



南京航空航天大学



多类型复合激励下航空双转子系统 中介轴承耦合振动分析

 答辩人：张瑞 (SX2320001)

 专 业：交通运输工程

 导 师：陈果 教授

汇报内容

01 绪论

02 航空发动机整机耦合动力学建模

03 整机耦合动力学方法及模型验证

04 转子不平衡及碰摩对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

05 中介轴承径向游隙对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

06 总结与展望

➤ 多类型复合激励下结构系统耦合振动模拟试验技术研究

项目来源：中国航发沈阳航空发动机研究所合作项目

- 现航空发动机为了实现结构紧凑，多采用了带中介轴承的双转子布局，中介轴承位于高、低压转子之间，工况恶劣（高转速、高温、润滑差），是主轴承中最突出的失效部位。



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

航空发动机整机振动建模研究现状

- 目前常用的方法包括**传递矩阵法、模态综合法和有限元法**，这些方法在发动机转子系统的建模与分析中各具优势：传递矩阵法适合链式结构的分析，模态综合法将复杂系统分解为多个子系统进行分析，平衡了精度与计算效率，有限元法则以高精度适用于复杂结构的动力学分析。
- 三维模型的精度通常最高，适用于精确度要求较高的线性问题；对于非线性问题，如在分析转静碰摩、转子裂纹和挤压油膜阻尼器等非线性转子系统时，自由度较低的一维模型和传递矩阵法更具优势
- 目前，高效且高精度的非线性动力学模型仍是重要的研究课题，其计算结果能否准确反映实际工程中的转子系统特性还有待进一步验证。

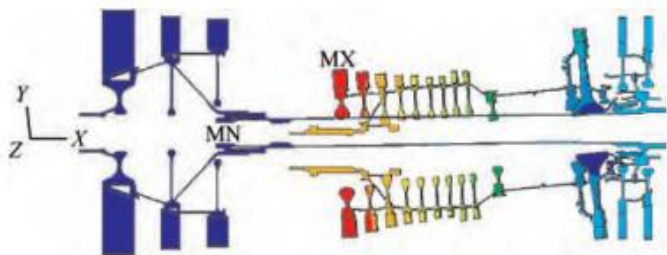


Fig. 6 Mode shape for the critical speed

- 黄太平, 罗贵火. 转子动力学优化设计[J]. 航空动力学报, 1994, 9(2): 113~116.
- Chen L Q, Wang J J, Han Q K, et al. Nonlinear dynamic modeling of a simple flexible rotor system subjected to time-variable base motions[J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 404: 58~83.
- 杨喜关, 罗贵火, 唐振寰, 等. 高维反向旋转双转子系统的建模方法及动力特性[J]. 航空动力学报, 2014, 29(3): 585~595.
- 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.
- 洪杰, 宋制宏, 王东, 等. 高速转子系统支承结构及力学特性设计方法[J]. 航空动力学报, 2019, 34(05): 961-970.
- Wang S J, Liao M F, Wei L. Vibration Characteristics of Squeeze Film Damper during Maneuver Flight[J]. International Journal of Turbo & Jet-Engines, 2015, 32(2): 193~197.
- 陈曦, 甘晓华, 任光明, 等. 机动飞行状态下转子-弹性阻尼支承系统非线性动力特性及振动控制[C]//中国振动工程学会非线性振动专业委员会. 2023: 252.

带中介轴承的双转子系统非线性动力学特性研究

- **廖明夫等**基于简支对称模型分析了中介轴承对双转子振动特性的影响，提出高低压转差应保持10%以上以避免拍振；指出中介轴承各向异性会激发组合频率，削弱系统稳定性，并通过实验验证了“交叉激励”模态特性。
- **罗贵火等**基于Hertz接触理论建立了中介轴承非线性刚度模型，发现系统在不同转速下可呈现周期性、拟周期性及混沌振动特征；高、低压转速差较小时拍振尤为明显，适当减小径向游隙有助于稳定运行。
- **侯磊等**系统研究了双转子-中介轴承系统的非线性动力学行为，综合考虑分数指数非线性、径向游隙、参数激励及双频不平衡等因素，揭示了振动突跳、双稳态及组合共振等复杂现象；
- **向玲等**综合考虑转子不平衡与支承非线性因素，建立内外双转子耦合模型，利用分岔图、庞加莱截面及频谱分析研究不同不平衡量与激励频率下的振动特征。结果表明系统在升速过程中会出现两次主共振，不平衡量增大会显著放大系统响应，且对内转子影响更明显。



- 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2015.
- 罗贵火, 周海仑, 王飞, 等. 含滚动轴承的同向和反向旋转双转子系统动力学响应[J]. 航空动力学报, 2012, 27(8): 1887-1894..
- Hou L, Chen Y, Chen Y. Combination resonances of a dual-rotor system with inter-shaft bearing[J]. Nonlinear Dynamics, 2023, 111(6): 5197-5219.
- 向玲, 陈凯乐, 李林春, 等. 双转子-中介轴承系统动力学仿真与实验研究[J]. 动力工程学报, 2024, 44(7): 1033-1050.

1

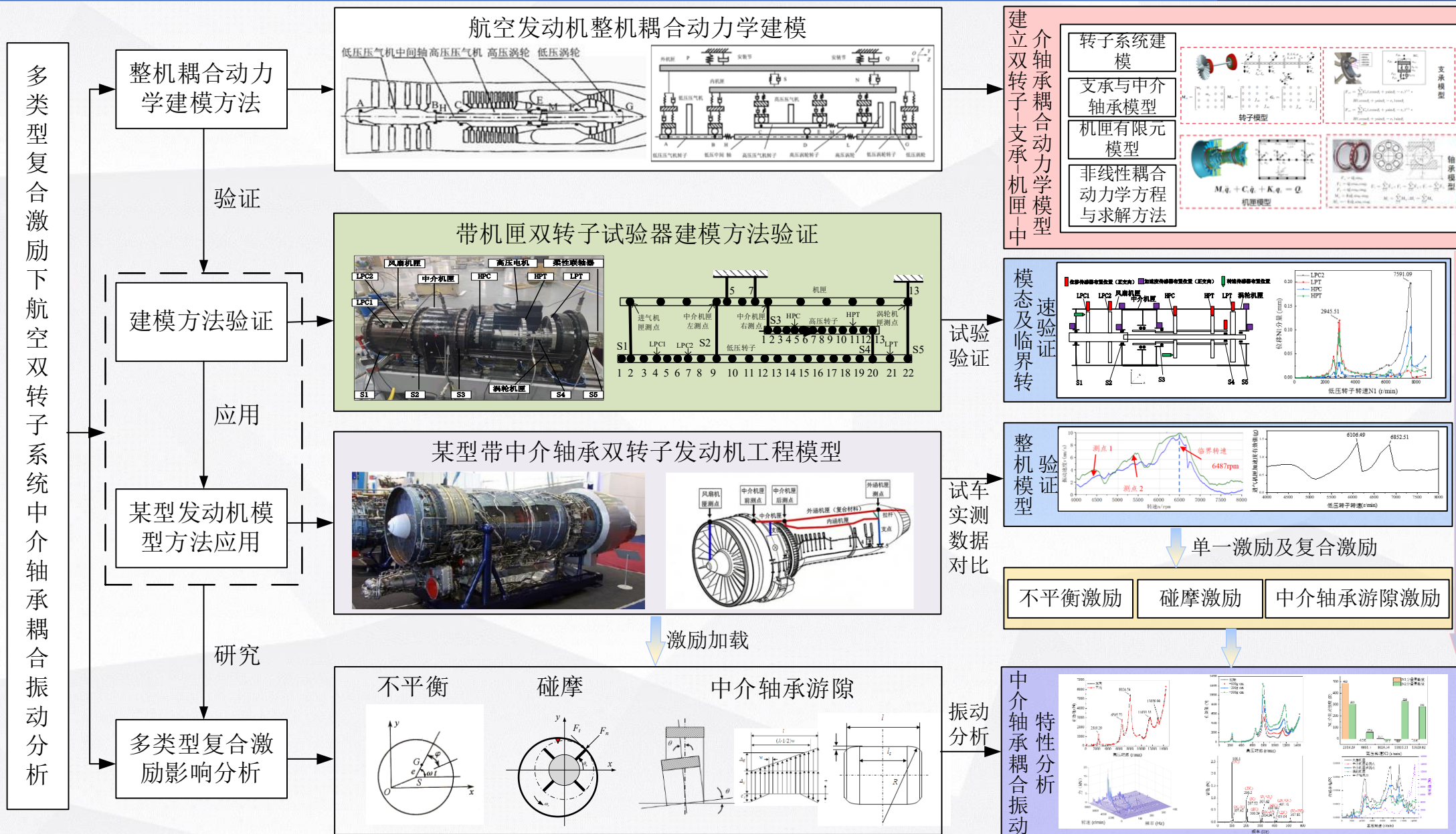
缺乏机匣振动特性与结构耦合效应的考虑，多数模型仅聚焦于转子子系统，整机层面耦合分析不足，难以准确反映多部件相互作用下的动力学特征

2

滚动轴承模型简化过度，尚未充分揭示复杂工况下中介轴承载荷分布与关键敏感参数的作用规律

3

缺乏对复杂激励下的中介轴承耦合作用进行深入研究，无法发现对中介轴承载荷影响最为敏感的因素



汇报内容

01 绪论

02 航空发动机整机耦合动力学建模

03 整机耦合动力学方法及模型验证

04 转子不平衡及碰摩对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

05 中介轴承径向游隙对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

06 总结与展望

激励载荷建模

➤ (1) 不平衡激励

第*i*个刚性圆盘对应的不平衡激振力在转轴横向平面内的分量为

$$\begin{cases} f_{iy}^u = m_{di} e_i \omega^2 \cos(\omega t + \Phi_i) \\ f_{iz}^u = m_{di} e_i \omega^2 \sin(\omega t + \Phi_i) \end{cases}$$

m_{di} — 第*i*个圆盘质量
 e_i — 第*i*个圆盘偏心距
 Φ_i — 第*i*个圆盘不平衡量初始相位



$$\mathbf{Q}_s^u = \left\{ 0 \cdots \overbrace{0 \quad f_{1y}^u \quad f_{1z}^u \quad 0 \quad 0 \quad 0}^{5 \text{号节点自由度}} \cdots \overbrace{0 \quad f_{2y}^u \quad f_{2z}^u \quad 0 \quad 0 \quad 0}^{15 \text{号节点自由度}} \cdots 0 \right\}^T$$

➤ (2) 轴承游隙

第*j*个滚子的*K*个切片变形计算第*j*个滚子的载荷为:

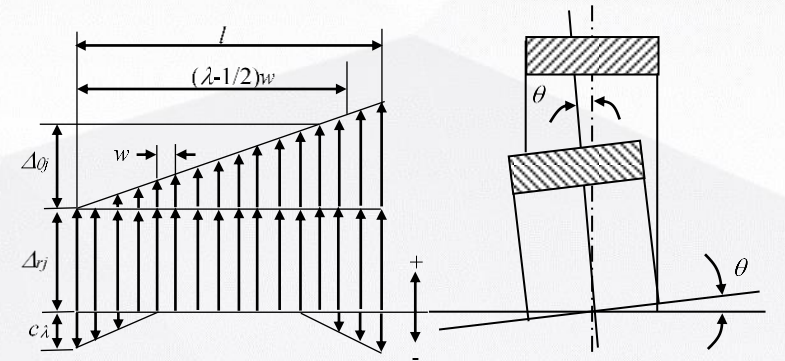
$$Q_j = \frac{w^{-0.89}}{1.24 \times 10^{-5} \times K^{0.11}} \sum_{\lambda=1}^K (\delta_{\lambda j})^{1.11}$$

$$\delta_{\lambda j} = \Delta_{ryj} + \Delta_{rzj} - \frac{S_d}{4} + \Delta_{\theta yj} + \Delta_{\theta zj} - C_\lambda =$$

$$\frac{1}{2} (\Delta y \cdot \cos \psi_j) + \frac{1}{2} (\Delta z \cdot \sin \psi_j) - \frac{S_d}{4} +$$

$$\frac{1}{2} \theta_y \left(\lambda - \frac{1}{2} \right) \cdot w \cdot \cos \psi_j - \frac{1}{2} \theta_z \left(\lambda - \frac{1}{2} \right) \cdot w \cdot \sin \psi_j - C_\lambda$$

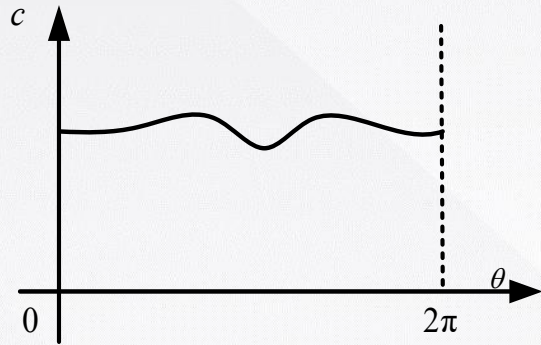
S_d 为中介轴承游隙



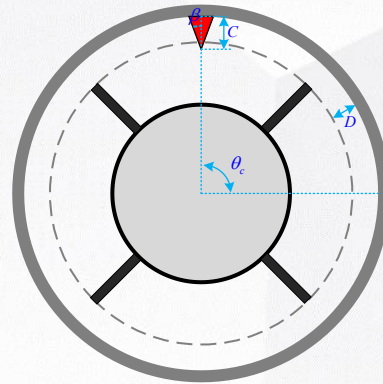
激励载荷建模

➤ (3) 碰摩激励

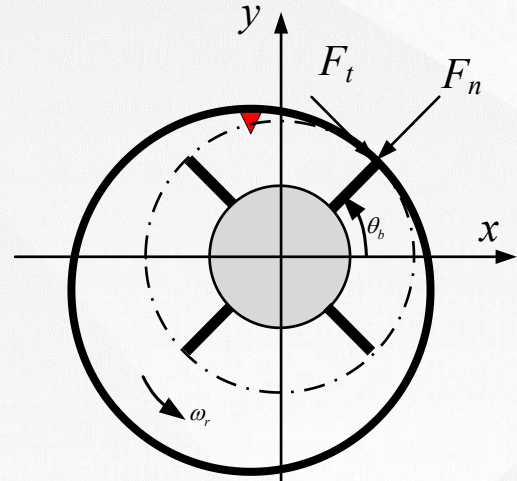
碰摩间隙建模



碰摩间隙函数图

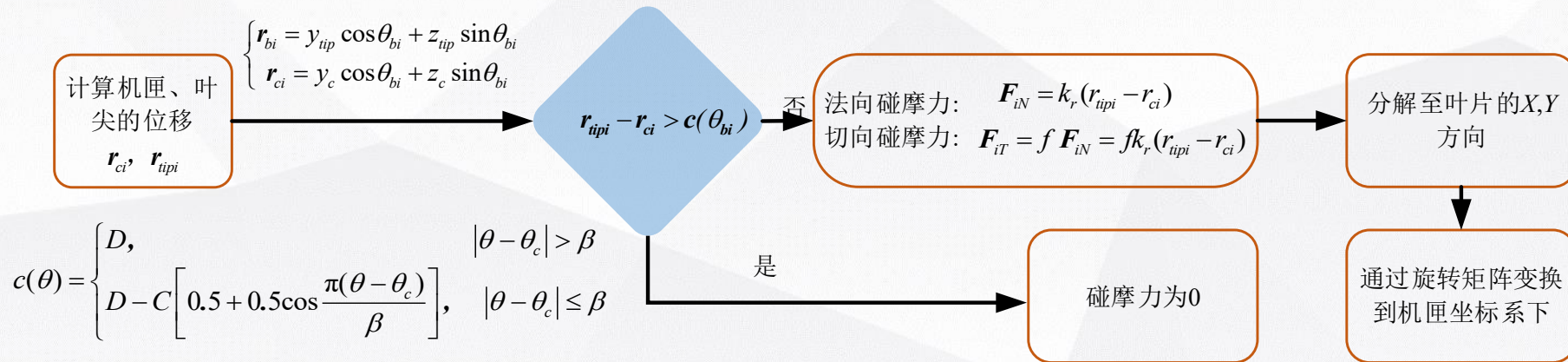


碰摩间隙圆周示意图



碰摩接触示意图

碰摩力计算流程

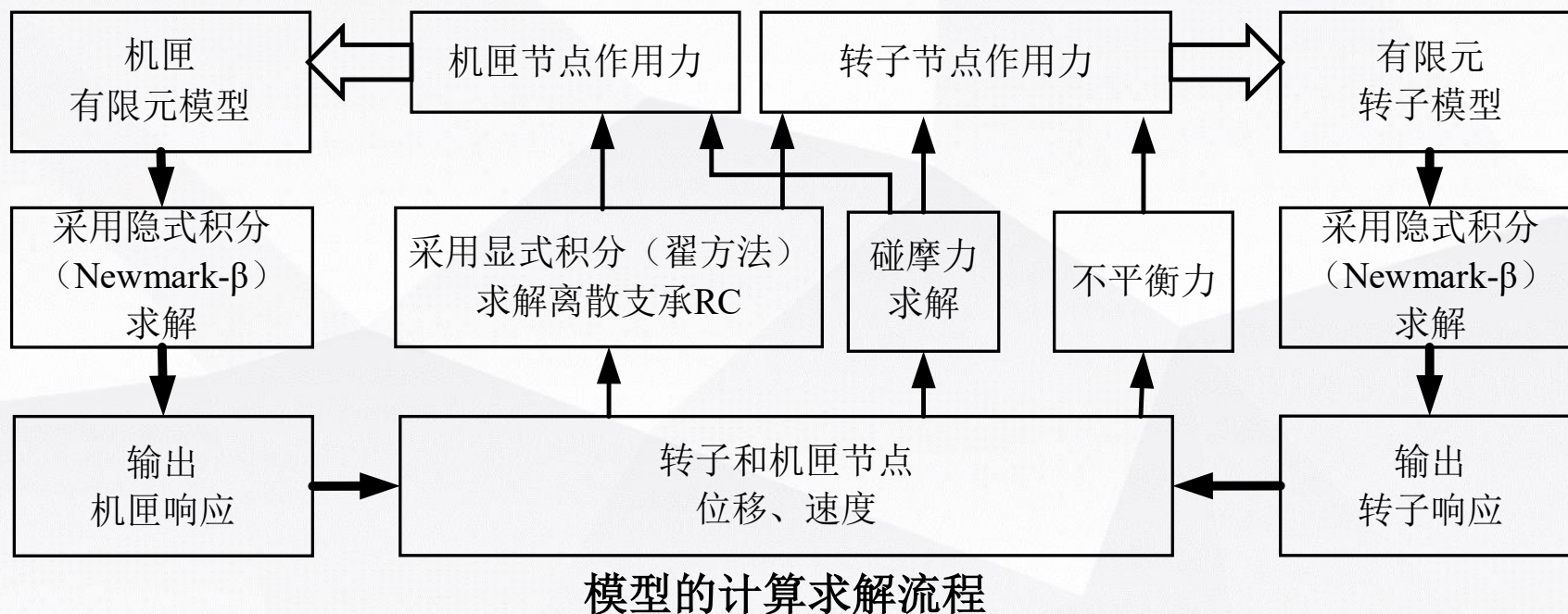


$$c(\theta) = \begin{cases} D, & |\theta - \theta_c| > \beta \\ D - C \left[0.5 + 0.5 \cos \frac{\pi(\theta - \theta_c)}{\beta} \right], & |\theta - \theta_c| \leq \beta \end{cases}$$

局部变形的间隙函数

转子-支承-机匣耦合动力学建模

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



小结

- 本章围绕航空发动机双转子-支承-机匣耦合动力学模型的构建，系统阐述了建模的理论与方法。主要工作及结论如下：
 - (1) 构建了包含转子、机匣、支承及轴承等多个子系统的航空发动机整机耦合动力学建模的总体框架，明确了各部件间的耦合关系。
 - (2) 建立了关键部件的动力学模型，即采用有限元法建立了转子与机匣的梁单元模型；采用集总参数法建立了包含线性与非线性特征的支承模型；重点集成了考虑赫兹接触、径向游隙等实际因素的滚动轴承（角接触球轴承与圆柱滚子轴承）非线性动力学模型。
 - (3) 提出了不平衡、碰摩、中介轴承游隙等多类型激励的建模方法；
 - (4) 针对整体模型的线性部分与局部非线性因素，阐述了系统方程的求解策略。
- 本章建立的耦合动力学模型及求解方法，为后续模型验证、故障仿真及参数影响分析奠定了坚实的理论基础和模型基础。

汇报内容

01 绪论

02 航空发动机整机耦合动力学建模

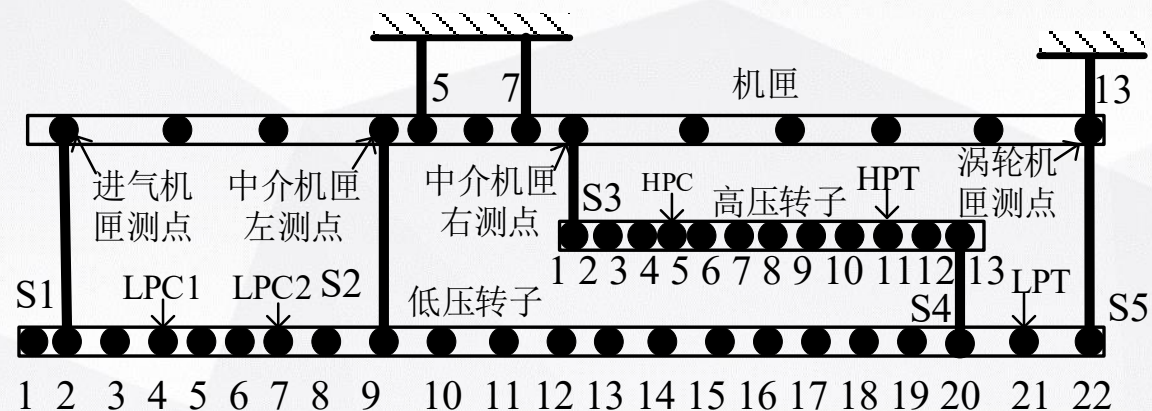
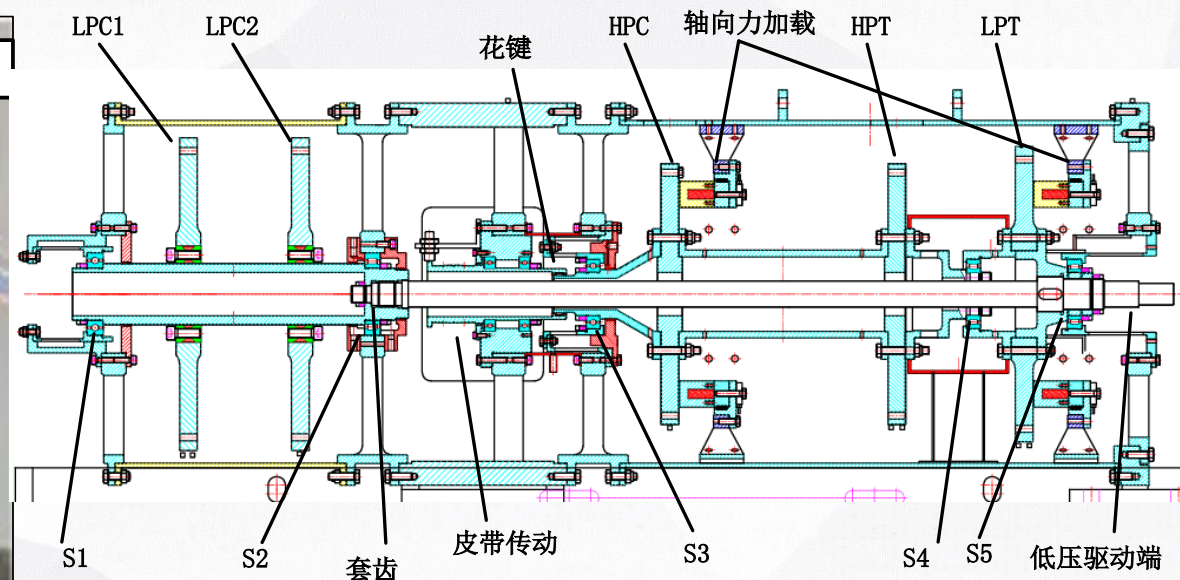
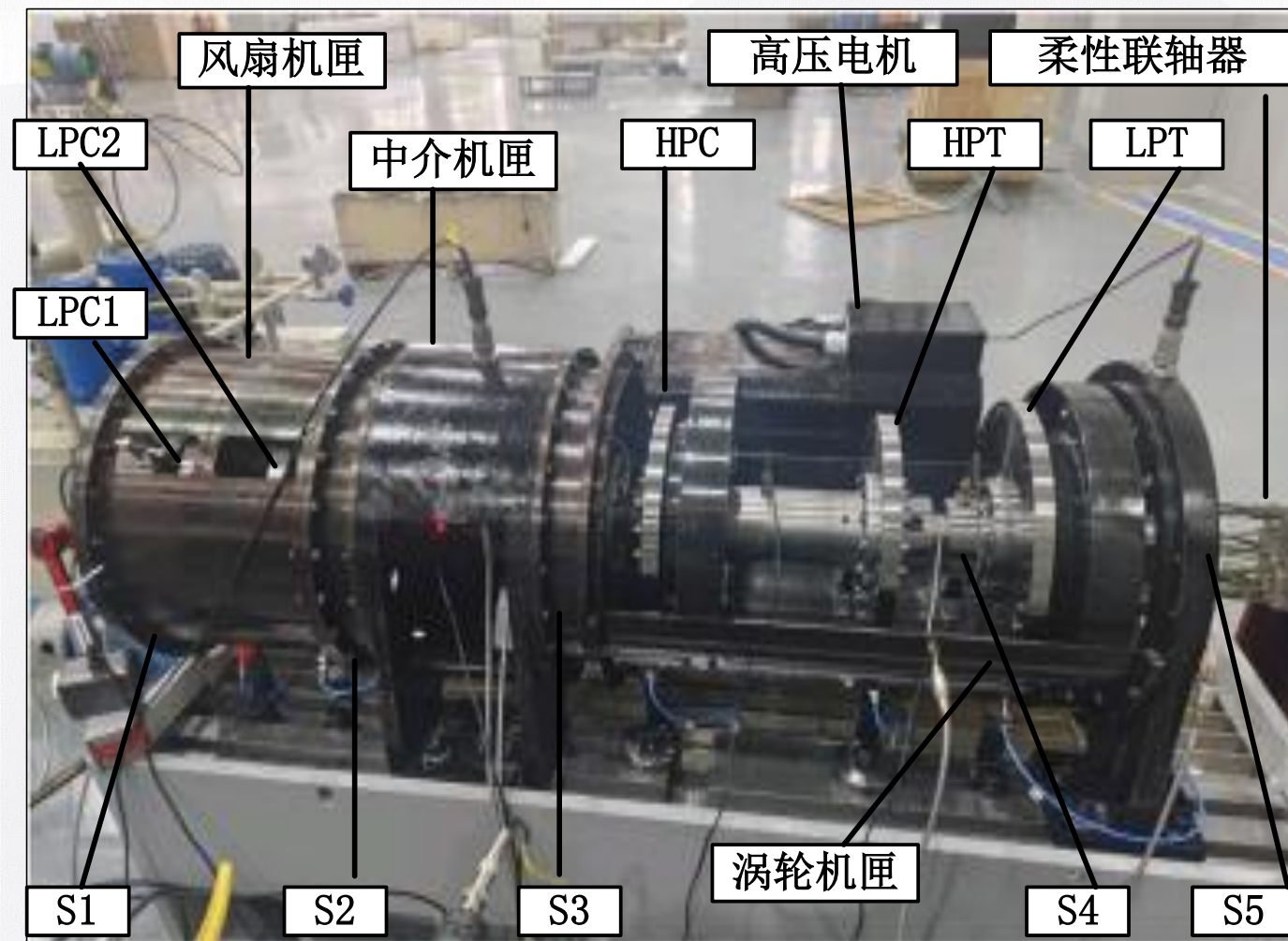
03 整机耦合动力学方法及模型验证

04 转子不平衡及碰摩对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

05 中介轴承径向游隙对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

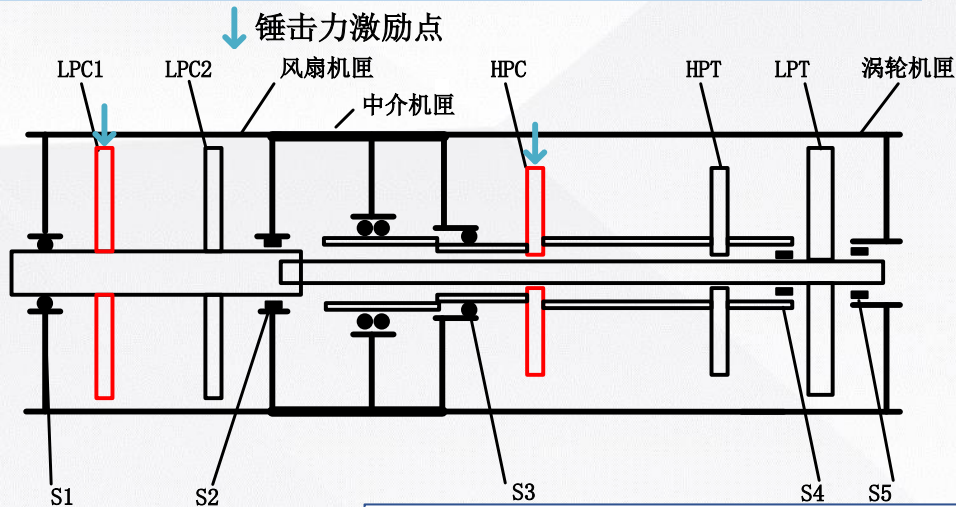
06 总结与展望

带机匣转子试验器简介及其动力学模型

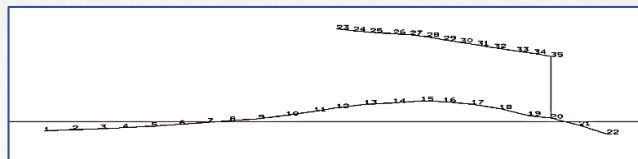
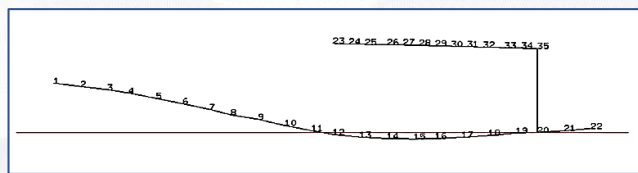
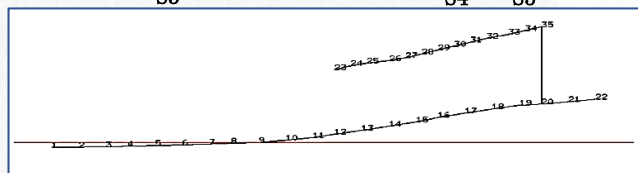


带机匣转子试验器模态验证

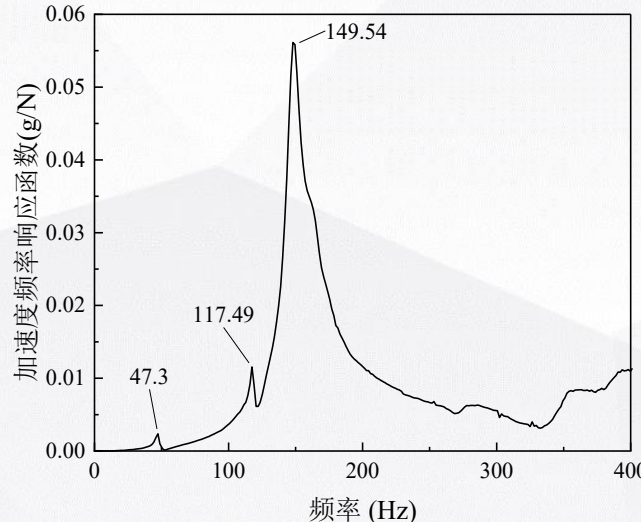
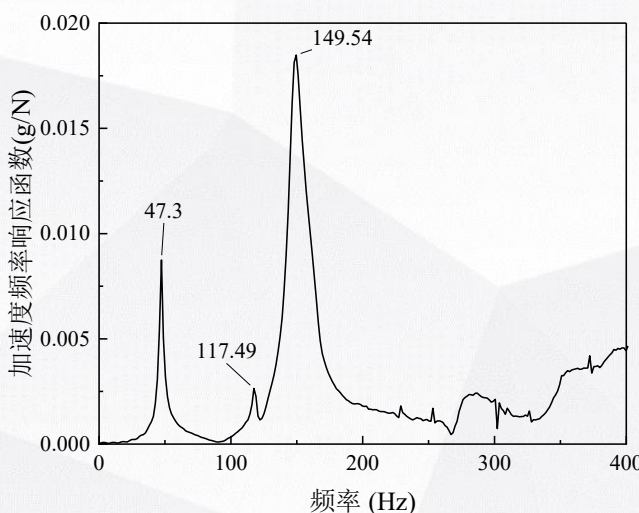
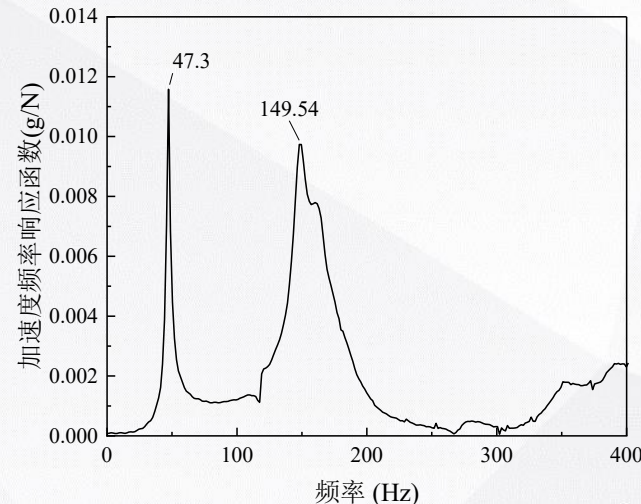
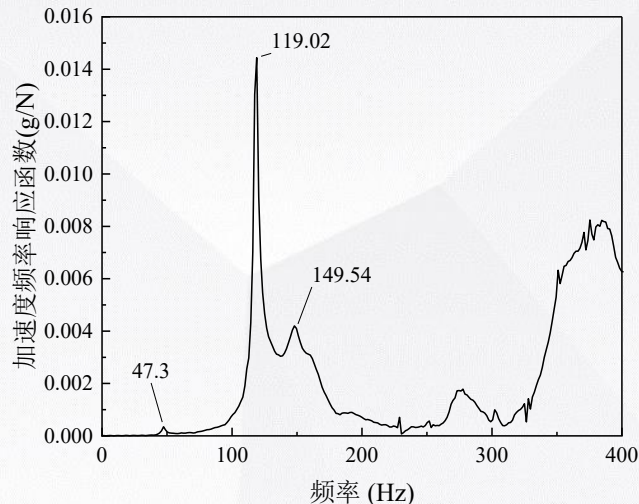
仿真



➤ 在高压压气机 HPC 盘施加冲击激励，冲击力幅值 1000N，持续时间 0.1ms。



前三阶模态振型图

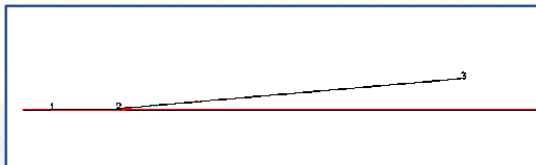
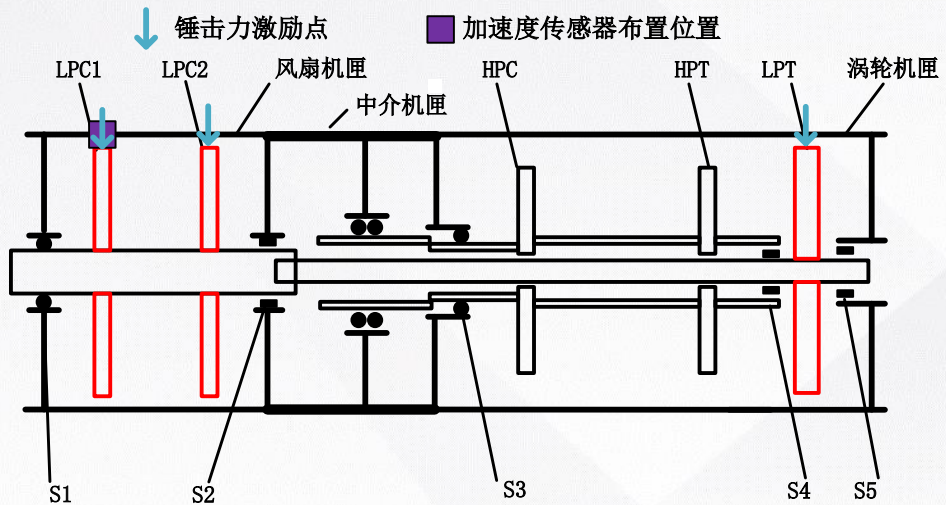


锤击 HPC 时双转子模拟试验器的频响函数

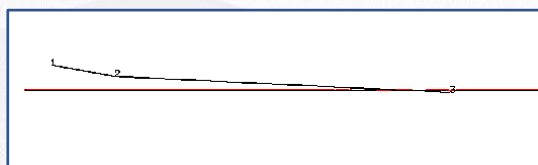
带机匣转子试验器模态验证

低压转子试验

在低压压气机盘LPC1布置加速度传感器，
锤击LPC1、LPC2和LPT

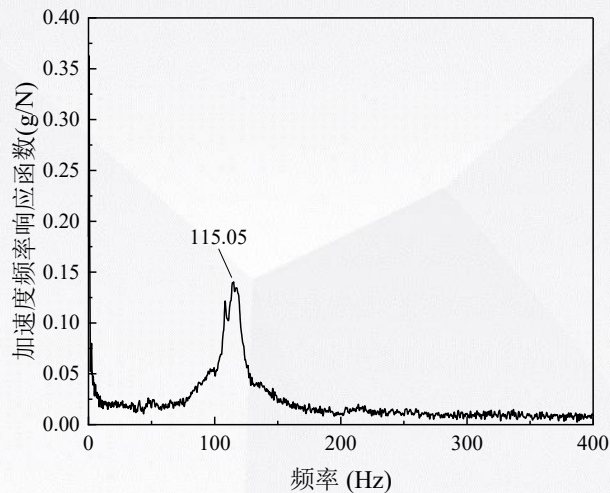


(a) 第一阶模态振型 (45.17Hz)

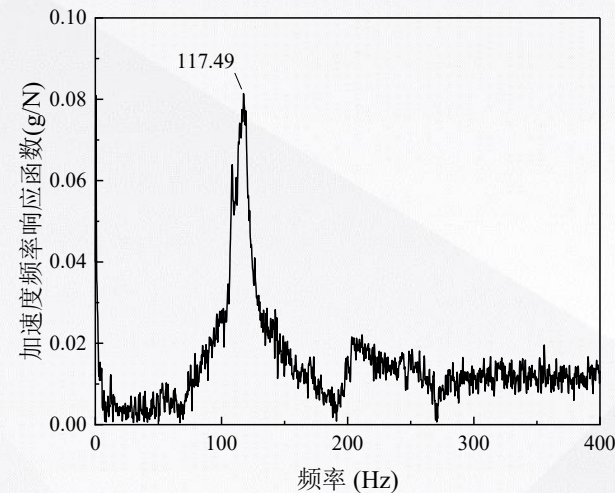


(b) 第二阶模态振型 (114.92Hz)

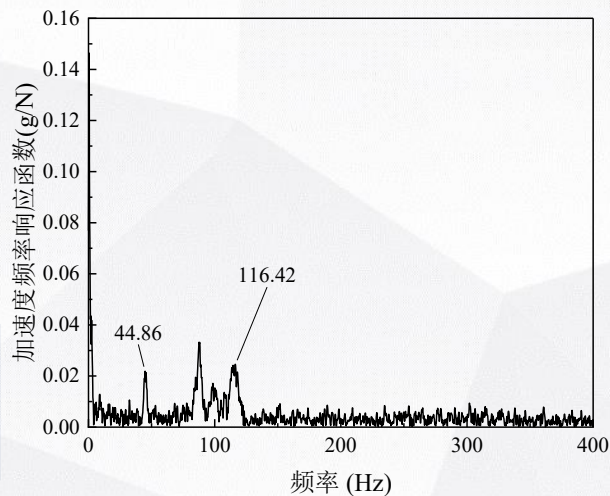
低压前两阶模态振型图



(a) 锤击 LPC1 的频率响应函数



(b) 锤击 LPC2 的频率响应函数



(c) LPT 的频率响应函数

双转子模拟试验器低压转子的频响函数



(a) 数据采集器



(b) 加速度传感器



(c) 力锤



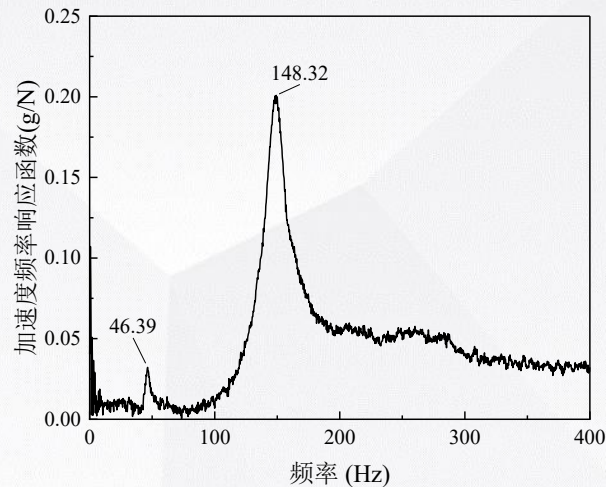
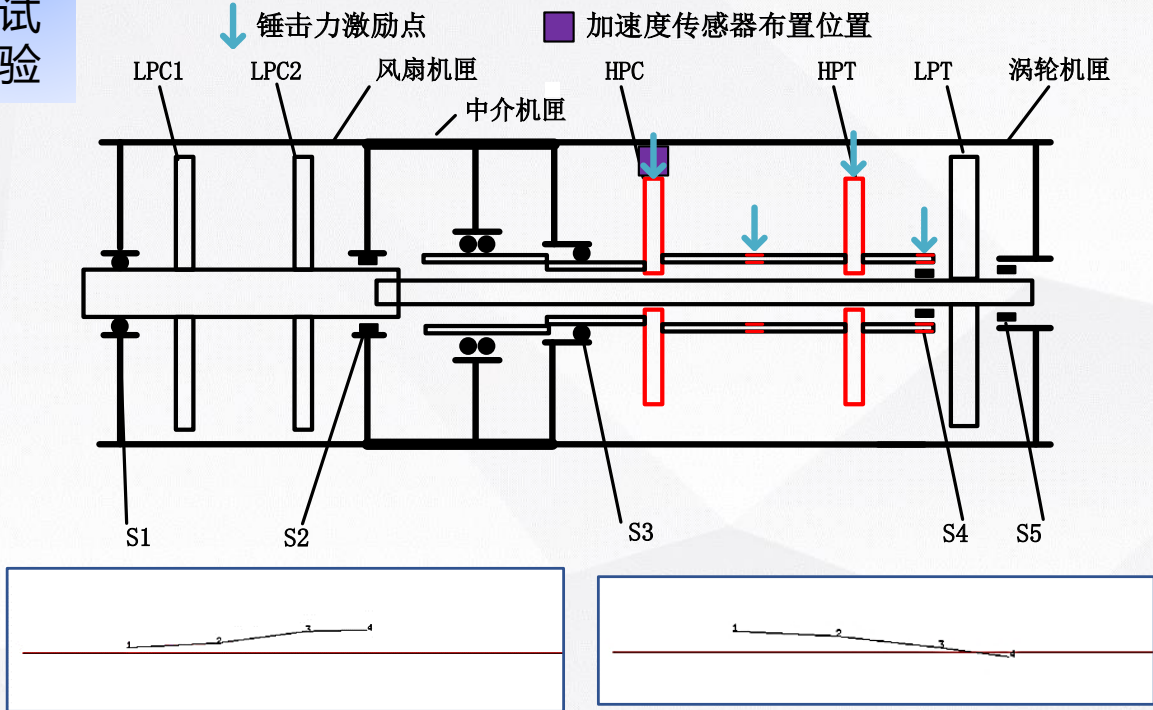
(d) 电涡流传感器

力锤及振动信号采集系统

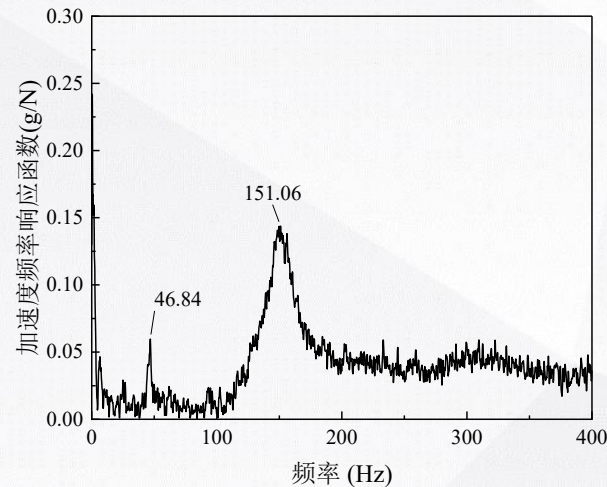
高压转子试验

带机匣转子试验器模态验证

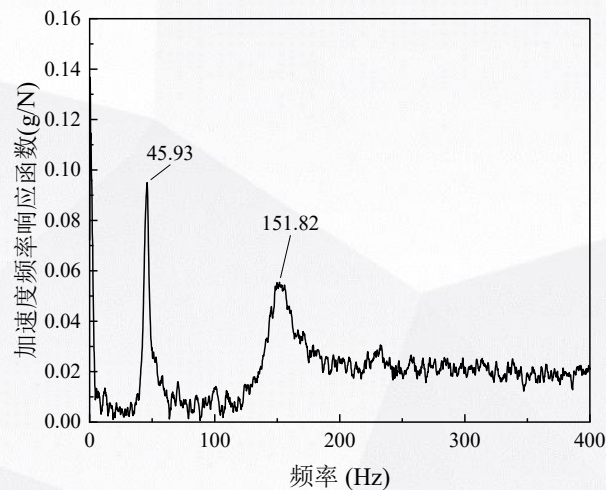
➤ 在高压压气机盘HPC布置加速度传感器，锤击HPC、高压转子鼓筒、HPT和高压转子4支点处



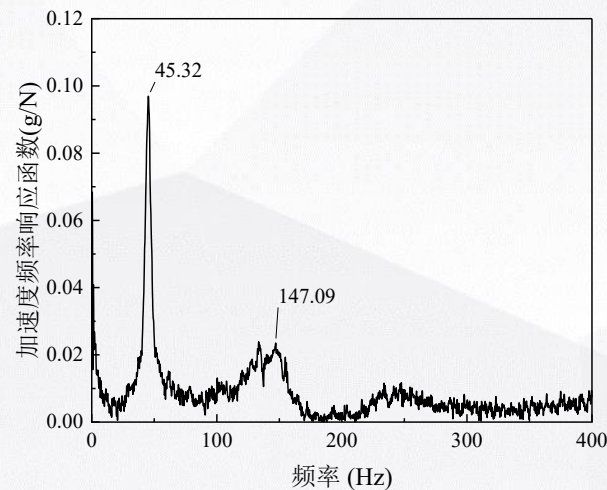
(a) 锤击 HPC 的频率响应函数



(b) 锤击高压转子鼓筒的频率响应函数



(c) 锤击 HPT 的频率响应函数



(d) 锤击高压 4 支点处的频率响应函数

双转子模拟试验器高压转子的频响函数

带机匣转子试验器模态验证

仿真与试验模态结果对比

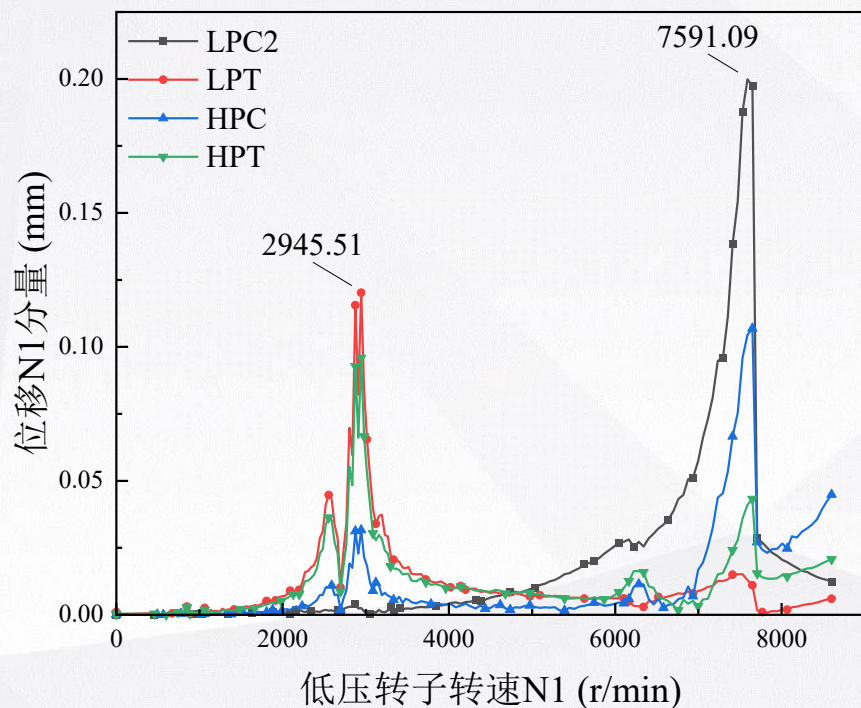
➤ 表所示为模态仿真与试验结果对比，从表中可以看出模态仿真与试验结果对比前三阶固有频率最大误差为4.7%，同时模态振型一致，证明仿真结果的正确性：

阶数	双转子仿真频率(Hz)	仿真模态振型	低压试验频率(Hz)	低压模态振型	高压试验频率(Hz)	高压模态振型	最大频率误差(%)
一阶	47.3	高低压涡轮俯仰	45.17	低压涡轮俯仰	46.67	高压涡轮俯仰	4.7
二阶	119.02	风扇俯仰	114.92	风扇俯仰	——	——	3.6
三阶	149.54	高压压气机俯仰	——	——	149.09	高压压气机俯仰	0.03

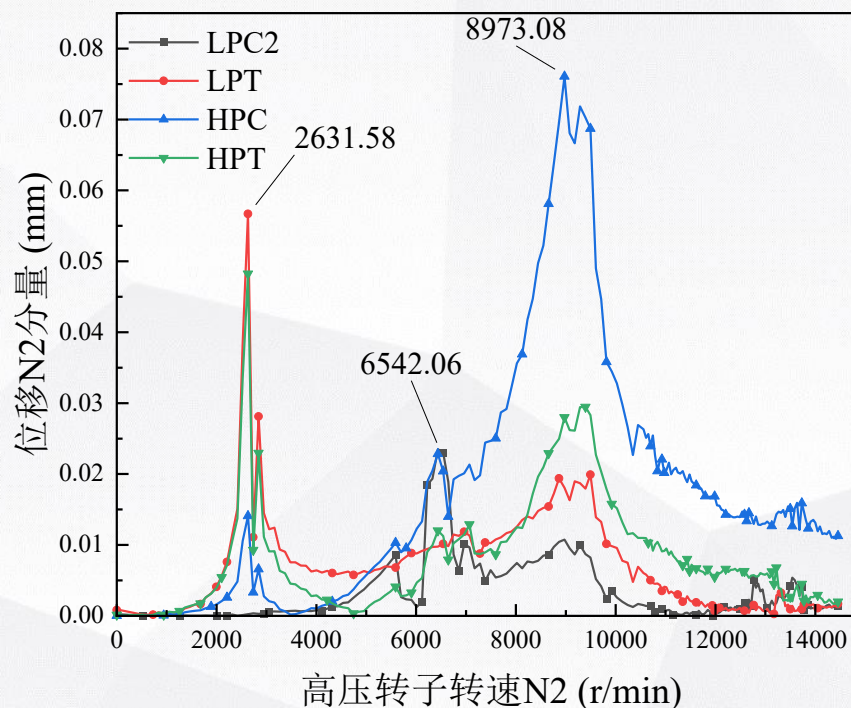
带机匣的双转子试验器临界转速验证

仿真 (双转子正转)

图为低压压气机盘LPC2、LPT、HPC和HPT测点X向的位移分量振幅与对应转速关系图。其中低压转子转速从0到8880rpm，高压转子转速从0到14675rpm。从图中可以明显看出低压转子激励和高压转子激励下系统的临界转速，表列出了由低压激励和高压激励得到的系统临界转速。由于X向和Y向具有对称性，其规律完全相同：



(a) $1 \times N1$ 分量与 $N1$ 的变换关系



(b) $1 \times N2$ 分量与 $N2$ 的变换关系

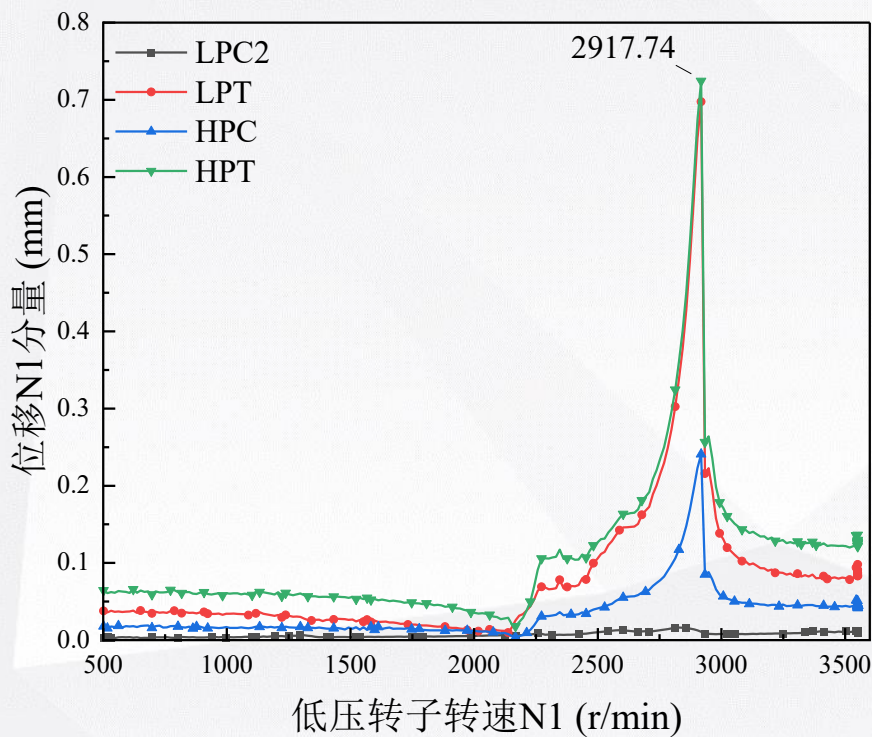
各转盘位移分量振幅与对应转速关系图

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

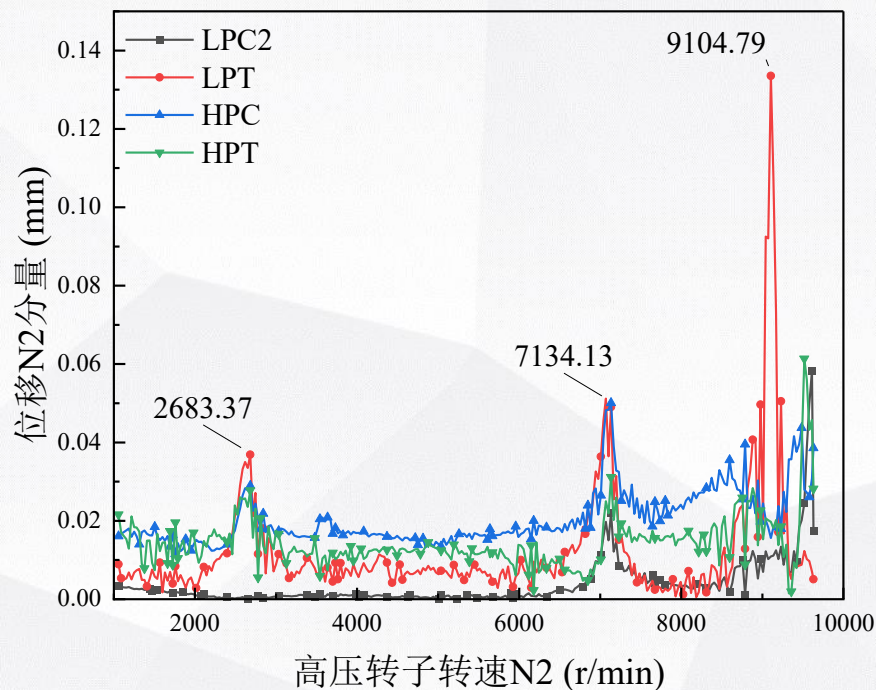
带机匣的双转子试验器临界转速验证

试验 (双转子正转)

图为低压压气机盘LPC2、LPT、HPC和HPT测点位移分量及有效值振幅。其中低压转子转速从0到3550rpm，高压转子转速从0到9629rpm，前期高低压转速比为2.12，低压先达到3550rpm后维持，高压转速继续升至9629rpm。表列出了由低压激励和高压激励得到的系统临界转速：



(a) $1 \times N1$ 分量与 $N1$ 的变换关系



(b) $1 \times N2$ 分量与 $N2$ 的变换关系

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

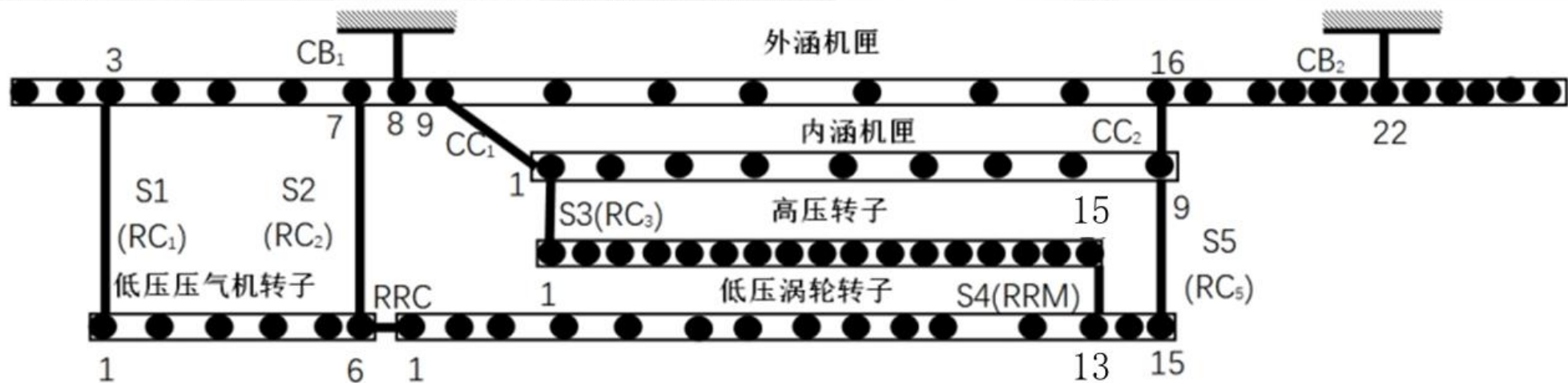
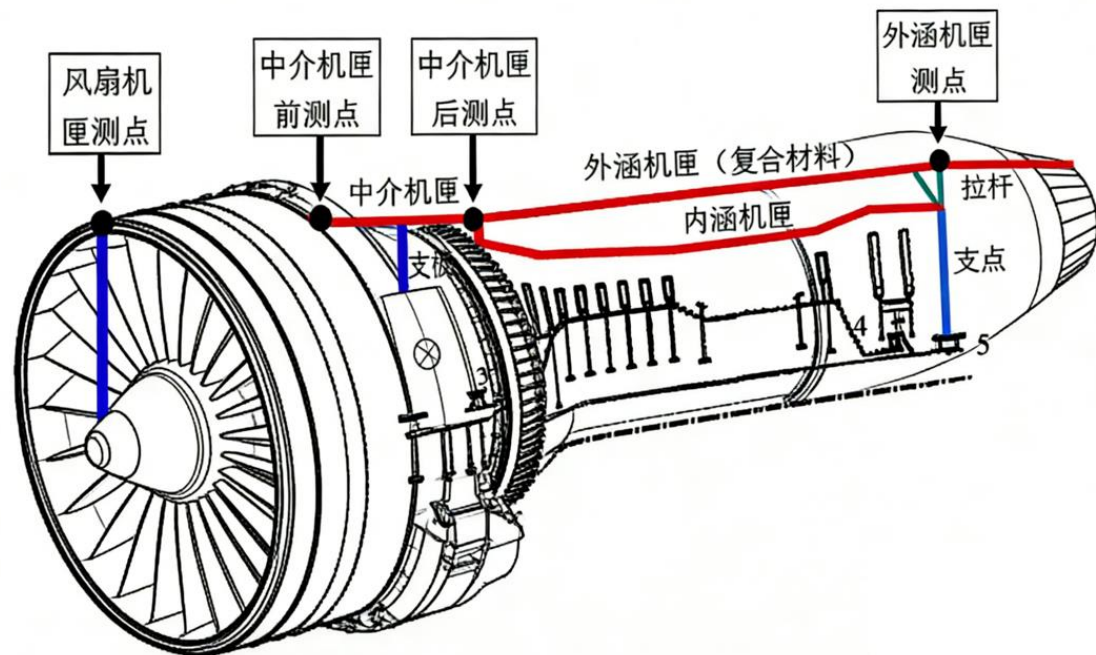
带机匣的双转子试验器临界转速验证

仿真与试验结果对比

➤ 表为临界转速仿真值与实测值对比，从表中可以看出临界转速的仿真结果计算误差均在10%以内，分别为1.93%、8.30%、1.45%：

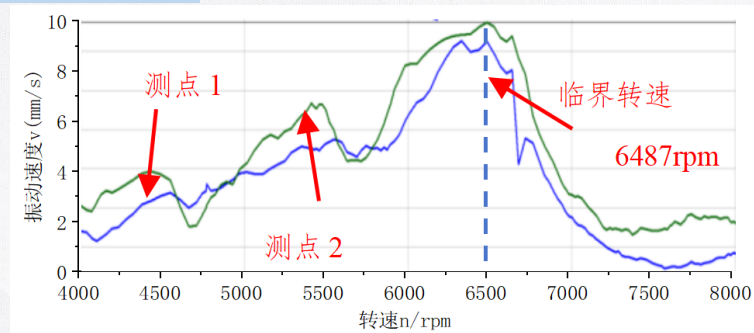
阶数 /状态	仿真		试验		计算误差%	
	低压转子激励临界转速 (r/min)	高压转子激励临界转速 (r/min)	低压转子激励临界转速 (r/min)	高压转子激励临界转速 (r/min)	低压激励临界转速 (r/min)	高压激励临界转速 (r/min)
1	2945.51	2631.58	2917.74	2683.37	0.95	1.93
2	7591.09	6542.06	——	7134.13	——	8.30
3	——	8973.08	——	9104.79	——	1.45

某型航空发动机耦合动力学模型

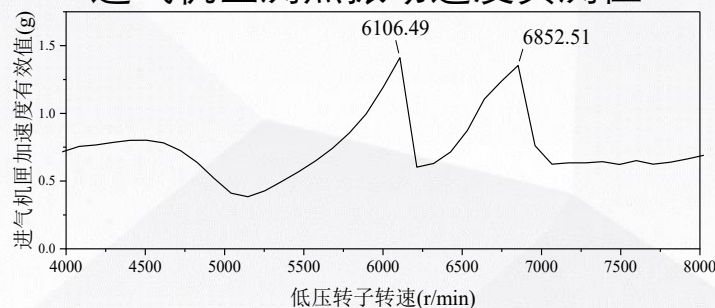


某型航空发动机整机振动模型及其验证

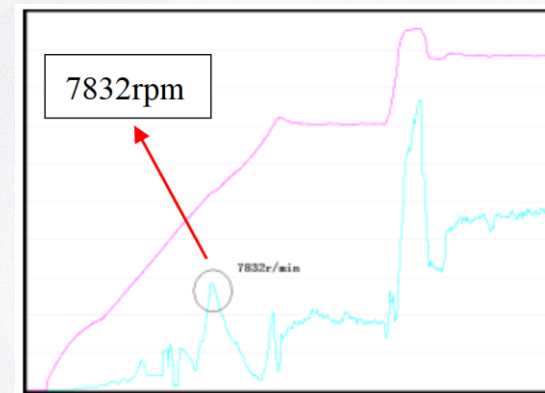
通过响应峰值法，结合试车数据与模型仿真，识别出低压转子的低压激振风扇俯仰模态临界转速，以及高压转子的高压激振高压压气机模态临界转速。临界转速的**仿真结果与实测值计算误差均在6%以内**，表明所构建的整机模型具有较高的模拟精度，能够模拟航空发动机的振动响应。



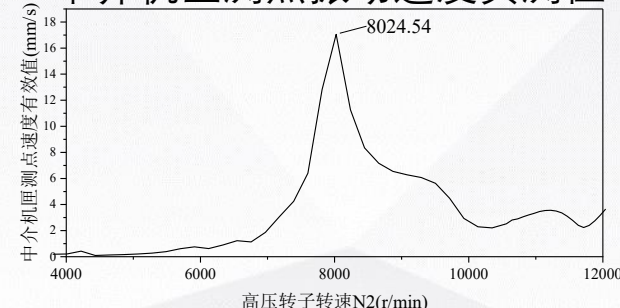
进气机匣测点振动速度实测值



进气机匣测点振动速度仿真值



中介机匣测点振动速度实测值



中介机匣测点振动速度仿真值

临界转速	临界转速计算值/(r/min)	临界转速实测值/(r/min)	误差	
低压激振风扇俯仰模态	同相俯仰	6106.49	6487	5.87%
	反相俯仰	6852.51		5.63%
高压激振高压压气机模态	8024.54	7615	5.38%	

小结

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

2) 将经过试验验证的整机耦合动力学建模方法，应用于某型真实双转子航空发动机，完成了从方法原理到工程实践的衔接。主要工作与结论如下：建立了该型发动机的整机耦合动力学模型。依据其实际构型与参数，构建了包含高、低压转子、中介轴承、多支点支承及机匣的耦合动力学模型。完成了发动机的临界转速计算与分析。利用所建模型，系统仿真计算了高、低压转子分别激励下的系统临界转速及其对应振型。通过试车数据验证了模型的工程有效性。将仿真得到的临界转速结果与该型发动机的试车实测数据进行了对比。结果表明，临界转速的计算误差均在6%以内，验证了所建模型对该型真实发动机动力学特性具有可靠的预测精度。

汇报内容

01 绪论

02 航空发动机整机耦合动力学建模

03 整机耦合动力学方法及模型验证

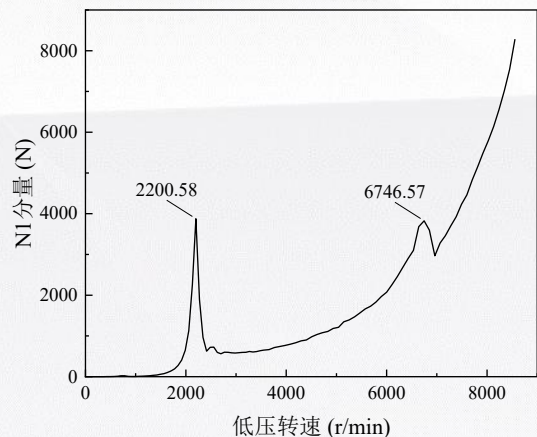
04 转子不平衡及碰摩对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

05 中介轴承径向游隙对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

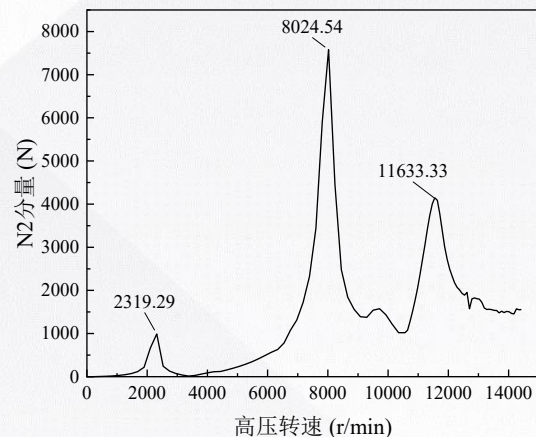
06 总结与展望

转子不平衡对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

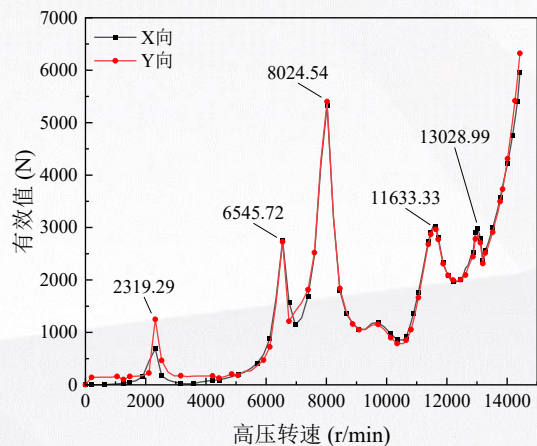
初始不平衡量下



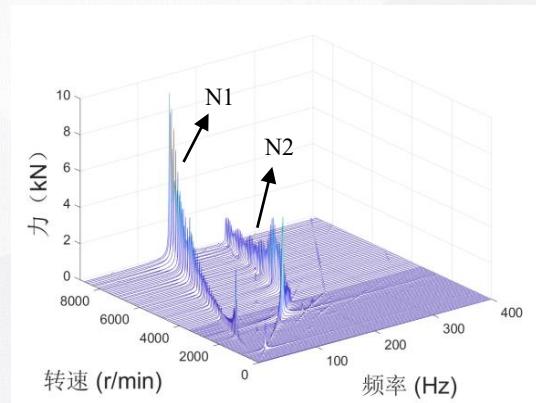
(a) 初始不平衡时中介轴承力 $1 \times N1$ 分量与 $N1$ 的变化关系



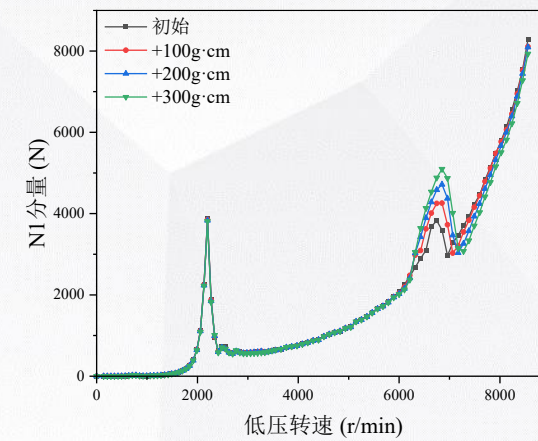
(b) 初始不平衡时中介轴承力 $1 \times N2$ 分量与 $N2$ 的变化关系



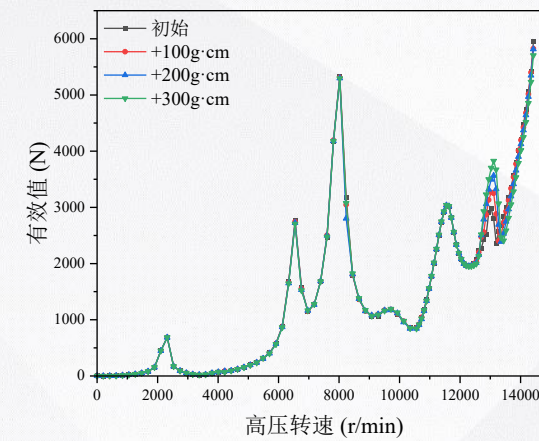
(c) 初始不平衡时中介轴承 X 和 Y 向力与 $N1$ 的变化关系



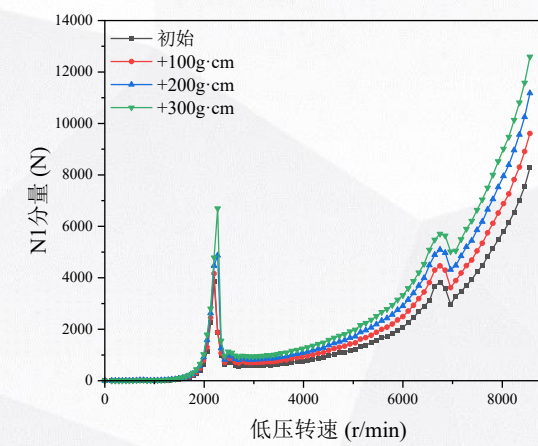
(d) 中介轴承力瀑布图随低速转速 $N1$ 变化关系



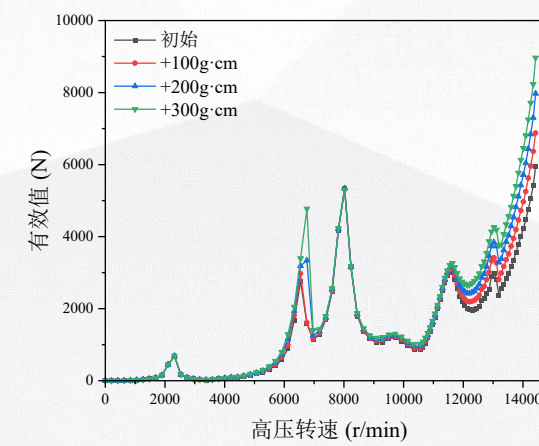
(a) 不同不平衡量时中介轴承力 $1 \times N1$ 分量与 $N1$ 的变化关系



(b) 不同不平衡量时中介轴承力有效值与 $N2$ 的变化关系



(a) 不同不平衡量时中介轴承力 $1 \times N1$ 分量与 $N1$ 的变化关系



(b) 不同不平衡量时中介轴承力有效值与 $N2$ 的变化关系

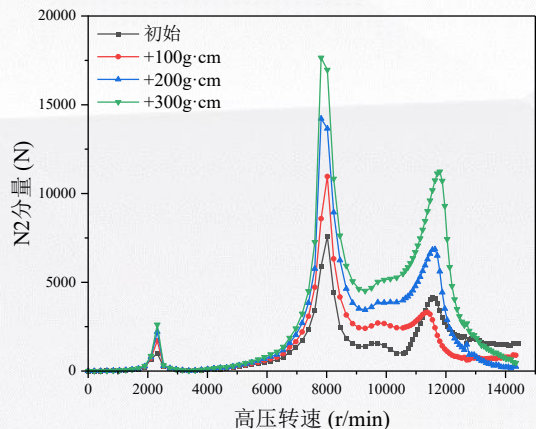
不同 L P C 1 不平衡量

不同 L P T 不平衡量

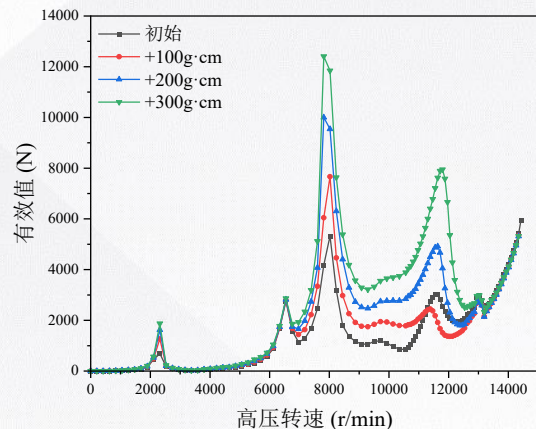
转子不平衡对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

$$S = \frac{\Delta F / F}{\Delta e / e} \times 100\%$$

不同HPC不平衡量

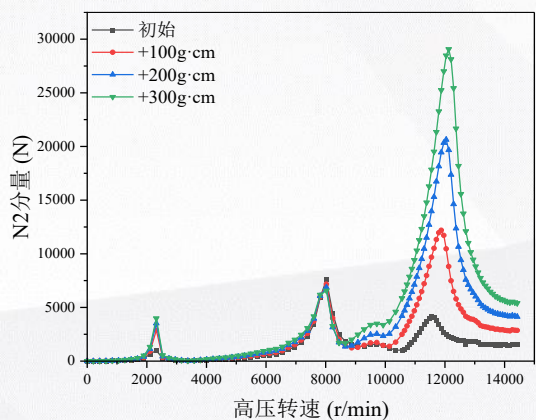


(a) 不同不平衡量时中介轴承力 1×N2 分量与 N2 的变化关系

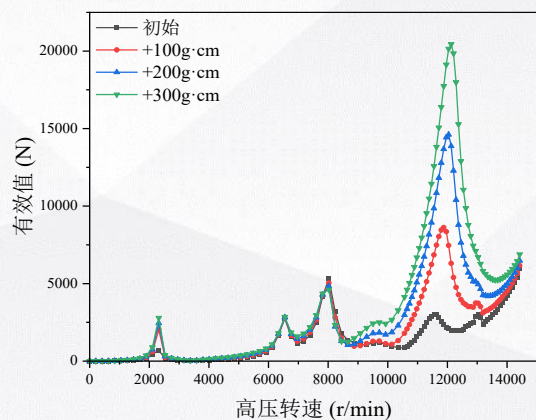


(b) 不同不平衡量时中介轴承力有效值与 N2 的变化关系

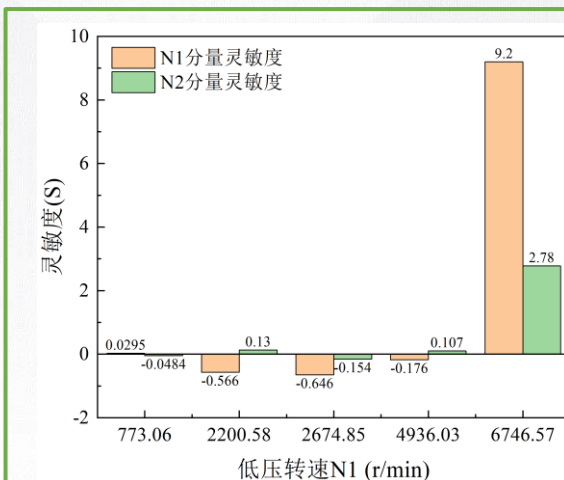
不同HPT不平衡量



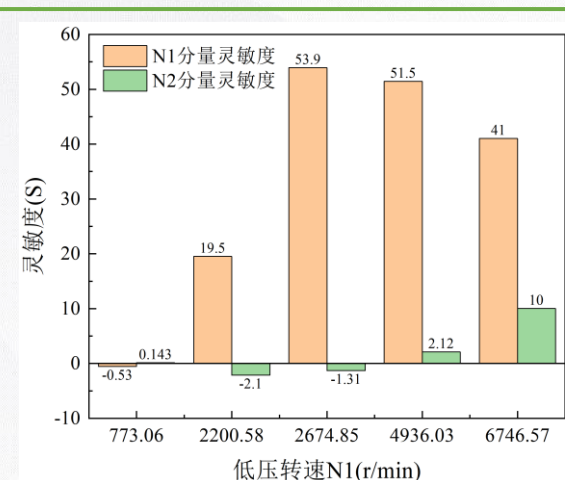
(a) 不同不平衡量时中介轴承力 1×N2 分量与 N2 的变化关系



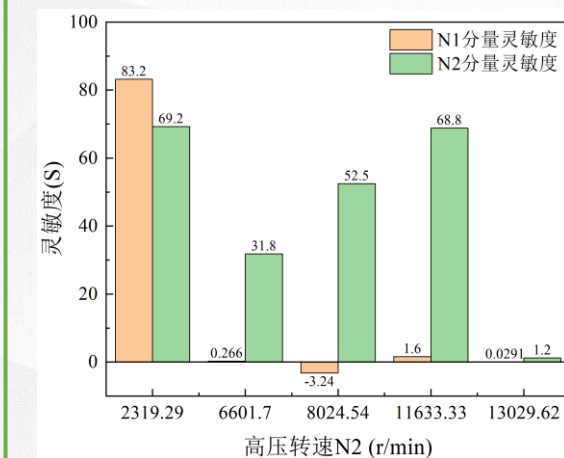
(b) 不同不平衡量时中介轴承力有效值与 N2 的变化关系



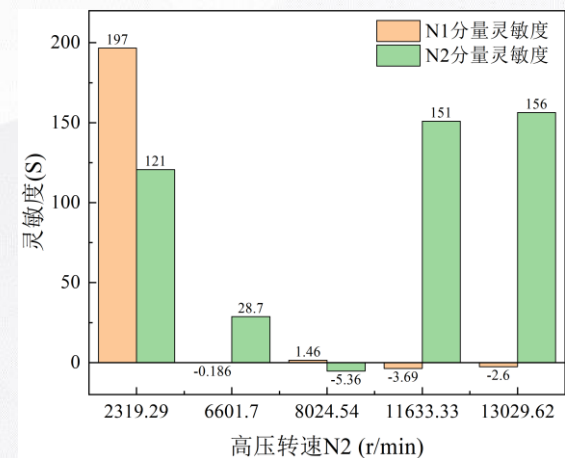
(a) LPC1 盘的不平衡灵敏度



(b) LPT 盘的不平衡灵敏度



(c) HPC 盘的不平衡灵敏度

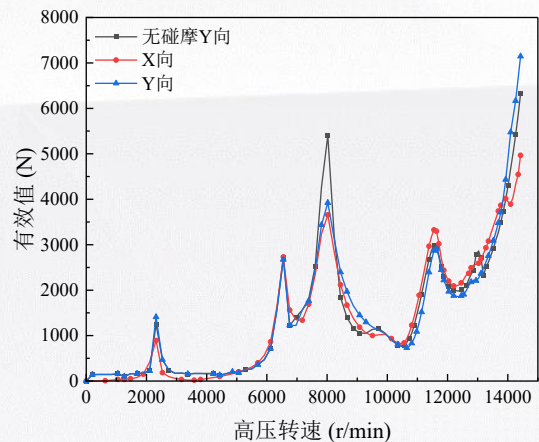


(d) HPT 盘的不平衡灵敏度

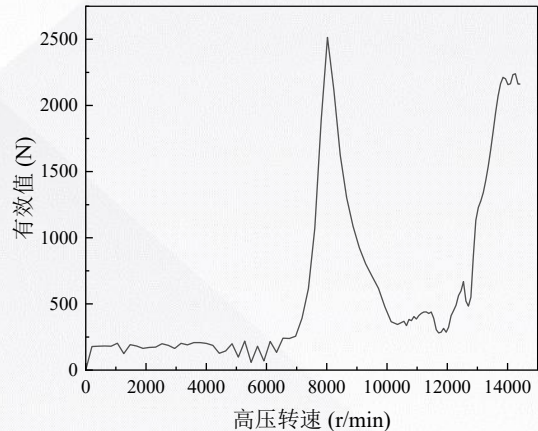
不平衡量灵敏度

转静碰摩对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

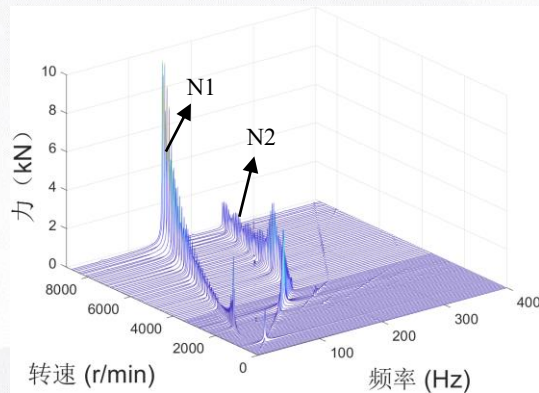
低压风扇碰摩



(a) 碰摩与不碰摩下中介轴承径向力对比

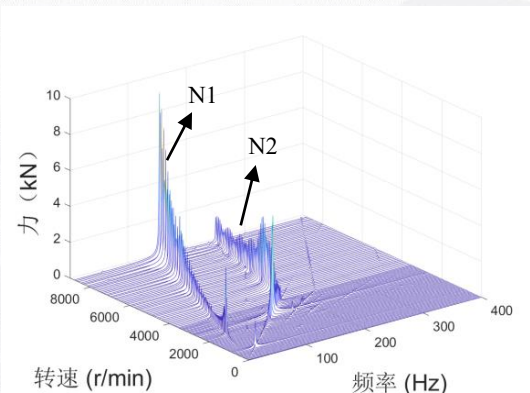


(b) Y 向碰摩力随转速变化曲线



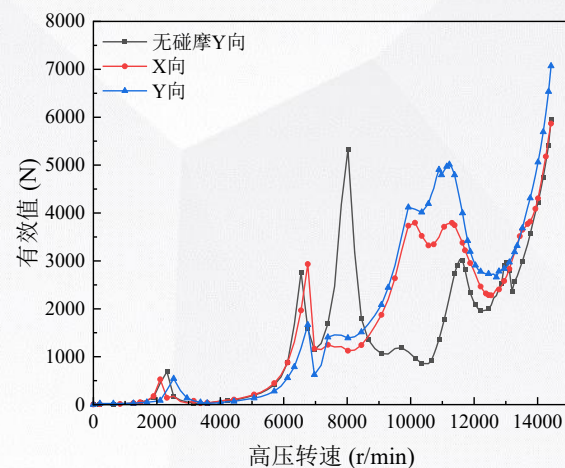
(c) 碰摩时中介轴承径向垂直力瀑布图

低压风扇碰摩时中介轴承力的全转速变化趋势图

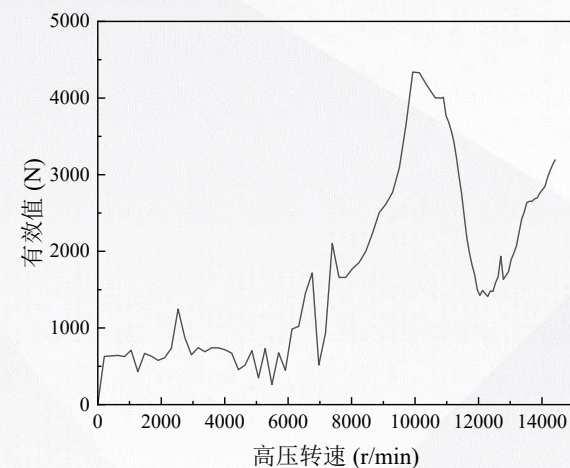


(d) 无碰摩时中介轴承径向垂直力瀑布图

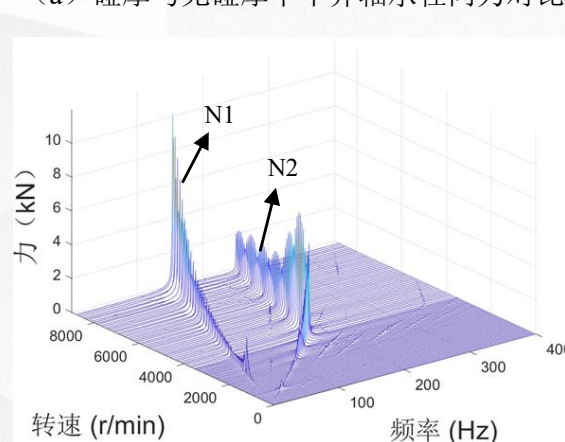
高压压气机碰摩



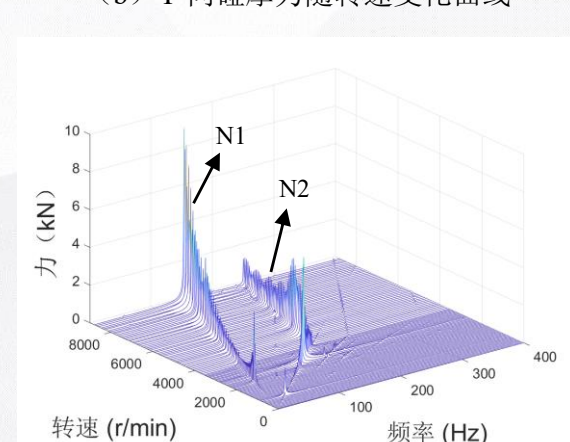
(a) 碰摩与无碰摩下中介轴承径向力对比



(b) Y 向碰摩力随转速变化曲线



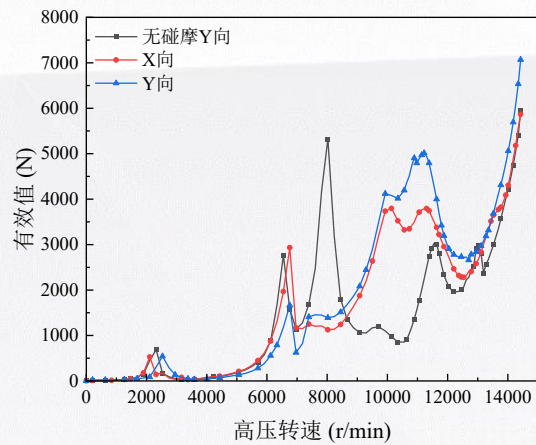
(c) 碰摩时中介轴承径向垂直力瀑布图



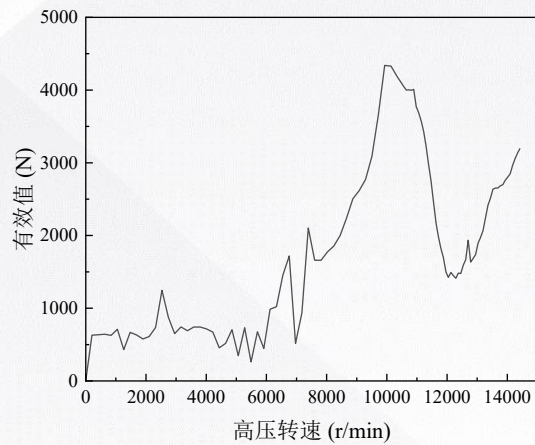
(d) 无碰摩时中介轴承径向垂直力瀑布图

转静碰摩对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

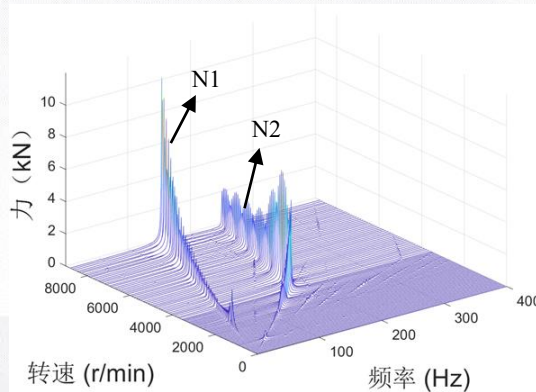
低压涡轮碰摩



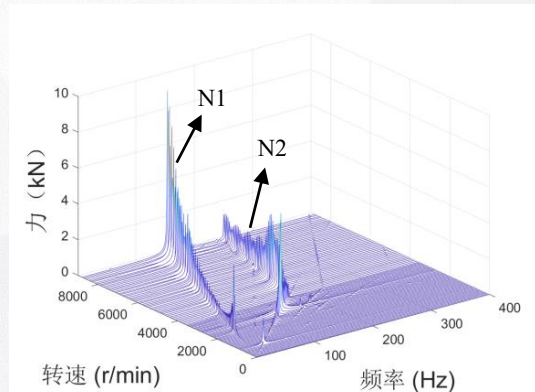
(a) 碰摩与无碰摩下中介轴承径向力对比



(b) Y 向碰摩力随转速变化曲线

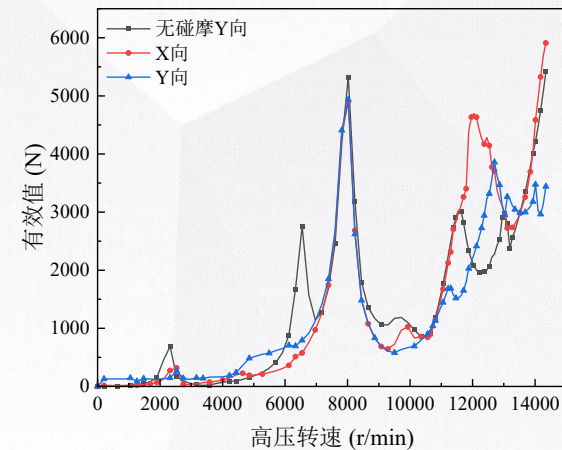


(c) 碰摩时中介轴承径向垂直力瀑布图

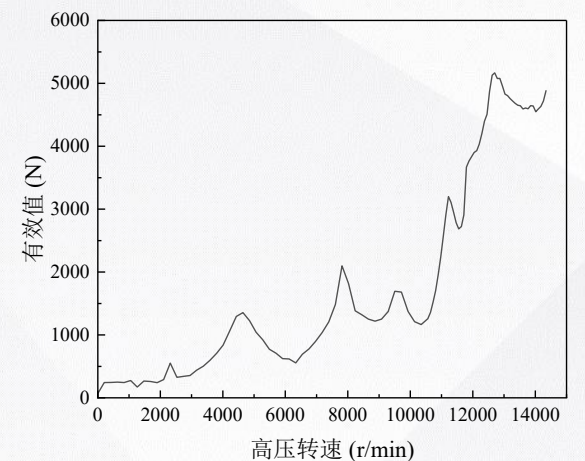


(d) 无碰摩时中介轴承径向垂直力瀑布图

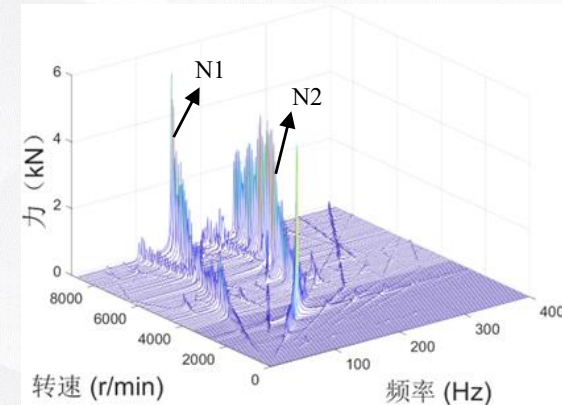
高压涡轮碰摩



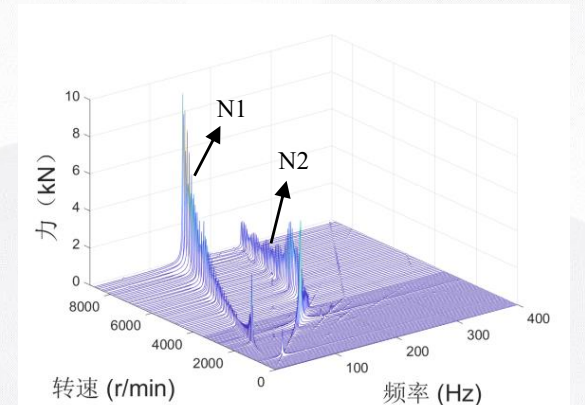
(a) 碰摩与无碰摩下中介轴承径向力对比



(b) Y 向碰摩力随转速变化曲线



(c) 碰摩时中介轴承径向垂直力瀑布图



(d) 无碰摩时中介轴承径向垂直力瀑布图

小结

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

- (1) 转子不平衡影响分析：通过分别设置低压风扇（LPC1）、低压涡轮（LPT）、高压压气机（HPC）和高压涡轮（HPT）四个关键转盘处不同大小的不平衡量，进行全转速域仿真分析。结果表明：不平衡激励对中介轴承力的影响具有显著的“路径依赖”特性，即低压转子不平衡主要激起并放大中介轴承力中与低压转速同频（ $1 \times N1$ ）的分量，而高压转子不平衡则主导与高压转速同频（ $1 \times N2$ ）分量的变化。在慢车以上的工作转速范围内，不同位置不平衡量的影响程度存在明显差异：**高压涡轮（HPT）处的不平衡量对中介轴承力的影响最大，高压压气机（HPC）和低压涡轮（LPT）次之，低压风扇（LPC1）的影响最小。**
- (2) 转静碰摩影响分析：采用所建立的转子-机匣碰摩模型，仿真分析了低压风扇、高压压气机、高压涡轮及低压涡轮四个关键部位发生局部偏摩时的系统响应。结果表明：①碰摩故障会引入强烈的非线性激励，显著改变系统的动力特性。碰摩相当于在**局部增加了附加支承刚度**，导致系统临界转速及振动峰值的位置和大小发生明显改变。②发生碰摩时，中介轴承力的频谱中除转速倍频分量显著增大外，还会出现丰富的高低压转子转速组合频率及高频谐波成分。但是不同部位的碰摩对**中介轴承力的有效值影响均不大。**

汇报内容

01 绪论

02 航空发动机整机耦合动力学建模

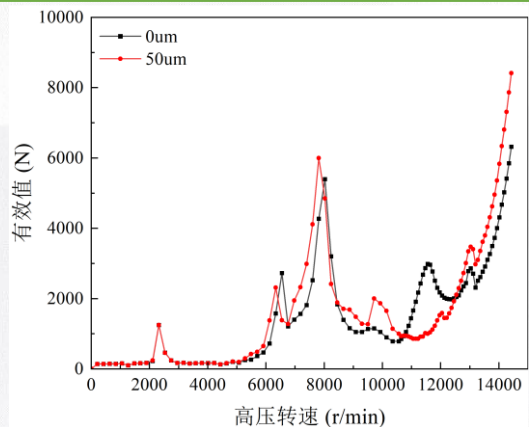
03 整机耦合动力学方法及模型验证

04 转子不平衡及碰摩对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

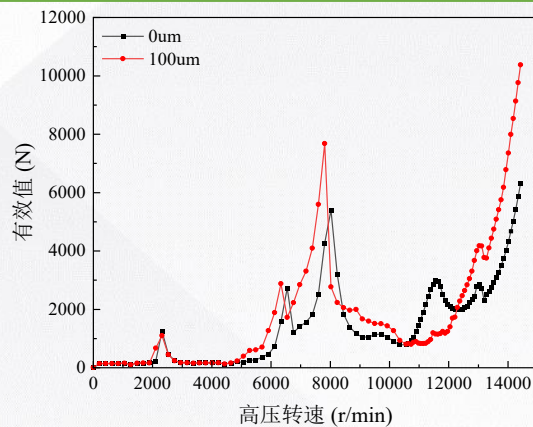
05 中介轴承径向游隙对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

06 总结与展望

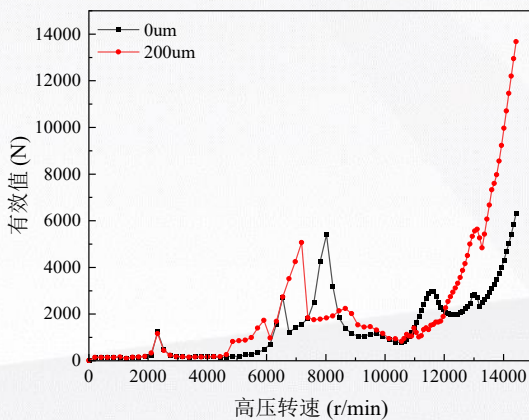
中介轴承游隙对中介轴承载荷的影响



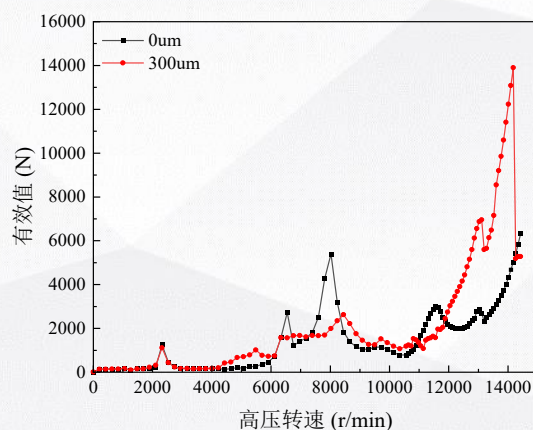
(a) 50µm 游隙和无游隙时中介轴承力有效值与 N2 的变化关系



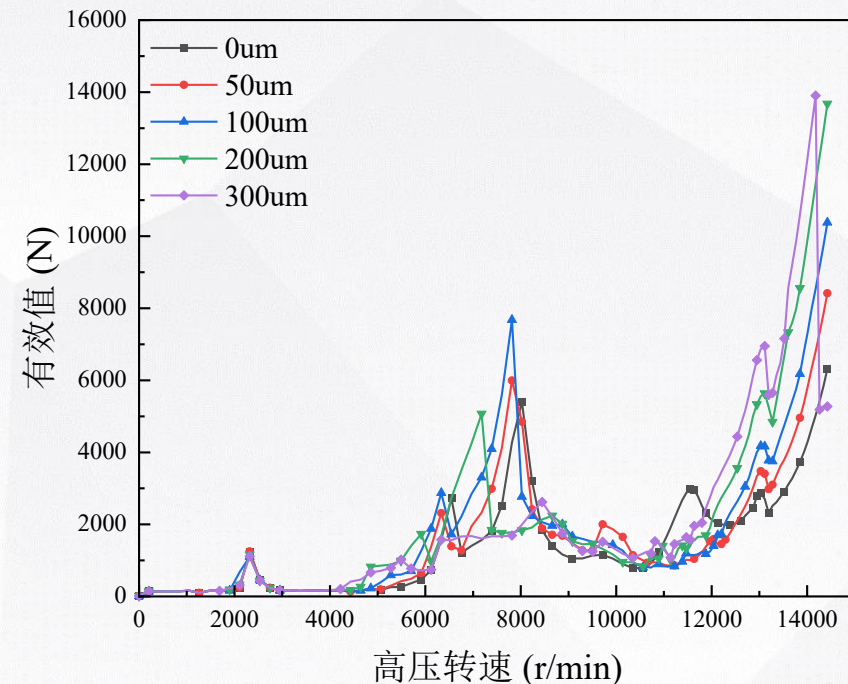
(b) 100µm 游隙和无游隙时中介轴承力有效值与 N2 的变化关系



(c) 200µm 游隙和无游隙时中介轴承力有效值与 N2 的变化关系



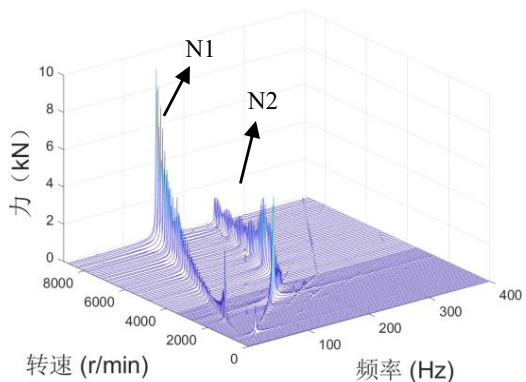
(d) 300µm 游隙和无游隙时中介轴承力有效值与 N2 的变化关系



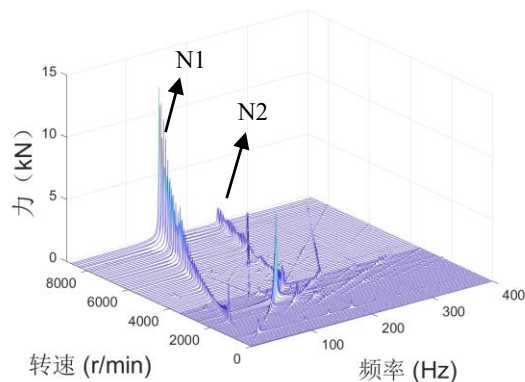
(e) 不同游隙时中介轴承力有效值与 N2 的变化关系

从图中可以看出随着游隙的增大，中介轴承载荷共振峰对应临界转速均有所下降，但在高转速下中介轴承载荷逐步增大，同时当游隙达到300µm时发生**振动突跳**现象。在中低转速时，随游隙增大，共振峰幅值先增大后减小

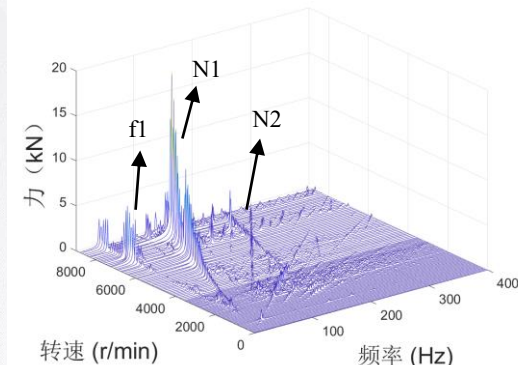
中介轴承游隙对中介轴承载荷的影响



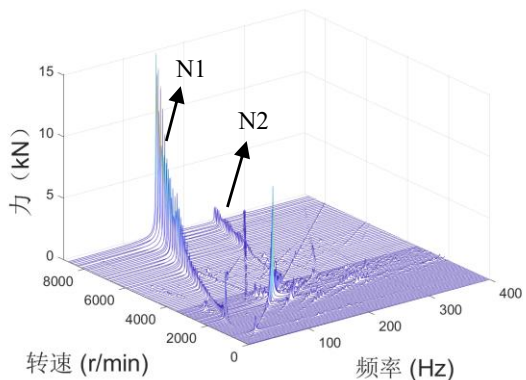
(a) 无游隙时瀑布图



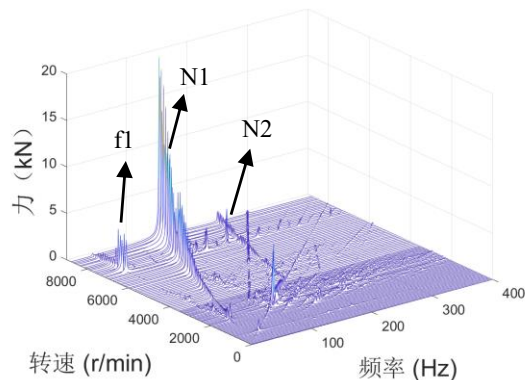
(b) 游隙为 50 μm 时瀑布图



(e) 游隙为 300 μm 时瀑布图



(c) 游隙为 100 μm 时瀑布图



(d) 游隙为 200 μm 时瀑布图

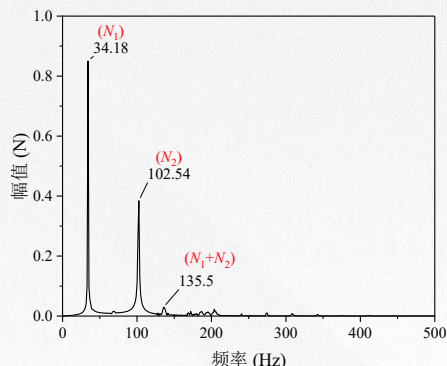
随着游隙增大，N1转频分量明显增大，同时组合频率及其他复杂频率增多，非线性振动特性明显。且当中介轴承游隙在200 μm 和300 μm 时瀑布图中出现明显一阶固有频率 f_1 。

不同轴承径向游隙下瀑布图对比

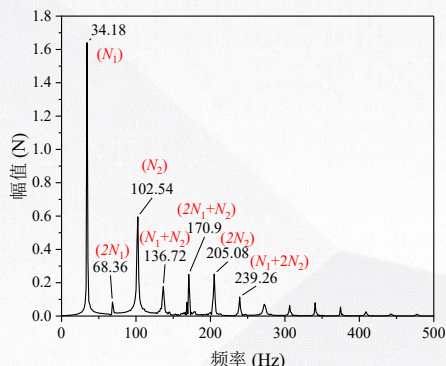
中介轴承游隙对中介轴承载荷的影响

约等距选取对应低压转速2058r/min、4082r/min、6000r/min和8771r/min时中介轴承游隙为0和50 μ m时频谱图。从图中可以看出，游隙的增加，转速倍频及组合频率更为复杂，出现 N_2-N_1 、 $2N_1$ 、 N_1+N_2 、 $2N_1+N_2$ 、 $3N_1$ 、 $4N_1$ 、 $2N_2$ 、 $2N_2-N_1$ 、 N_1+2N_2 等频率，组合频率可以总结为 $(mN_1 \pm nN_2)$ 。

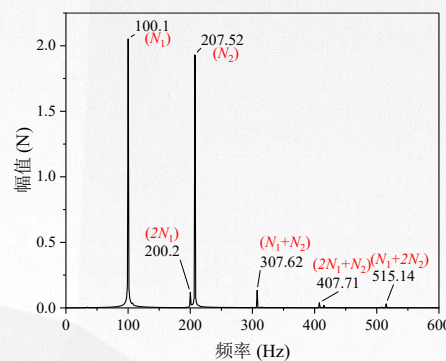
不同游隙下组合频率对比



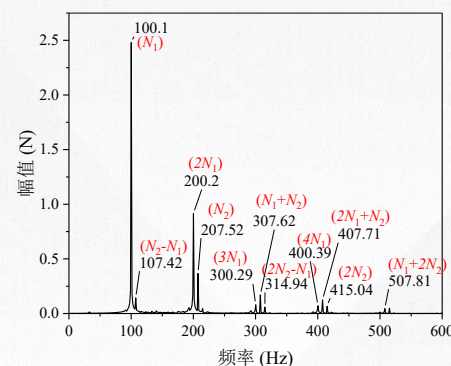
(a) 中介轴承游隙为 0 时 N1 转速 2058r/min 时力频谱图



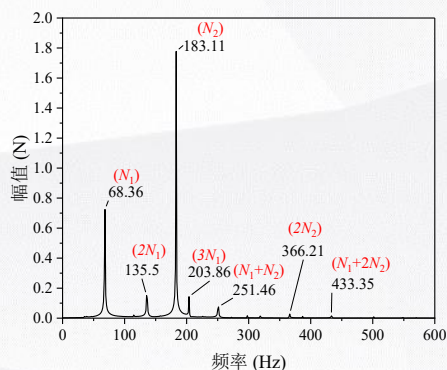
(b) 中介轴承游隙为 50 μ m 时 N1 转速 2058r/min 时力频谱图



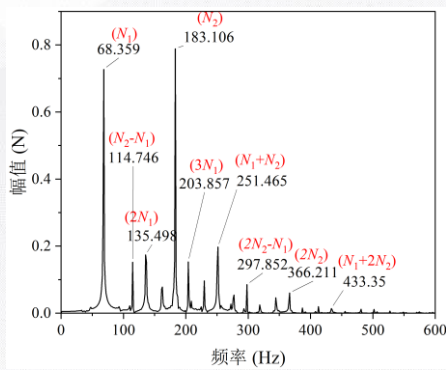
(e) 中介轴承游隙为 0 时 N1 转速 6000r/min 时力频谱图



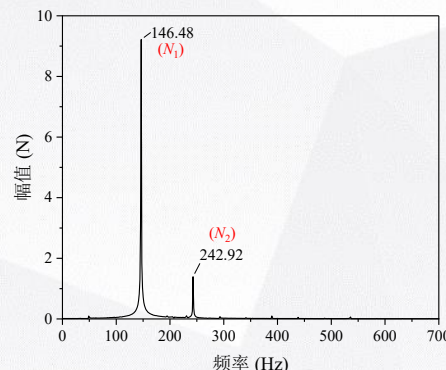
(f) 中介轴承游隙为 50 μ m 时 N1 转速 6000r/min 时力频谱图



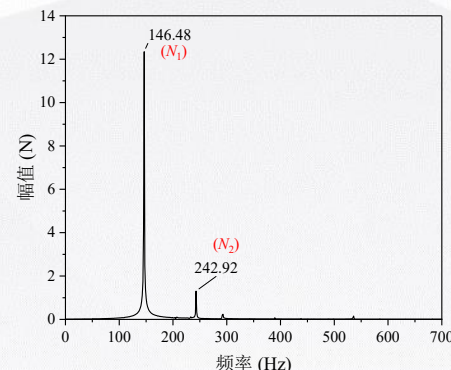
(c) 中介轴承游隙为 0 时 N1 转速 4082r/min 时力频谱图



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



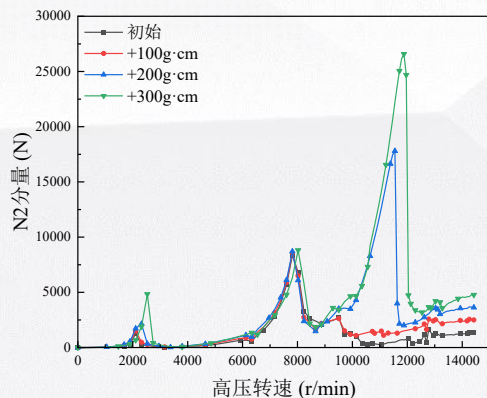
(g) 中介轴承游隙为 0 时 N1 转速 8771r/min 时力频谱图



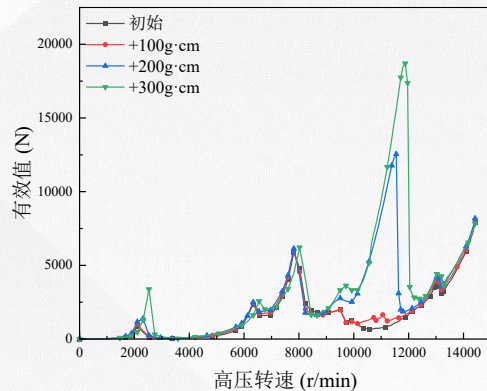
(h) 中介轴承游隙为 50 μ m 时 N1 转速 8771r/min 时力频谱图

中介轴承游隙和不平衡量复合激励对中介轴承载荷的影响

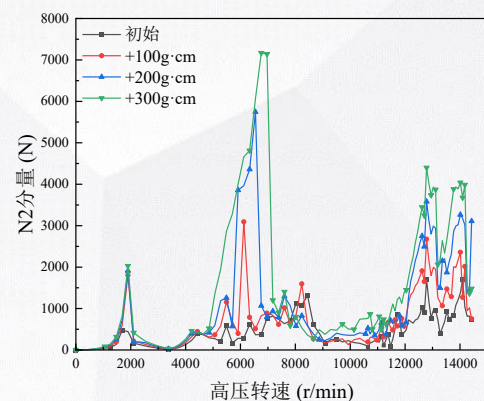
50 μ m 间隙时不同 HPT 不平衡量时图



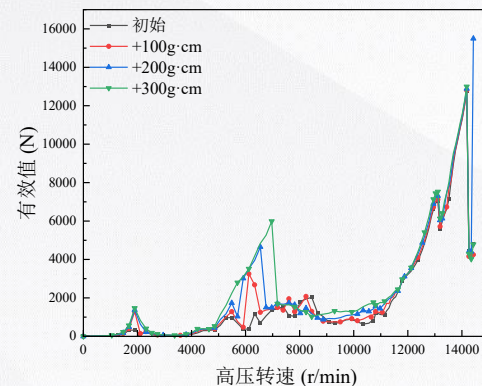
(a) 不同不平衡量时中介轴承力 $1 \times N_2$ 分量与 N_2 的变化关系



(b) 不同不平衡量时中介轴承力有效值与 N_2 的变化关系



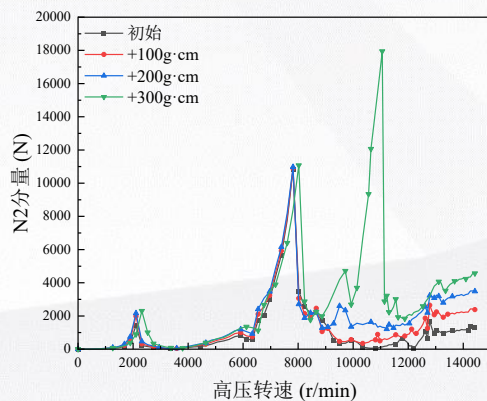
(a) 不同不平衡量时中介轴承力 $1 \times N_2$ 分量与 N_2 的变化关系



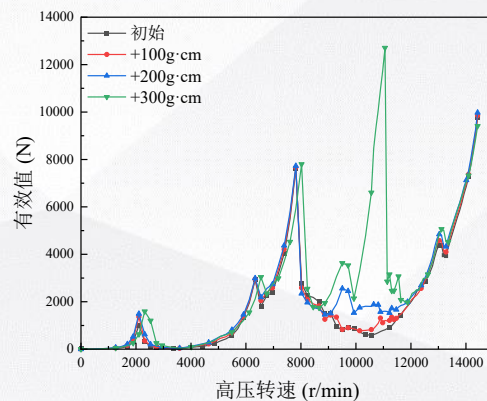
(b) 不同不平衡量时中介轴承力有效值与 N_2 的变化关系

300 μ m 间隙时不同 HPT 不平衡量时图

100 μ m 间隙时不同 HPT 不平衡量时图



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



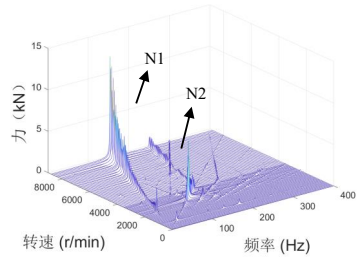
(b) 不同不平衡量时中介轴承力有效值与 N_2 的变化关系

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

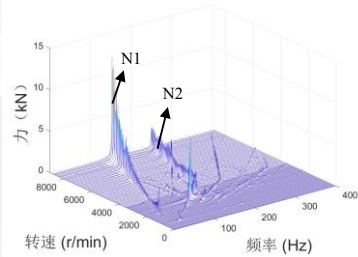
(2) 当中介轴承游隙为100 μ m时, 现象与50 μ m时类似, 但仅在HPT不平衡量增加300g·cm时发生突跳, 即间隙越大产生跳跃和滞后所需不平衡量越大, 突跳前的中介轴承载荷达到很大的载荷值, 该值随着不平衡量的增加而增加;

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

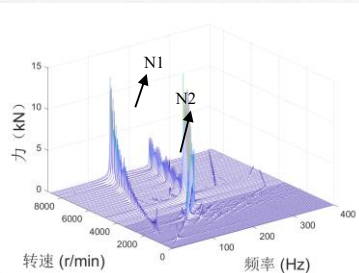
中介轴承游隙和不平衡量复合激励对中介轴承载荷的影响



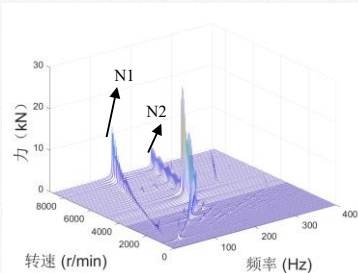
(a) HPT 初始不平衡量时中介轴承力瀑布图



(b) HPT 不平衡量+100g·cm 时中介轴承力瀑布图

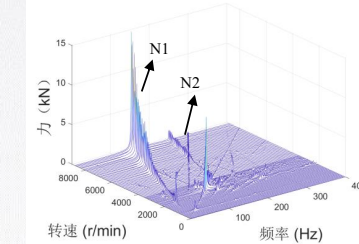


(c) HPT 不平衡量+200g·cm 时中介轴承力瀑布图

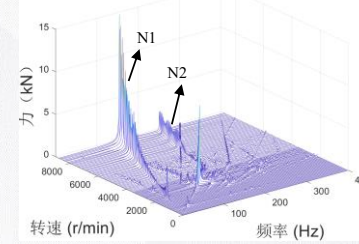


(d) HPT 不平衡量+300g·cm 时中介轴承力瀑布图

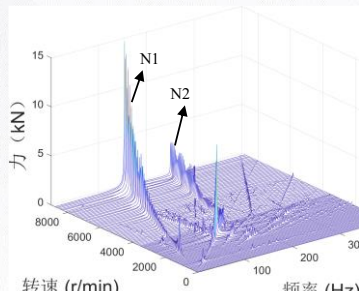
50 μ m间隙时不同HPT不平衡量时图



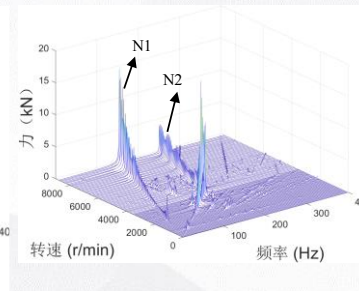
(a) HPT 初始不平衡量时中介轴承力瀑布图



(b) HPT 不平衡量+100g·cm 时中介轴承力瀑布图

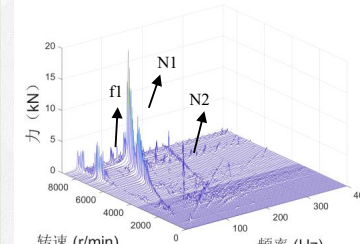


(c) HPT 不平衡量+200g·cm 时中介轴承力瀑布图

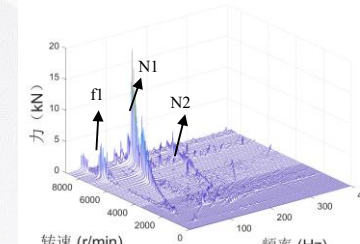


(d) HPT 不平衡量+300g·cm 时中介轴承力瀑布图

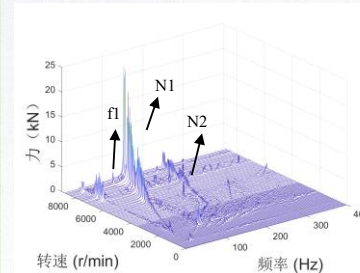
100 μ m间隙时不同HPT不平衡量时图



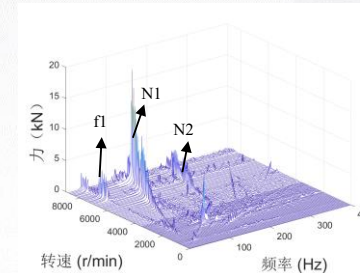
(a) HPT 初始不平衡量时中介轴承力瀑布图



(b) HPT 不平衡量+100g·cm 时中介轴承力瀑布图



(c) HPT 不平衡量+200g·cm 时中介轴承力瀑布图



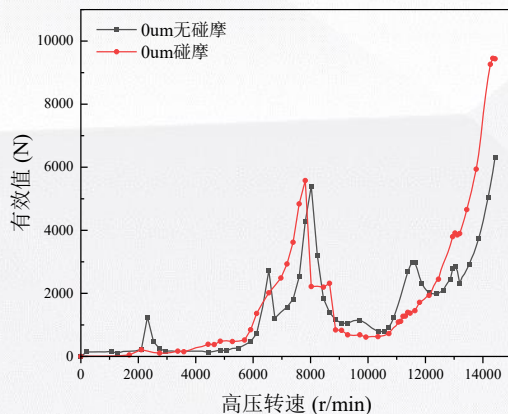
(d) HPT 不平衡量+300g·cm 时中介轴承力瀑布图

300 μ m间隙时不同HPT不平衡量时图

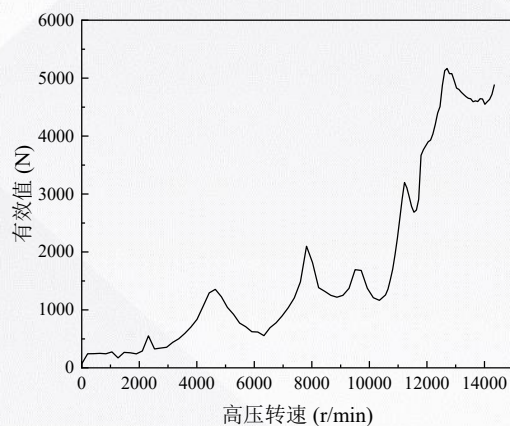
当中介轴承游隙为50 μ m时，随着HPT不平衡量的增大全转速域中介轴承载荷N2基频分量最大值显著增大，且因此转速倍频及其组合频率占比变小，在瀑布图中更加不清晰；当中介轴承游隙为100 μ m时，仅在HPT不平衡量增加300g·cm时现象与50 μ m时相似，转速倍频及其组合频率无小不平衡量时明显，而HPT不平衡量增加100g·cm和200g·cm时瀑布图区别不大；当中介轴承游隙为300 μ m时，中介轴承载荷在瀑布图整体随HPT不平衡量变化不明显。

中介轴承游隙和转静碰摩复合激励对中介轴承载荷的影响

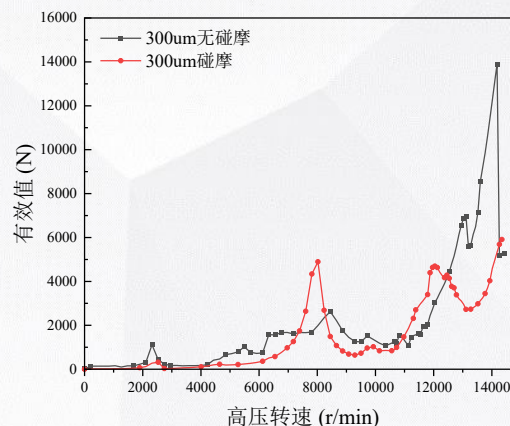
0 μ m 间隙时



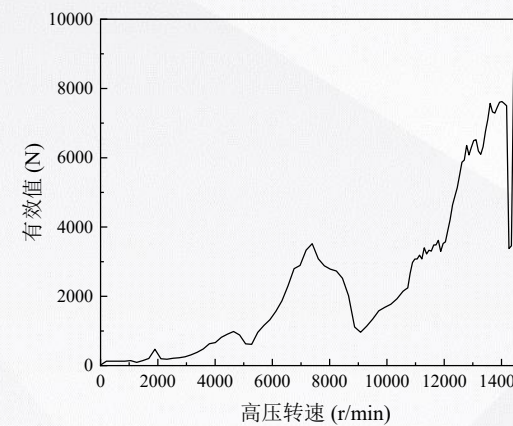
(a) 轴承游隙为 0 时中介轴承力 X 向有效值与 N2 的变化关系



(b) 轴承游隙为 0 时碰摩力 Y 向有效值与 N2 的变化关系



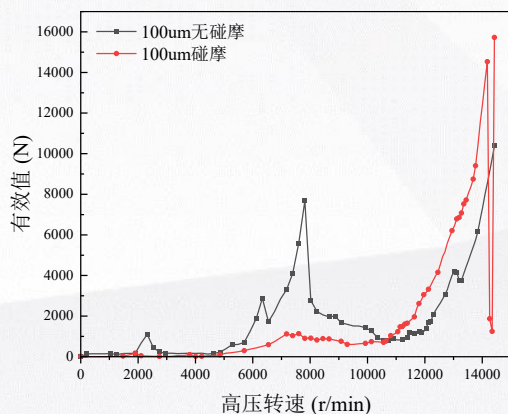
(c) 轴承游隙为 300 μ m 时中介轴承力 X 向有效值与 N2 的变化关系



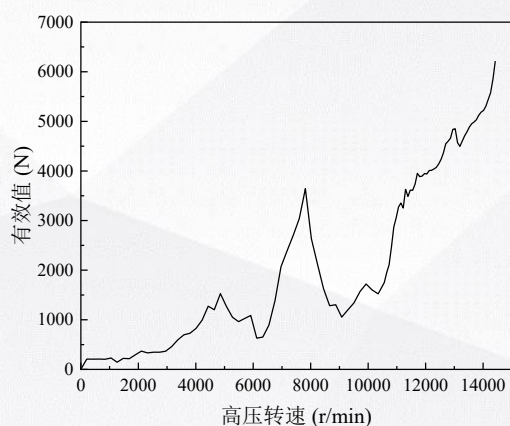
(b) 轴承游隙为 300 μ m 时碰摩力 Y 向有效值与 N2 的变化关系

300 μ m 间隙时

100 μ m 间隙时



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

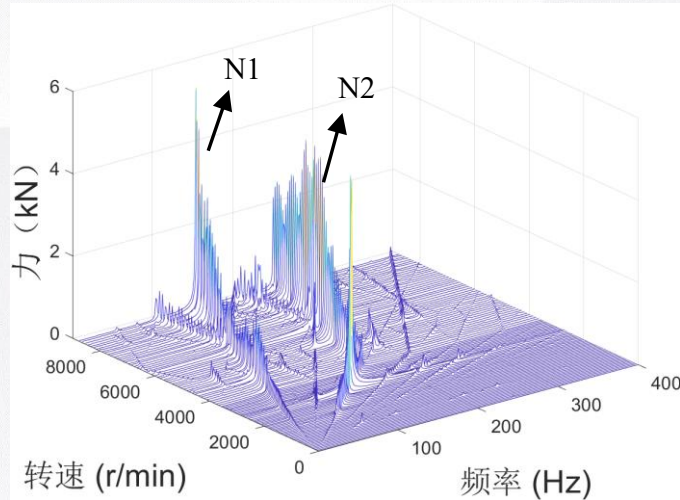


(b) 轴承游隙为 100 μ m 时碰摩力 Y 向有效值与 N2 的变化关系

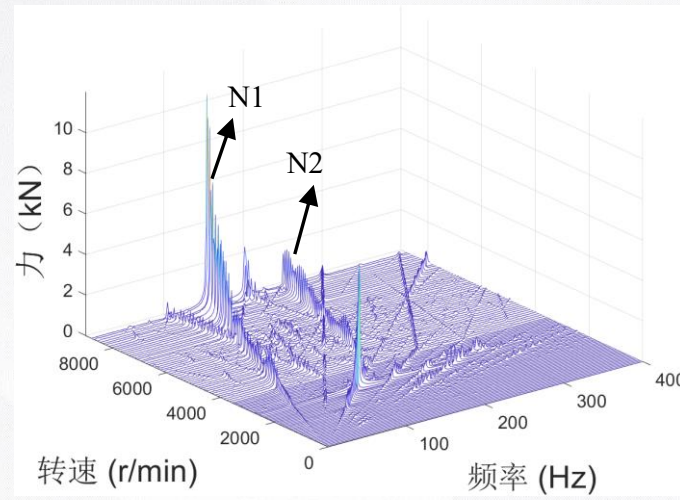
当游隙为0时，有无碰摩时中介轴承载荷变化趋势一致，共振峰较少，总体影响较小；当游隙为100 μ m时，低转速下，碰摩时中介轴承载荷比不碰摩时显著较小，共振峰数量和峰值均减小，当高转速时载荷比无碰摩时大的多，且载荷发生突跳；当游隙为300 μ m时，碰摩时，中介轴承载荷在低转速时共振峰比无碰摩时大，当高转速下中介轴承载荷显著较小，原无碰摩时的突跳消失。总体而言，在较小的中介轴承游隙下，碰摩对轴承载荷影响很小；在大的中介轴承游隙下，碰摩对轴承载荷影响更小，甚至会导致轴承载荷减小。

中介轴承游隙和转静碰摩复合激励对中介轴承载荷的影响

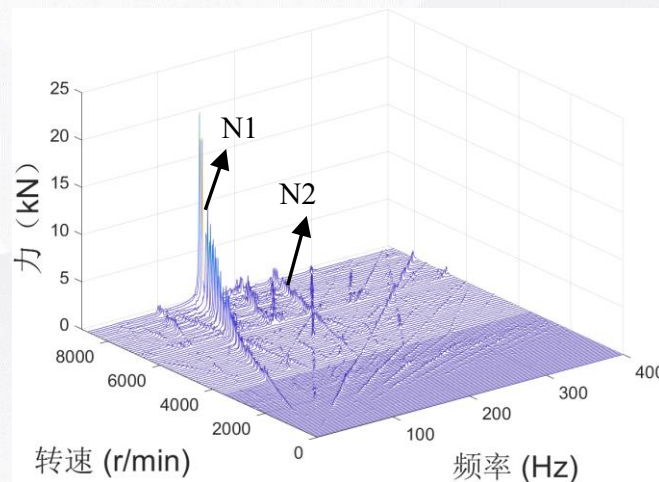
瀑布图



(a) 无游隙碰摩时瀑布图



(b) 游隙为 100 μm 碰摩时瀑布图

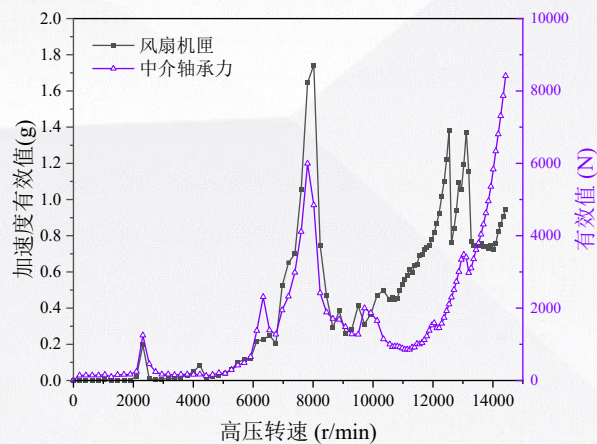


(c) 游隙为 300 μm 碰摩时瀑布图

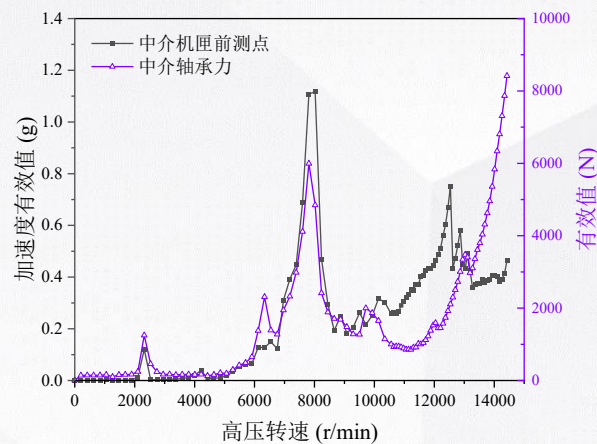
由图可知，中介轴承游隙和转静碰摩均将产生很大的非线性特征，使得瀑布图上产生大量的倍频和组合频率，持续稳定的转静碰摩相当于给高压转子一个支承，使得在大游隙下的高压转子运动更为稳定，从而导致中介轴承载荷有减小的趋势

中介轴承游隙对中介轴承载荷的影响

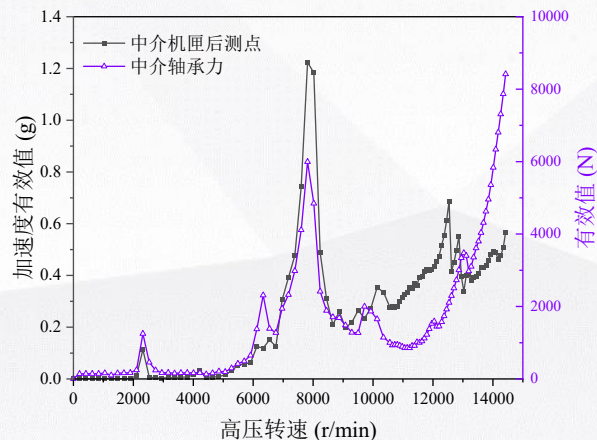
50 μ m游隙下机匣各测点加速度与中介轴承载荷随转速变化关系



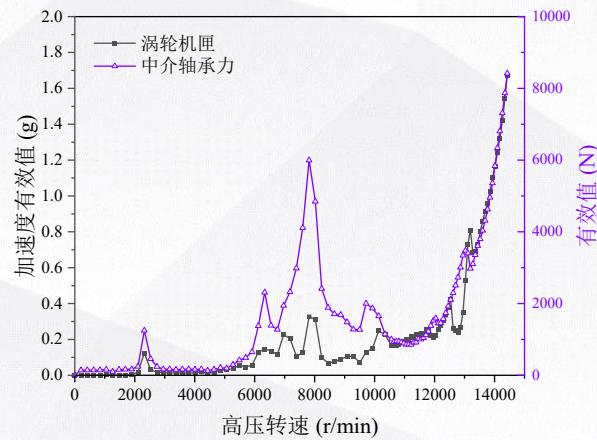
(a) 风扇机匣测点加速度与中介轴承载荷随转速变化关系



(b) 中介机匣前机匣测点加速度与中介轴承载荷随转速变化关系



(c) 中介机匣后测点加速度与中介轴承载荷随转速变化关系



(d) 涡轮机匣测点加速度与中介轴承载荷随转速变化关系

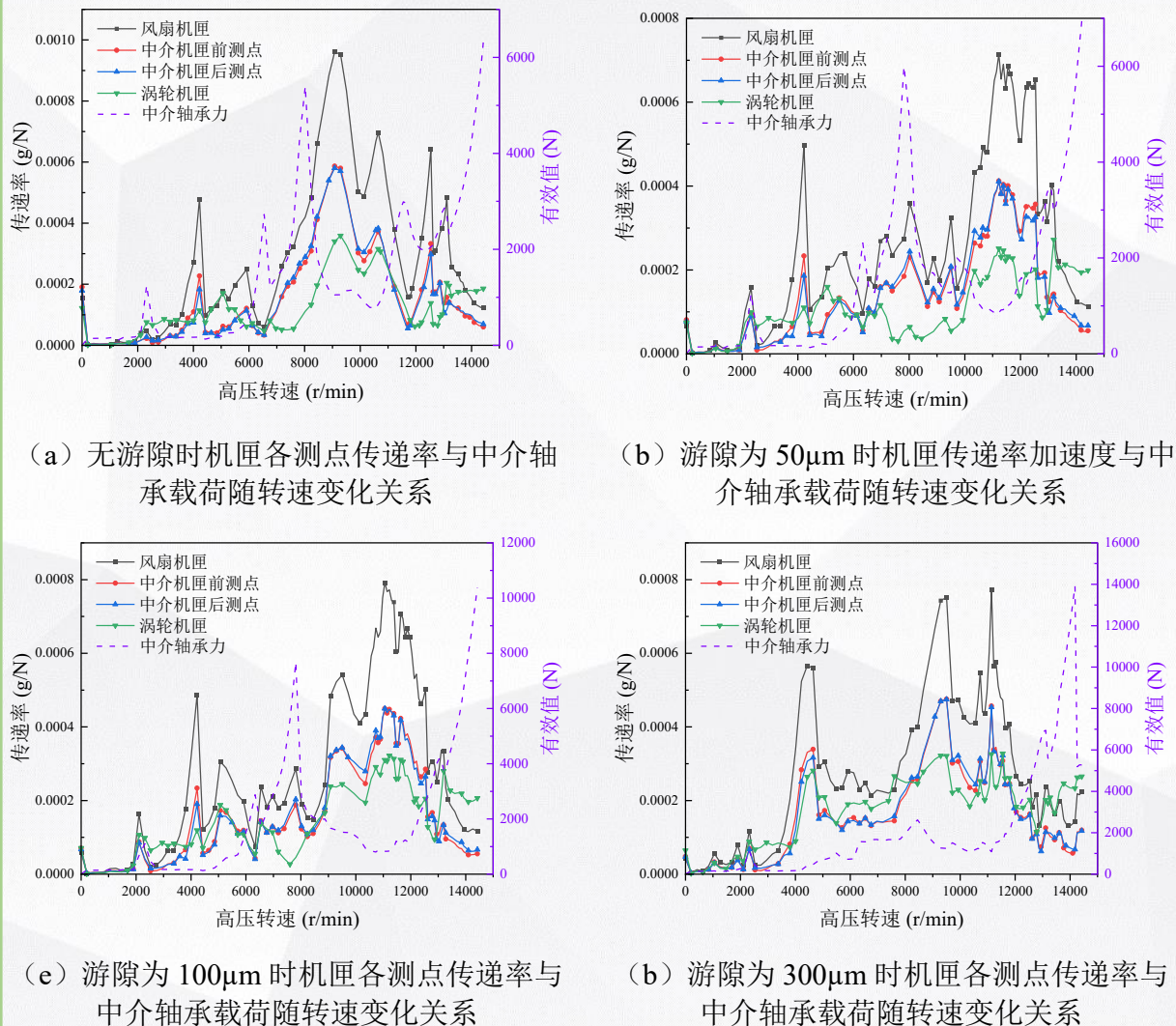
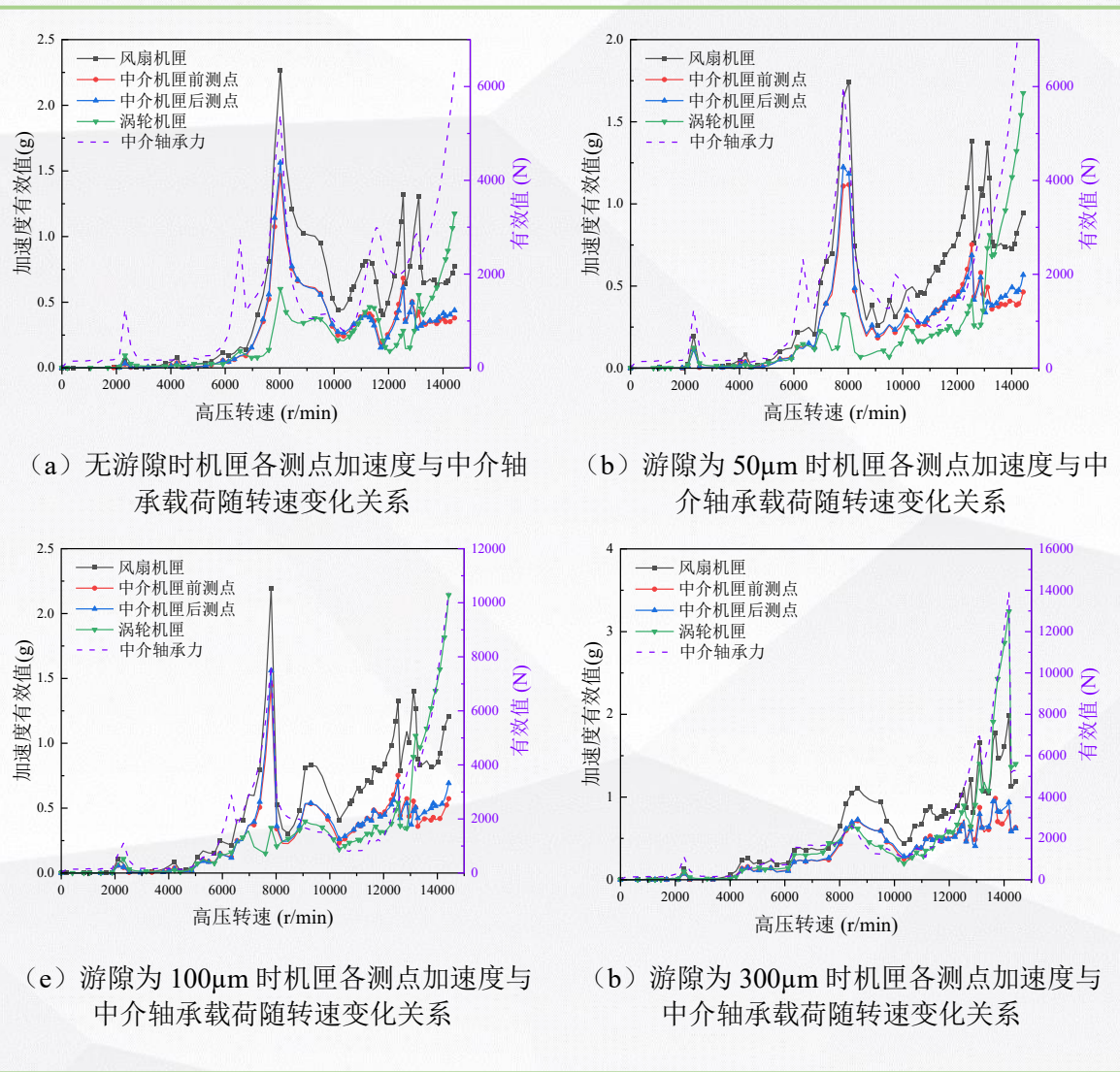
从图中可以清晰看出，从中介轴承载荷与机匣各测点响应相似性来看，在较低转速时，如高压转速10000r/min以下时，风扇机匣以及中介机匣前后测点与中介轴承载荷较为一致，但高转速时，涡轮机匣与中介轴承载荷更加一致。

中介轴承游隙对中介轴承载荷的影响

$$R_{i4} = A_i / F_4$$

传递率

不同游隙下机匣各测点加速度与中介轴承载荷随转速变化关系



小结

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

- (1) 揭示了中介轴承径向游隙对系统非线性动力学特性的调制作用。研究表明，随着游隙增大，系统等效支承刚度呈现非线性变化，导致**临界转速轻微后移**，并在高游隙（如 $300\mu\text{m}$ ）条件下出现明显的**振动突跳与滞后现象**。频谱分析表明，游隙增大会激发丰富的**组合频率分量（如 $mN1 \pm nN2$ ）**，系统非线性特征显著增强。
- (2) 阐明了游隙与转子不平衡量的复合激励效应。研究发现，在特定游隙条件下，高压涡轮（HPT）**不平衡量的增大会**诱发中介轴承载荷在临界转速附近的**突跳与双稳态现象**。游隙尺寸与不平衡量大小共同决定了突跳发生的阈值与剧烈程度，突跳前的中介轴承载荷达到很大的载荷值，该值随着不平衡量的增加而增加。
- (3) 分析了游隙与转静碰摩故障的耦合影响。碰摩会改变局部支承刚度，从而与游隙产生非线性耦合。仿真表明，持续稳定的转静碰摩相等于给高压转子一个支承，使得在**大游隙下的高压转子运动更为稳定**，从而导致中介轴承载荷有减小的趋势。
- (4) 提出了基于机匣振动响应的中介轴承载荷间接评估方法。通过定义振动传递率并分析不同游隙下机匣测点加速度与轴承力的相关性，发现**涡轮机匣测点的振动加速度与中介轴承载荷变化趋势具有较高一致性**，为工程实际中通过易测机匣信号反演难以直接测量的轴承动载荷提供了可行途径。

汇报内容

01 绪论

02 航空发动机整机耦合动力学建模

03 整机耦合动力学方法及模型验证

04 转子不平衡及碰摩对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

05 中介轴承径向游隙对中介轴承耦合作用的影响仿真分析

06 总结与展望

全文工作总结

- (1) **构建了航空发动机双转子-支承-机匣整机耦合动力学建模体系**。基于有限元法与拉格朗日方程，建立了包含转子、机匣、支承及具有赫兹接触与径向游隙的中介轴承的非线性动力学模型。依据动力学相似原理研制了带机匣的双转子试验器，通过模态试验与临界转速试验验证了模型的准确性（模态频率误差 $<5\%$ ，临界转速误差 $<10\%$ ），为后续研究奠定了方法学基础。
- (2) **建立了含中介轴承的某型真实双转子航空发动机整机振动模型**。基于实际构型与参数，建立了该型发动机的整机耦合动力学模型，并利用试车实测数据对临界转速进行校验，结果表明模型能够准确反映发动机动力学特性，获得了可用于深入分析的可靠仿真平台。
- (3) **揭示了转子不平衡与转静碰摩故障对中介轴承耦合作用的激励机理与影响规律**。不平衡分析表明：低压转子不平衡主要影响 $1\times N1$ 分量，高压转子不平衡主导 $1\times N2$ 分量；慢车以上转速范围内，高压涡轮（HPT）不平衡量对中介轴承载荷影响最大，高压压气机（HPC）与低压涡轮（LPT）次之，低压风扇（LPC1）最小。碰摩分析表明：碰摩引入附加刚度，导致临界转速偏移并激发丰富的组合频率（ $mN1\pm nN2$ ），但对轴承载荷有效值影响较小。
- (4) **探明了中介轴承径向游隙在多类型复合激励下的关键作用及其载荷传递特性**。游隙增大会导致系统非线性增强，诱发振动突跳、滞后及组合频率（ $mN1\pm n2$ ），且突跳前的载荷峰值随不平衡量增大而增加。基于振动传递分析，提出了在慢车转速以上通过涡轮机匣振动加速度间接评估中介轴承载荷的方法，为工程实践中难以直接测量的轴承动载荷监测提供了可行思路。

未来工作展望

➤ (1) 开展基于双转子试验器的仿真结论试验验证

利用已研制的带机匣双转子试验器，模拟转子不平衡、预设碰摩及不同轴承游隙工况，获取中介轴承动态载荷与整机振动实测数据，通过对比仿真与试验结果，验证故障影响规律与耦合机理，实现从“建模方法验证”到“物理规律验证”的闭环。

➤ (2) 拓展机动飞行及气流激励下的耦合动力学行为研究

引入爬升、俯冲、盘旋等典型机动飞行参数，建立含机动惯性载荷的转子动力学方程，研究时变过载环境下不平衡、碰摩等故障的响应演变规律，并考虑气动激励等多物理场耦合，将研究从地面静态工况扩展至空中动态服役环境。

➤ (3) 推进整机建模方法的优化与多场耦合分析

针对现有非线性动力学模型的简化假设，引入更高精度的建模方法，开展力学、热力、润滑等多场耦合分析，构建更全面反映复杂运行环境的整机动力学模型，提升模型的普适性与精确性。



南京航空航天大学



谢谢各位专家和同学！
敬请批评指正！

 答辩人：张瑞 (SX2220001)

 专 业：交通运输工程

 导 师：陈果 教授