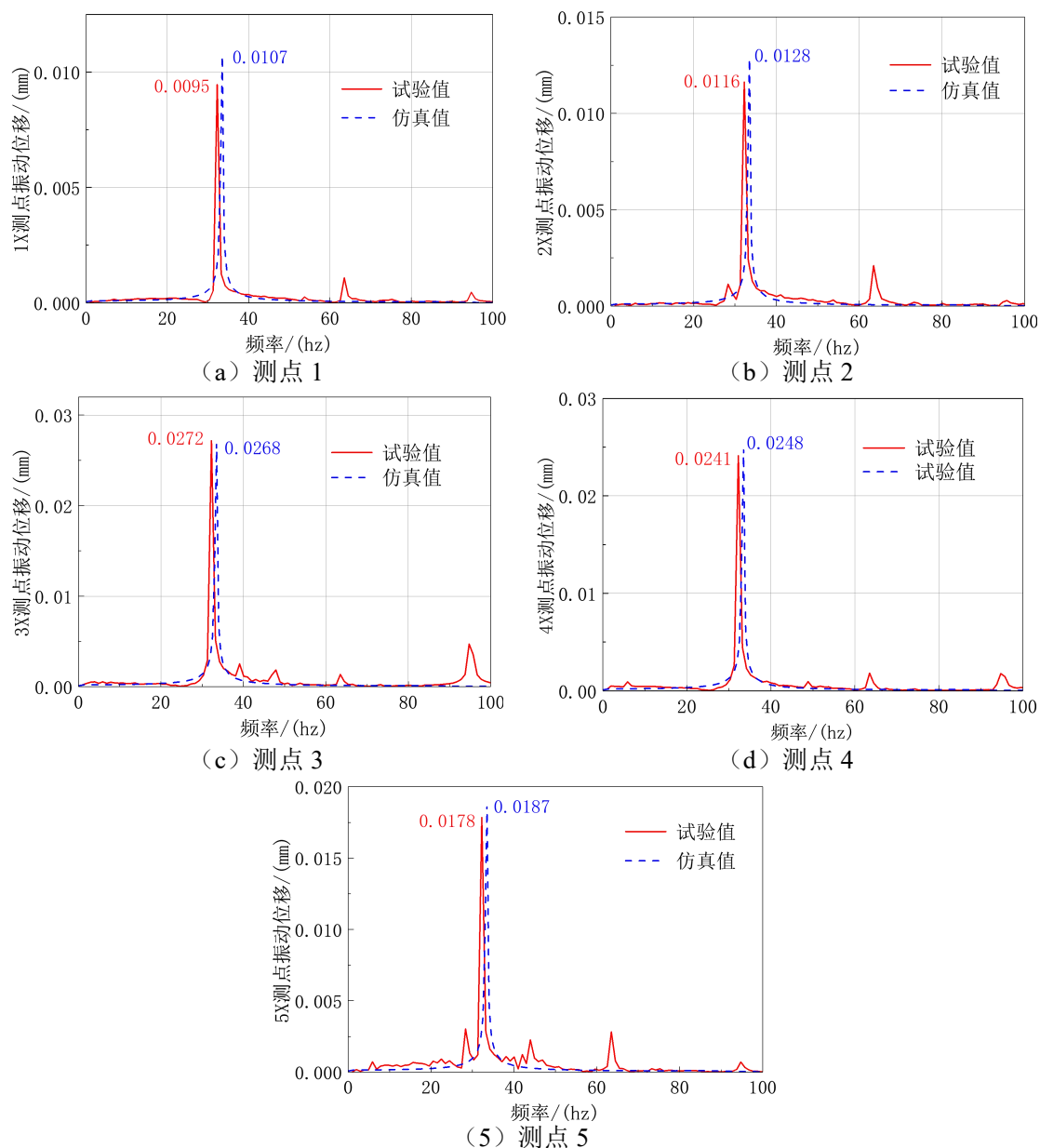


图 2.97 同心状态下各测点振动响应的频谱图 (转速 2000r/min)

②转速 3000r/min

同心状态下, 转子转速为 3000r/min 时, 前后各个测点振动响应频谱图的仿真结果与试验结果如图 2.98 所示。从试验结果可以看出, 测点 3 的振动位移最大, 振幅约为 0.0373mm, 测点 1 的振动位移最小, 振幅约为 0.0136mm, 各个测点的振动响应主要以一倍频为主, 包含较小的二倍频特征, 相比于转速 2000r/min 时的转子振动响应, 除了测点 5 振动位移略微下降以外, 其他测点的振动位移幅值均有所增大。仿真信号只包含一倍频特征, 振动幅值与试验结果基本相近, 这表明转子仿真模型对于转子试验器不平衡量模拟的准确性。

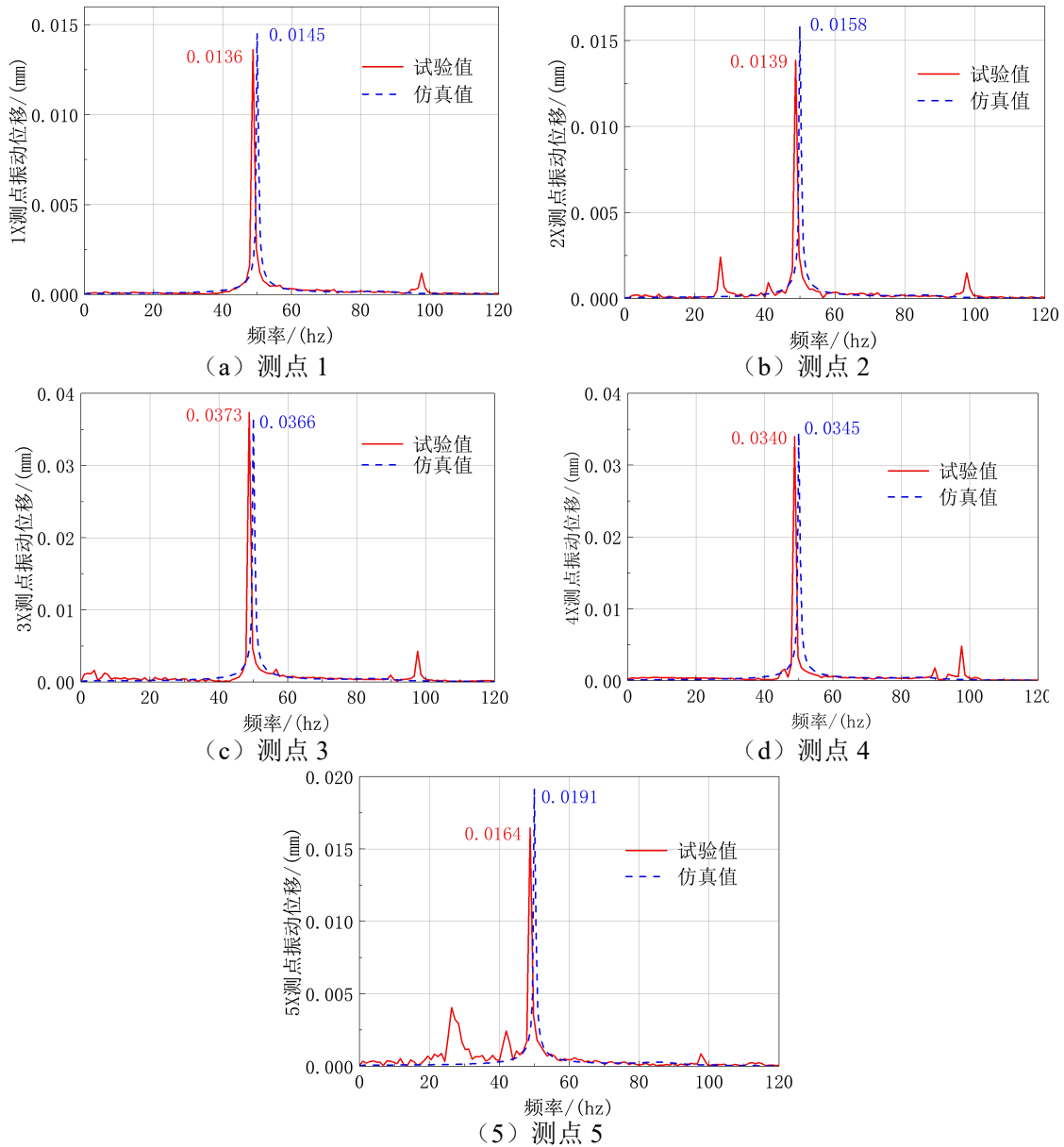


图 2.98 同心状态下各测点振动响应的频谱图（转速 3000r/min）

③ 转速 4000r/min

同心状态下，转子转速为 4000r/min 时，前后各个测点振动响应频谱图的仿真结果与试验结果如图 2.99 所示。从试验结果的频谱图可以看出，转子仍然在测点 3 位置出现最大振动位移，振动位移幅值约为 0.0544mm，转子各个测点的振动响应主要以一倍频为主，包含较小的二倍频和二分之一分频特征，相比于转速 2000r/min 和 3000r/min 时的转子振动响应，各测点的振动位移幅值均有明显增加。从仿真结果的频谱图中可以看出，仿真结果的振动响应只包含一倍频特征，其振动幅值与试验结果相似，验证了本文初始模型的正确性。

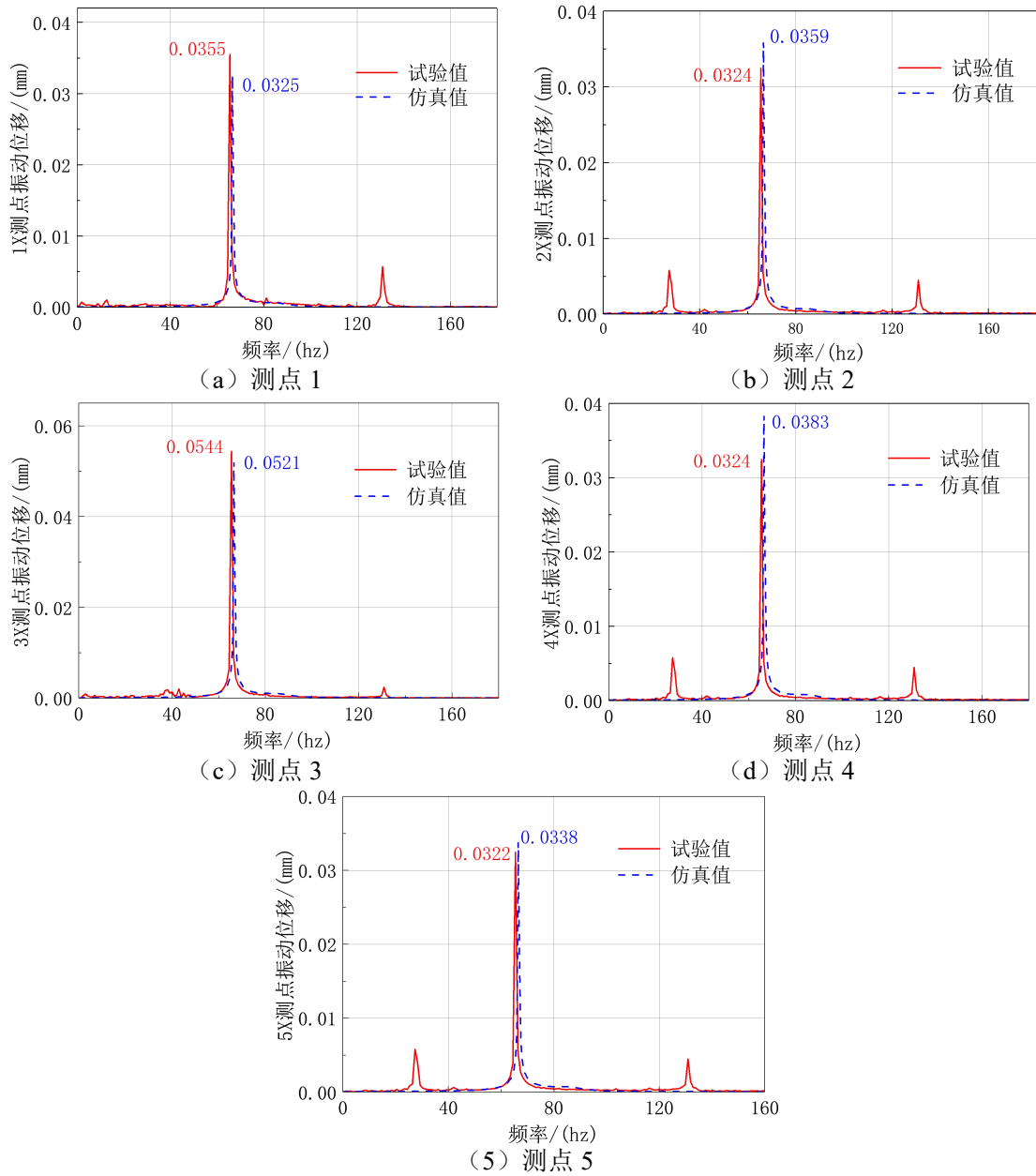


图 2.99 同心状态下各测点振动响应的频谱图（转速 4000r/min）

不同特征转速下各测点振动响应幅值的仿真结果与试验结果对比如表 2.16 所示，在不同特征转速下，各测点的振动幅值相近，仿真误差均不超过 20%，试验与仿真达到较好的一致性，这表明本文所建立的转子动力学模型有效模拟了转子试验器的初始不平衡状态。

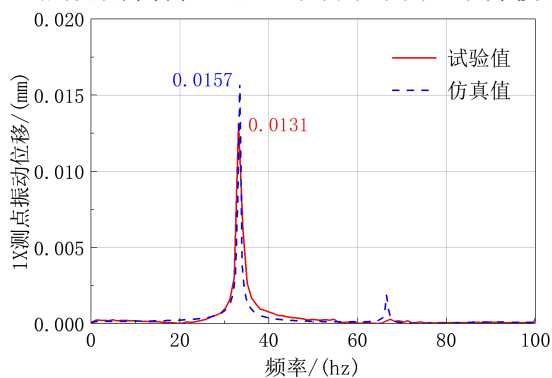
表 2.16 同心状态下各特征转速振动位移幅值仿真与试验结果对比

转速	名称	测点 1	测点 2	测点 3	测点 4	测点 5
特征转速 2000r/min	试验幅值/mm	0.0095	0.0116	0.0272	0.0241	0.0178
	仿真幅值/mm	0.0107	0.0128	0.0268	0.0248	0.0187
	误差/%	12.63%	10.34%	1.47%	2.90%	5.06%
特征转速 3000r/min	试验幅值/mm	0.0136	0.0139	0.0373	0.034	0.0164
	仿真幅值/mm	0.0145	0.0158	0.0366	0.0345	0.0191
	误差%	6.62%	13.67%	1.88%	1.47%	16.46%
特征转速 4000r/min	试验幅值/mm	0.0355	0.0324	0.0544	0.0324	0.0322
	仿真幅值/mm	0.0325	0.0359	0.0521	0.0383	0.0338
	误差/%	8.45%	10.80%	4.23%	18.21%	4.97%

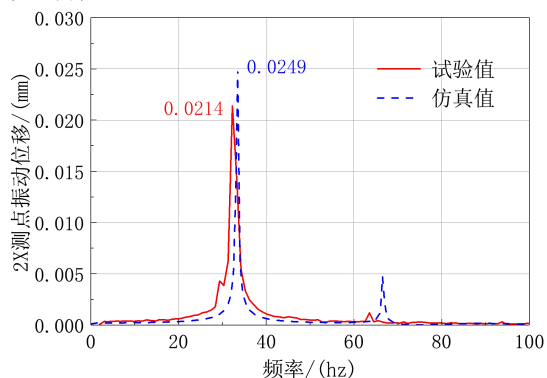
(2) 0.1mm 端面偏差

①转速 2000r/min

0.1mm 端面偏差下，转子转速为 2000r/min 时，前后各个测点振动响应频谱图的仿真结果与试验结果如图 2.100 所示。从试验结果的频谱图可以看出，转子在测点 4 位置出现最大振动位移，振动位移幅值约为 0.0543mm，在测点 5 处振动位移最小，振幅约为 0.0033mm，这与转子径向偏差的测量结果相对应，即转子在测点 4 处的径向偏差最大，测点 5 的径向偏差最小；与同心状态下转速 2000r/min 时转子振动响应相比，转子各个测点的振动幅值均有所增加，以测点 3 为例，振动幅值由 0.0272mm 增加至 0.0379mm，这表明随着转子不同心度的增加，转子振动幅值有所增加；同时与同心状态相比，靠近连接 2，即垫片添加部位的测点 3 出现较大的二倍频特征，这表明转子不同心故障可能引发振动响应的二倍频故障特征。从仿真结果的频谱图可以看出，除测点 5 外，转子前后各测点的振动幅值与试验结果相近，同时在测点 3 和测点 4 位置出现明显的二倍频特征，测点 3 的二倍频振动幅值与试验结果相近，转子仿真模型有效模拟了不同心故障下转子的振动幅值与二倍频故障特征，验证了转子不同心故障模型的正确性。



(a) 测点 1



(b) 测点 2

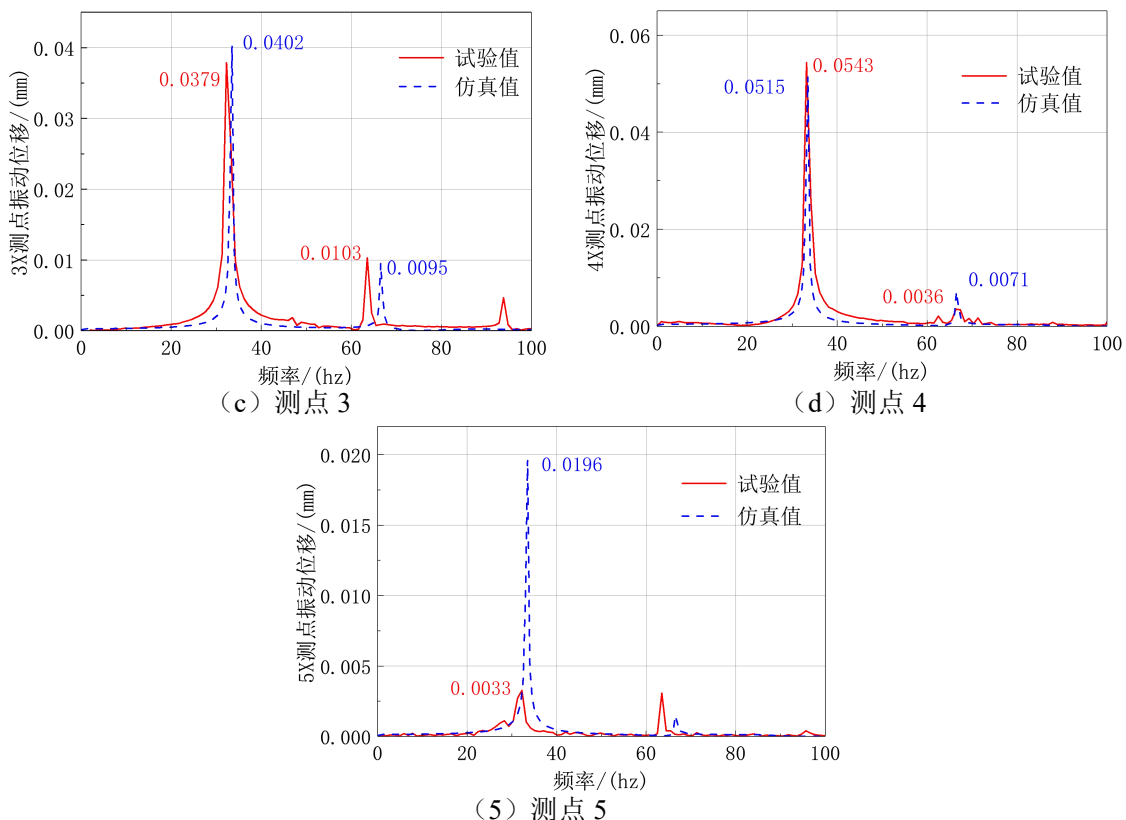
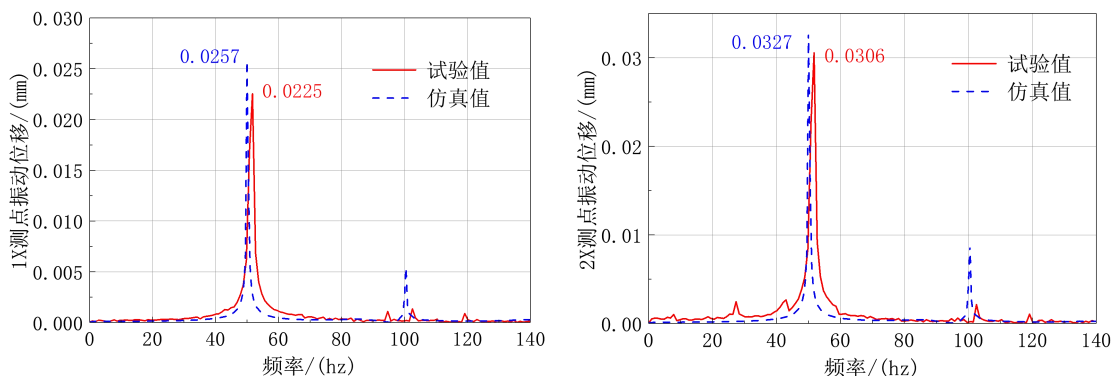


图 2.100 0.1mm 端面偏差下各测点振动响应的频谱图 (转速 2000r/min)

②转速 3000r/min

0.1mm 端面偏差下，转子转速为 3000r/min 时，前后各个测点振动响应频谱图的试验结果与仿真结果如图 2.101 所示。从试验结果的频谱图可以看出，测点 4 的振动响应最大，振动位移幅值约为 0.0545mm，测点 5 的振动响应最小，振动位移幅值约为 0.0191mm，对比同心状态下转速 3000r/min 时的转子振动响应，转子前后各个测点的振动幅值均有所增加，如测点 4 的位移幅值由 0.0340mm 增加至 0.0545mm，同时从各个测点的频谱图可以看出，靠近连接 2 位置的测点 3 和测点 4 均出现明显的二倍频特征，这表明转子不同心故障会导致转子振动幅值增加，并出现二倍频故障特征信号。从仿真结果的频谱图可以看出，各测点的振动位移幅值与试验结果基本一致，同时靠近连接 2 位置的测点 3 和测点 4 均出现明显的二倍频特征，二倍频幅值分别为 0.0196mm 和 0.0180mm，这与试验结果的二倍频幅值也基本一致，这进一步验证了不同心故障模型的正确性。



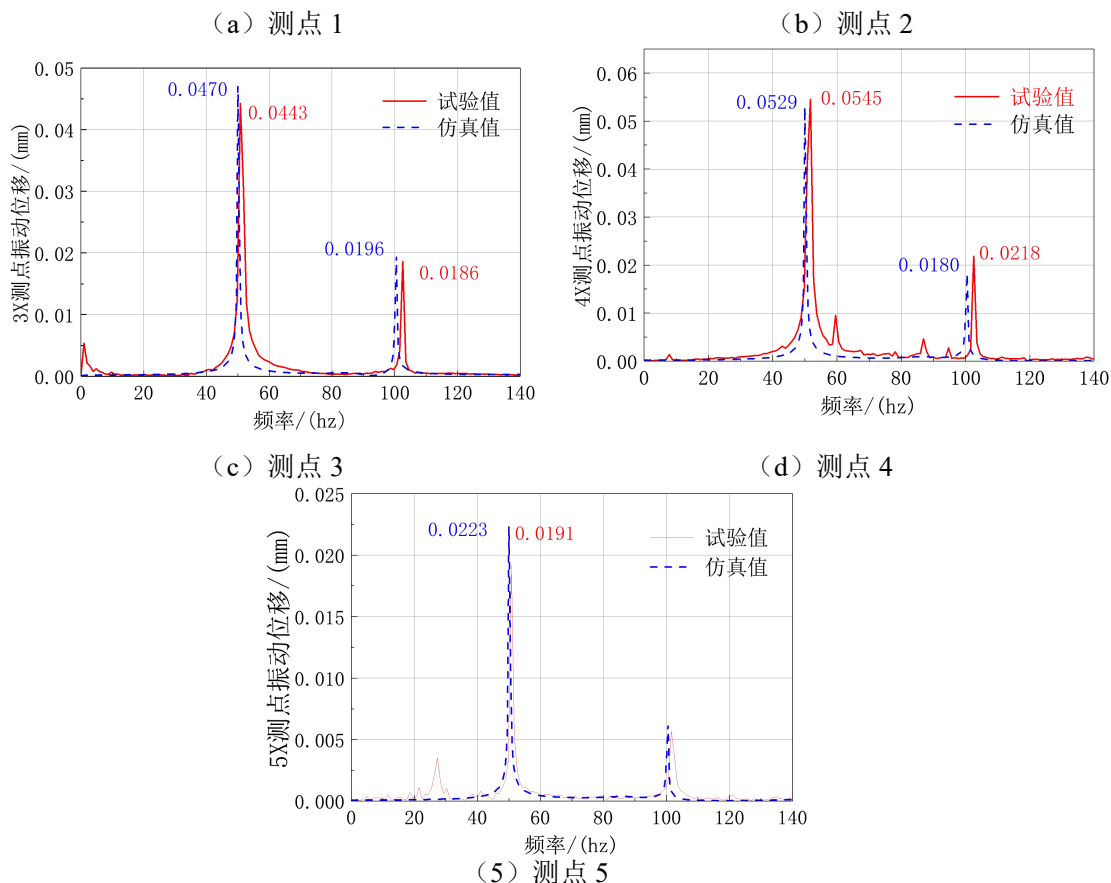


图 2.101 0.1mm 端面偏差下各测点振动响应的频谱图 (转速 3000r/min)

③ 转速 4000r/min

0.01mm 端面偏差下, 转速为 4000r/min 时转子各测点振动响应频谱图如图 2.102 所示, 从试验结果可以看出, 测点 4 振动响应最大, 位移幅值为 0.1358mm, 测点 1 的振动位移最小, 为 0.0676mm, 相比于同心状态下转速 4000r/min 时的转子振动响应, 转子前后各个测点的振动幅值均大幅度增加, 以测点 3 为例, 振动位移幅值由 0.0544mm 增加至 0.1283mm, 振动幅值变为原来的 2.36 倍, 从中可以明显看出, 转子不同心故障会引起转子振动幅值增加。转子前后各个测点的振动响应主要以一倍频为主, 二倍频分量微弱, 基本可以忽略不计, 主要原因是转子试验器第一、二阶临界转速约为 5200r/min 和 10700r/min, 当转子转速接近二分之一临界转速时, 将出现二倍频共振现象, 特征转速 2000r/min 和 3000r/min 接近第一阶临界转速的二分之一, 容易出现二倍频信号, 特征转速 4000r/min 远离第一、二阶临界转速的二分之一处, 所以不容易出现二倍频故障特征信号。转子仿真结果的振动位移幅值与试验结果基本一致, 同时由于转速 4000r/min 远离二倍频共振区域, 所以各测点的振动响应主要以一倍频为主, 包含较小的二倍频特征, 这与试验结果也基本一致, 验证了仿真模型的正确性。

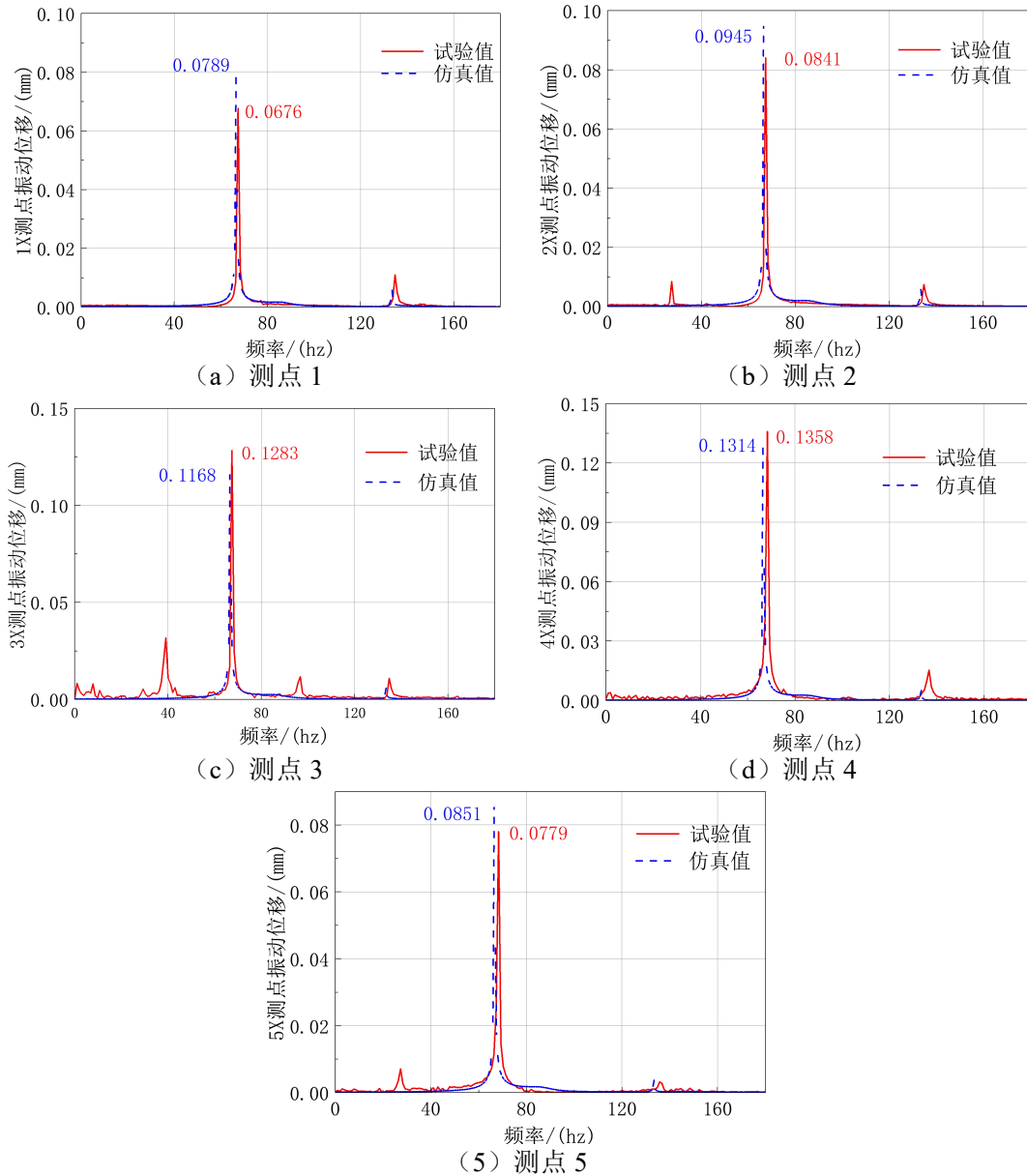


图 2.102 0.1mm 端面偏差下各测点振动响应的频谱图 (转速 4000r/min)

0.1mm 端面偏差时, 不同特征转速下各测点一倍频、二倍频振动幅值仿真与试验结果对比分别如表 2.17 和表 2.18 所示, 在不同特征转速下, 各测点振动位移的一倍频幅值相近, 除极个别测点外, 仿真误差不超过 20%, 同时在转速 2000r/min 和 3000r/min 时, 测点 3 和测点 4 的二倍频振动幅值基本相同, 这表明试验结果与仿真结果达到较好的一致性, 验证了转子不同心故障力学模型的正确性。

表 2.17 0.1mm 端面偏差时各特征转速下一倍频振动幅值仿真与试验结果对比

转速	名称	测点 1	测点 2	测点 3	测点 4	测点 5
特征转速 2000r/min	试验幅值/mm	0.0131	0.0214	0.0379	0.0543	0.0033
	仿真幅值/mm	0.0157	0.0249	0.0402	0.05147	0.0196
	误差/%	19.85%	16.36%	6.07%	5.21%	493.94%
特征转速 3000r/min	试验幅值/mm	0.0225	0.0306	0.0443	0.0545	0.0191
	仿真幅值/mm	0.0257	0.0327	0.047	0.0529	0.0223
	误差%	14.22%	6.86%	6.09%	2.94%	16.75%
特征转速 4000r/min	试验幅值/mm	0.0676	0.0841	0.1283	0.1358	0.0779
	仿真幅值/mm	0.0789	0.0945	0.1168	0.1314	0.0851
	误差/%	16.72%	12.49%	8.96%	3.24%	9.24%

表 2.18 0.1mm 端面偏差时各特征转速下二倍频振动幅值仿真与试验结果对比

转速/r/min	测点 3			测点 4		
	试验幅值 /mm	仿真幅值 /mm	误差/%	试验幅值 /mm	仿真幅值 /mm	误差/%
2000	0.0103	0.0095	6.76	0.0036	0.0071	97.2
3000	0.0186	0.0196	5.38	0.0218	0.0180	17.4

4.5 本章小结

本章利用 ANSYS Workbench 建立多螺栓连接面高压转子模拟试验器接触有限元模型，通过提取轴心线径向位移，仿真分析螺栓连接界面存在端面偏差时转子的装配变形状态。仿真结果表明，存在端面偏差的连接界面 2 基本贴合，转子变形主要集中在锥形鼓筒前端和涡轮后轴颈连接面，转子轴心线整体呈锥形，螺栓预紧力和螺栓数量等装配参数对转子装配变形影响不大。同时搭建多螺栓连接面高压转子模拟试验器不同心故障模拟试验台，进行转子装配变形模拟试验，利用千分表和电涡流位移传感器测量转子轴心线径向位移，转子轴心线的试验结果与仿真结果具有相似性，验证了仿真模型的正确性。

考虑转子不同心故障引起的不平衡激励力、弯曲激励力和连接结构附加激励力，建立转子不同心故障力学模型，基于多螺栓连接面高压转子模拟试验器的梁单元有限元模型，进行转子不同心故障的振动响应仿真分析。计算结果表明，转子不同心故障引起转子振动幅值增加，并且在连接 2 附近，即存在端面偏差的止口螺栓连接结构附近，有二倍频的故障特征。利用多螺栓连接面高压转子模拟试验器不同心故障模拟试验台，进行多种特征转速下转子不同心故障振动响应试验，试验所得的故障特征与仿真结果具有相似性，验证了转子不同心故障模型的正确性。

第五章 总结与展望

5.1 全文工作总结

本文针对航空发动机高压转子系统，研究了止口螺栓连接结构的刚度非线性特征及其产生机理，并开展了含止口螺栓连接结构的高压转子动力特性及其导致的不同心故障振动响应分析。

(1) 研究止口螺栓连接结构刚度非线性特征及其产生机理，讨论特征参数对连接刚度的影响规律。首先分析了航空发动机典型螺栓连接结构的结构特征与载荷特点，利用 ANSYS 建立有、无止口的螺栓连接结构接触有限元模型，分析止口螺栓连接结构刚度非线性变化特征，揭示刚度非线性特征的产生机理，讨论止口紧度、螺栓预紧力、转速、分度圆半径、法兰厚度和螺栓数量对弯曲刚度的影响规律。计算结果表明，在不同拉伸载荷下，止口螺栓连接结构可分为止口粘滞、螺栓前部法兰分离和螺栓后部法兰分离三种变形状态，不同变形状态下结构受力情况不同，导致拉伸刚度具有分段非线性特征；弯曲刚度整体呈“倒 S”形非线性变化规律，即随载荷增加，弯曲刚度依次经历高刚度阶段、刚度迅速下降阶段以及低刚度阶段，止口螺栓连接结构的非线性拉伸刚度和拉压刚度的差别，以及由此造成的不同载荷下拉、压区域面积变化，是该非线性规律产生的内在原因。提高止口紧度有利于提高弯曲刚度，增加高刚度阶段所占的范围；减小分度圆半径、增大法兰厚度和增加螺栓数量同样能提高弯曲刚度，有效增加低刚度阶段的弯曲刚度值；而转速和合理范围内的螺栓预紧力对弯曲刚度的影响相对较小。

(2) 建立止口螺栓连接结构刚度等效模型，计算含止口螺栓连接结构的转子动力学特性。根据止口螺栓连接结构不同载荷作用下的受力-变形特点，建立结构弯曲刚度和径向刚度的等效模型，并通过实体有限元模型验证了等效模型的正确性。以多螺栓连接面的高压转子模拟试验器为研究对象，利用六自由度 Timoshenko 梁单元建立多螺栓连接面高压转子模拟试验器有限元模型，考虑止口螺栓连接结构的非线性刚度，通过 Newmark- β 数值积分方法计算含止口螺栓连接结构的转子系统振动响应，并分析不平衡量和低刚度阶段弯曲刚度对转子系统振动特性的影响。计算结果表明：在小不平衡量下，弯曲刚度的非线性特征尚未激发，转子振动为周期性振动，工作转速范围内共有两阶临界转速；在较大不平衡量下，弯曲刚度的非线性特征被激发，转子在某一转速范围内呈现复杂的准周期运动，频谱图中出现较为明显的两个次谐波频率成分，临界转速偏移，振动幅值突增；转子不平衡量主要影响弯曲刚度非线性特征的激发，随着不平衡量增加，准周期振动区域向后平移，转速区间变窄；低刚度阶段弯曲刚度主要影响非线性特征的剧烈程度，随着低刚度阶段弯曲刚度降低，转子临界转速偏移，准周期振动的转速范围变窄，但转子准周期振动的剧烈程度增加。

(3) 进行转子不同心故障的装配变形仿真分析, 建立不同心故障力学模型, 仿真计算转子不同心故障的故障特征, 并进行相应的试验验证。利用 ANSYS Workbench 建立多螺栓连接面高压转子模拟试验器接触有限元模型, 通过提取轴心线径向位移, 仿真分析螺栓连接界面存在端面偏差时转子的装配变形情况, 考虑转子不同心故障引起的不平衡激励力、弯曲激励力和连接结构附加激励力, 建立转子不同心故障力学模型, 基于多螺栓连接面高压转子模拟试验器的动力学模型, 进行转子不同心故障的振动响应分析。计算结果表明, 当连接界面存在端面偏差时, 转子轴心线整体呈锥形, 转子变形主要集中在锥形鼓筒前端和涡轮后轴颈连接面, 螺栓预紧力和螺栓数量等装配参数对转子装配变形影响不大; 转子不同心故障引起转子振动幅值增加, 并且存在端面偏差的止口螺栓连接结构附近产生二倍频的故障特征。基于多螺栓连接面高压转子模拟试验器, 搭建不同心故障模拟试验台, 进行转子装配变形模拟试验和不同心故障振动响应试验, 转子轴心线和不同心故障特征与仿真结果具有相似性, 验证了本文仿真结果的正确性。

5.2 未来工作展望

本文主要分析了航空发动机高压转子系统止口螺栓连接结构的刚度非线性特征, 研究了含止口螺栓连接结构的转子动力学特性及其引发的不同心故障的故障特征, 但仍现阶段仍存在一些问题尚未深入研究:

(1) 止口螺栓连接结构弯曲刚度的非线性变化规律需要进一步试验验证; 同时连接结构不仅具有非线性刚度特征, 其阻尼特性也同样复杂, 会对转子系统振动响应产生重要影响, 因此, 在之后的工作中, 需要进一步考虑结构的阻尼特性, 添加库伦摩擦单元建立止口螺栓连接结构的 Iwan 等效模型, 仿真计算结构的迟滞回线及其非线性动力学响应, 充分揭示止口螺栓连接结构非线性阻尼对转子系统动力特性的影响。

(2) 含止口螺栓连接结构的转子非线性动力学响应需要进一步研究, 同时转子动力学建模仅考虑连接 2 的刚度非线性特征, 实际航空发动机高压转子通常含有多个止口螺栓连接结构, 因此, 在之后的工作中, 需要考虑其他位置的止口螺栓连接结构, 综合分析含多个止口螺栓连接结构的转子系统非线性动力学响应, 比较不同位置的连接结构对转子系统动力特性的影响程度, 从而为实际航空发动机高压转子连接结构设计 with 选择提供参考。

(3) 高压转子不同心故障仅考虑连接 2 位置的端面偏差, 尚未考虑径向偏差和以及多个连接界面端面偏差和径向偏差的堆叠作用, 因此, 在以后的工作中, 需要基于航空发动机高压转子的实际结构, 建立多级转子偏差累积模型, 并通过优化算法实现转子不同心度的装配控制, 从而为实际航空发动机的装配工艺提供技术支持。

参考文献

- [1] 李季. 基于某型燃烧室多种冷却方案对比分析[D].南京航空航天大学,2016.
- [2] 岳伟,梅庆,张大义,等.高速可拆卸转子止口连接结构稳健性设计方法[J].航空动力学报,2017,32(7):1754-1761.
- [3] 洪杰,徐翕如,苏志敏,等.高速转子连接结构刚度损失及振动特性[J].北京航空航天大学学报,2019,45(1):18-25.
- [4] Kim J, Yoon J C, Kang B S. Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints[J]. Applied Mathematical Modelling, 2007, 31(5):895-911.
- [5] Oskouei R H, Keikhosravy M, Soutis C. Estimating clamping pressure distribution and stiffness in aircraft bolted joints by finite-element analysis[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part G Journal of Aerospace Engineering, 2009, 223(g7):863-871.
- [6] Oskouei R H, Keikhosravy M, Soutis C. A finite element stress analysis of aircraft bolted joints loaded in tension[J]. Aeronautical Journal, 2010, 114(1155):315-320.
- [7] NIZAMETDINOV F R, ROMASHIN Y S, BERNE A L, et al. Investigation of Bending Stiffness of Gas Turbine Engine Rotor Flanged Connection[J]. JOURNAL OF MECHANICS, 2020:1-8.
- [8] 南宫自军,姜晋庆,张铎.固体火箭发动机连接结构接触应力研究[J].推进技术,1997(04):54-57.
- [9] 王海涛.带预紧力螺栓连接的机匣刚度分析[J].航空发动机,2010,36(03):33-35.
- [10] Pedersen, Niels, Leergaard, et al. Stiffness Analysis and Improvement of Bolt-Plate Contact Assemblies[J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2008, 36(1):47-66.
- [11] Liu S, Ma Y, Zhang D, et al. Studies on dynamic characteristics of the joint in the aero-engine rotor system[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2012, 29(none):120-136.
- [12] 孟春晓,张文胜,马辉,等.螺栓连接鼓筒转子结构动力学特性分析[J].振动工程学报,2019,32(3):517-525.
- [13] Meyer G, Strelow D. Simple Diagrams Aid in Analyzing Forces in Bolted Joints [J]. Assembly Engineering,1972,15(1): 5-33.
- [14] Lehnhoff T F, Ko K I, Mckay M L . Member Stiffness and Contact Pressure Distribution of Bolted Joints[J]. Journal of Mechanical Design, 1994, 116(2):550-557.
- [15] 姚星宇,王建军.航空发动机螺栓连接载荷与结构参数对连接刚度影响规律[J].推进技术,2017,38(02):424-433

- [16] Yu Luan, Zhen-Qun Guan, Geng-Dong Cheng, Song Liu. A simplified nonlinear dynamic model for the analysis of pipe structures with bolted flange joints[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 331(2):325-344.
- [17] WANG Cun, ZHANG Dayi, ZHUA Xiaobin, et al. Study on the Stiffness Loss and the Dynamic Influence on Rotor System of the Bolted Flange Joint[C]. ASME. 2014, GT2014-26191.
- [18] Beaudoin M A, Behdinan K. Analytical lump model for the nonlinear dynamic response of bolted flanges in aero-engine casings[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 115(JAN.15):14-28.
- [19] Beaudoin M A. Nonlinear Dynamic Analysis of Bolted Flanges in Aero-Engine Casings[D]. University of Toronto (Canada), 2018.
- [20] 洪杰,徐翕如,苏志敏,马艳红.高速转子连接结构刚度损失及振动特性[J].北京航空航天大学学报,2019,45(01):18-25.
- [21] 马艳红,倪耀宇,陈雪骑,邓旺群,杨海.长拉杆-止口连接弯曲刚度损失及对转子系统振动响应影响[J].航空学报,2021,42(03):303-313.
- [22] Zhuo M , Yang L H , Yu L . Contact Stiffness Calculation and Effects on Rotordynamic of Rod Fastened Rotor[C]// 2016:V009T12A014..
- [23] Leadbetter S A , Raney J P . Model studies of the dynamics of launch vehicles.[J]. Journal of Spacecraft & Rockets, 1966, 3(6):936-938.
- [24] Brock E J , Leadbetter S A , Leonard H W . Design and fabrication considerations for a 1/10-scale replica model of the Apollo/ Saturn V. 1967.
- [25] Chen J , Rose T M , Trubert M , et al. Modal test/analysis correlation for the Centaur G prime launch vehicle[J]. Journal of Spacecraft and Rockets, 1987, 24(5):423-429.
- [26] 栾宇. 航天器结构中螺栓法兰连接的动力学建模方法研究. 大连理工大学, 2012.
- [27] Sun W, Li T, Yang D, et al. Dynamic investigation of aeroengine high pressure rotor system considering assembly characteristics of bolted joints - ScienceDirect[J]. Engineering Failure Analysis, 112.
- [28] Qin Z Y , Han Q K , Chu F L . Analytical model of bolted disk-drum joints and its application to dynamic analysis of jointed rotor[J]. ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science 1989-1996 (vols 203-210), 2014, 228(4):646-663.
- [29] Qin Z, Han Q, Chu F . Bolt loosening at rotating joint interface and its influence on rotor dynamics[J]. Engineering Failure Analysis, 2016, 59:456-466.

- [30] 孟春晓,张文胜,马辉,秦朝焯,樊富友.螺栓连接鼓筒转子结构动力学特性分析[J].振动工程学报,2019,32(03):517-525.
- [31] Tang Q, Li C, She H, et al. Nonlinear response analysis of bolted joined cylindrical-cylindrical shell with general boundary condition[J]. Journal of Sound & Vibration, 2019, 443:788-803.
- [32] Qiansheng Tang,Chaofeng Li,Houxin She,Bangchun Wen. Modeling and dynamic analysis of bolted joined cylindrical shell[J]. Nonlinear Dynamics,2018,93(4).
- [33] Sanliturk K Y, Ewins D J. MODELLING TWO-DIMENSIONAL FRICTION CONTACT AND ITS APPLICATION USING HARMONIC BALANCE METHOD[J]. Journal of Sound & Vibration, 1996, 193(2):511-523.
- [34] Y. Song,C.J. Hartwigsen,D.M. McFarland,A.F. Vakakis,L.A. Bergman. Simulation of dynamics of beam structures with bolted joints using adjusted Iwan beam elements[J]. Journal of Sound & Vibration, 2004, 273(1-2):249-276.
- [35] L. Gaul, J. Lenz. Nonlinear dynamics of structures assembled by bolted joints[J]. Acta Mechanica. 1997. 125 (1-4) : 169-181
- [36] Segalman D J . A Four-Parameter Iwan Model for Lap-Type Joints[J]. Journal of Applied Mechanics, 2002, 72(5).
- [37] Li Yikun, Hao Zhiming. A six-parameter Iwan model and its application[J].Mechanical Systems & Signal Processing,2016,68/69:354-365.
- [38] 张相盟,王本利,卫洪涛. Iwan 模型非线性恢复力及能量耗散计算研究[J].工程力学,2012,29(11):33-39.
- [39] 王志,李吉凯,刘玉.带止口法兰连接结构刚度特性对结构振动影响[J].航空动力学报,2019,34(06):1201-1208
- [40] 杨旭辉,徐超,吴斌.连接界面黏滑摩擦模型参数辨识研究[J].机械强度. 2013(6)
- [41] 王东,徐超,万强.基于 BP 神经网络的连接界面非线性力学模型参数辨识[J].西南科技大学学报. 2015 (4) : 65-70
- [42] O. V. Shiryayev, S. M. Page, C. L. Pettit et al. Parameter estimation and investigation of a bolted joint model[J]. Journal of Sound & Vibration. 2007. 307 (3 - 5) : 680-697
- [43] C. S. Desai, M. M. Zaman, J. G. Lightner et al. Thin-layer elements for interfaces and Joints [J]. International Journal for Numerical & Analytical Methods in Geomechanics.1984. 8 (1) : 19-43
- [44] K. G. Sharma, C. S. Desai. Analysis and Implementation of Thin-Layer Element for Interfaces and Joints[J]. Journal of Engineering Mechanics. 1992. 118 (12) :2442-2462

- [45] S. Bograd, P. Reuss, A. Schmidt et al. Modeling the dynamics of mechanical joints[J].Mechanical Systems and Signal Processing. 2011. 25 (8) : 2801-2826
- [46] H. Ahmadian, M. Ebrahimi, J. E. Mottershead et al. Identification of bolted-joint interface models[J]. 2002
- [47] Christian Ehrlich, André Schmidt, Lothar Gaul. Microslip Joint Damping Prediction Using Thin-Layer Elements[M]: Springer International Publishing, 2014: 239-244
- [48] Sergey Bograd, André Schmidt, Lothar Gaul. Joint damping prediction by thin layer elements[J]. Proceedings of the IMAC 26th Society of Experimental Mechanics Inc. Bethel, CT. 2008
- [49] 翟学,翟庆刚,王建军,姚星宇.基于有限元的螺栓连接参数化建模技术研究[J].推进技术,2016,37(07):1364-1371.
- [50] 姚星宇,王建军,翟学.航空发动机螺栓连接薄层单元建模方法[J].北京航空航天大学学报,2015,41(12):2269-2279.
- [51] Iranzad M , Ahmadian H . Identification of nonlinear bolted lap joint models[J]. Computers & Structures, 2012, 96-97(Apr.):1-8.
- [52] 孙德林. 螺栓连接结构能耗机理及预示研究[D].北京理工大学,2016.
- [53] 孟亮国 . 航空发动机转子装配工艺优化方法研究 [D]. 大连理工大学,2019.DOI:10.26991/d.cnki.gdllu.2019.000761.
- [54] 叶永松 . 考虑实际接触的螺栓止口连接预紧力及其变形研究 [D]. 大连理工大学,2019.DOI:10.26991/d.cnki.gdllu.2019.002212.
- [55] ChenXueqi, MaYanhong, HongJie, et al. Vibration Suppression of Additional Unbalance Caused by the Non-continuous Characteristics of a Typical Aero-Engine Rotor[M]. Springer, Cham, 2018.
- [56] 李洪,黄建峰,张清泉,刘勇谋,姚进.法兰-螺栓联接对加速器对中装配同轴度的影响[J].四川大学学报(工程科学版),2007(03):155-159.
- [57] 辛明. 机匣安装边在气体力和轴向力作用下的特性研究[D].沈阳航空航天大学,2016.
- [58] 张冬梅.结构特征参数对发动机支点同心度的影响研究[J].航空科学技术,2015,26(05):22-26.
- [59] 柏树生,翟学,艾延廷,马薇.螺栓连接对发动机机匣装配同心度及动力特性的影响[J].航空科学技术,2010(06):35-37.
- [60] 李鹏飞,王娟,赵洪丰.航空发动机转子静、偶不平衡量控制方法研究[J].航空科学技术,2019,30(03):13-18.DOI:10.19452/j.issn1007-5453.2019.03.003.
- [61] 丁司懿,金隼,李志敏,魏桢琦,杨夫勇.航空发动机转子装配同心度的偏差传递模型与优化 [J].上海交通大学学报,2018,52(01):54-62.DOI:10.16183/j.cnki.jsjtu.2018.01.009.

- [62] Sun Q, Zhao B, Liu X, et al. Assembling deviation estimation based on the real mating status of assembly[J]. *Computer-Aided Design*, 2019, 115.
- [63] 吴甜. 止口约束下盘轴结构螺栓紧固策略的研究[D]. 大连理工大学, 2019. DOI: 10.26991/d.cnki.gdllu.2019.003353.
- [64] 刘泽伟. 航空发动机转子同轴度和不平衡量双目标优化装配方法[D]. 黑龙江: 哈尔滨工业大学, 2019.
- [65] Nicholas J C , Gunter E J , Allaire P E . Effect of Residual Shaft Bow on Unbalance Response and Balancing of a Single Mass Flexible Rotor—Part II: Balancing[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1976, 98(2):182-187.
- [66] Shiau T N , Lee E K . The Residual Shaft Bow Effect on Dynamic Response of a Simply Supported Rotor With Disk Skew and Mass Unbalances[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1989, 111(2):170.
- [67] 刘锦阳,任平珍,廖明夫,赵明,杨海燕. 柔性转子不平衡响应及初始弯曲振动特性研究[J]. *测试与诊断*, 1998(04):50-54+76. DOI:10.16450/j.cnki.issn.1004-6801.1998.04.011.
- [68] 林富生,孟光. 有初弯的刚度非对称转子的动力学特性分析及实验研究[J]. *应用力学学报*, 2002(03):96-101+168-169.
- [69] 邹剑,董广明,陈进. 含初始弯曲裂纹转子的振动分析[J]. *振动与冲击*, 2012, 31(03):153-156. DOI:10.13465/j.cnki.jvs.2012.03.023.
- [70] 杨丹,甘春标,杨世锡,王跃华. 一类初弯曲转子的裂纹-碰摩故障响应分析[J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2014, 48(08):1496-1501.
- [71] 袁惠群,张连祥,朱向哲,杨李色. 某航空发动机高压转子系统热振动特性研究[C]//第八届全国转子动力学学术讨论会论文集., 2008:30-32.
- [72] 袁惠群,朱向哲,李东,闻邦椿. 转子系统瞬态热启动过程动力学特性研究[J]. *振动与冲击*, 2009, 28(07):33-37+210-211. DOI:10.13465/j.cnki.jvs.2009.07.018.
- [73] 王存. 非连续转子连接结构的动力学模型及区间分析方法[D]. 北京航空航天大学, 2019.
- [74] 龚良慈. 航空发动机设计手册. 第 17 册: 载荷及机匣承力件强度分析[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.5
- [75] 李连进. 简明机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2017, 12-13.
- [76] 成大先. 机械设计手册: 单行本 连接与紧固[M]. 第 6 版. 北京: 化学工业出版社, 2017, 70-71.
- [77] 陈曦,廖明夫,李全坤. 带套齿联轴器的转子系统动力学特性研究[J]. *推进技术*, 2015, 36(07):1069-1077. DOI:10.13675/j.cnki.tjjs.2015.07.015.
- [78] WANG L, LIU H, ZHANG J, et al. Analysis and modeling for flexible joint interfaces under micro and macro scale[J]. *Precision Engineering*, 2013, 37(4):817-824.

- [79] Johnson K L. Contact Mechanics[J]. Journal of Tribology, 1985, 108(4):464.
- [80] ZHANG Q, LI W, LIANG Z, et al. Study on the stiffness loss and its affecting factors of the spline joint used in ro-tor systems[C]// Asme Turbo Expo: Turbine Technical Conference & Exposition. American Society of Mechanical Engineers, 2014.
- [81] 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(09):2193-2204.
- [82] Chu F , Zhang Z . BIFURCATION AND CHAOS IN A RUB-IMPACT JEFFCOTT ROTOR SYSTEM[J]. Journal of Sound & Vibration, 1998, 210(1):1-18.
- [83] 杨默晗. 含套齿联轴器的柔性转子不对中故障机理研究[D]. 南京航空航天大学, 2020.

致 谢

流光易逝，随着本论文的完成，十几年的学习生涯即将结束，回看往事，求学路上有坎坷，有波澜，但终是收获满满，受益匪浅，借此机会，向所有帮助过我的人表达最诚挚的感谢。

首先要感谢我的导师陈果教授，陈老师治学严谨，学术造诣深厚。在研究生的三年时光中，陈老师帮我规划研究方向，解决实际问题，正因为陈老师的帮助，我的科研之路才走得格外顺利。经师易遇，人师难求，陈老师孜孜探索、自律自强的求学精神和自然洒脱、乐观从容的生活态度也深深的影响着我。我庆幸能在陈老师的指导下完成我的毕业论文，在此向陈老师表达最诚挚的感谢。

其次要感谢于平超老师，于平超老师严格而细致，真诚而温暖。在研一期间，于老师指导我的研究工作，于老师严密而有创造力的思维方式、独特而卓有成效的科研方法给了我莫大的帮助。我荣幸之至，曾受您一米阳光，惟愿于老师未来平安喜乐，工作顺心，这一年的“师徒”情谊我一定铭记终生。

学贵得师，亦贵得友，感谢 1110B 教室里一直陪伴我的朋友们，感谢王海飞、李爱、郝腾飞、潘文平老师在科研上的指点，感谢屈美娇、贺志远、刘西洋、康玉祥、张旭、沈响响博士在学习上的帮助，感谢张向阳、杨默晗、张杰毅师兄榜样般的引领，感谢赵紫豪、王雨薇、马佳丽、赵旭升、钱进、盛嘉玖同门对我的支持，感谢我的舍友何超、钟志荣、宋高腾对我的包容与关爱，感谢我的女朋友吕欢一直以来的鼓励与陪伴，感恩与你相遇，难忘与大家的共同成长，祝愿各位身体健康，幸福快乐。

谁言寸草心，报得三春晖。谢谢我的父母，你们含辛茹苦，供养我走过这十多年的求学之路，谢谢你们给了我平安幸福的生活，谢谢你们教会我踏实、感恩和宽容。这些年的谆谆教诲，我会用一辈子回报，也请你们照顾好自己，你们的身体是我最大的牵挂。在此衷心的祝愿我的父母平安健康快乐！

最后，向百忙之中评阅论文和参与答辩的各位专家和老师们致以诚挚的谢意，谢谢你们的评阅与指导！

李伦绪

2022年12月17日

于南京航空航天大学民航学院

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. **李伦绪**, 陈果, 于平超, 杨默晗. 止口螺栓连接结构非线性刚度机理分析及数值仿真[J]. 航空动力学报, 2021, 36(02): 358-368. DOI: 10.13224/j.cnki.jasp.2021.02.014.
2. **李伦绪**, 陈果, 杨默晗. 航空发动机套齿连接结构刚度特性仿真分析及试验研究[J]. 中国机械工程 (已录用)
3. Yu Pingchao, **Li Lunxu**, Chen Guo, Yang Mohan. Dynamic modelling and vibration characteristics analysis for the bolted joint with spigot in the rotor system[J]. Applied Mathematical Modelling, 2021, 94(1).
4. Yu Pingchao, Chen Guo, **Li Lunxu**. Modal analysis strategy and nonlinear dynamic characteristics of complicated aero-engine dual-rotor system with rub-impact[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2021.

攻读硕士学位期间申请专利情况

1. 于平超, **李伦绪**, 陈果, 杨默晗. 一种含多个止口螺栓连接面的航空发动机高压转子模拟试验器, 申请号: 202010894269.4.