

航空发动机双转子系统动力学特性分析

冉良军

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2025年3月11日; 录用日期: 2025年4月4日; 发布日期: 2025年4月15日

摘要

本文针对五点支承的复杂双转子系统, 考虑了中介轴承的非线性, 通过有限单元法建立了带中介轴承的双转子系统动力学模型。采用Timoshenko梁单元模拟轴段, 刚性圆盘模拟转盘, 分别得到刚度矩阵、陀螺矩阵和质量矩阵, 并将各单元矩阵组合得到系统总体矩阵和系统动力学微分方程。采用Newmark- β 法求解系统动力学响应, 分析各转盘动力学特性。研究结果表明, 双转子系统出现两个共振区; 改变转速比影响高压转子基频和对应幅值, 导致盘1出现拍振现象; 改变不平衡量会引起各盘主频率成分的幅值增加, 尤其在共振区内。

关键词

双转子系统, 有限单元法, Newmark- β 法, 动力学特性

Analysis of Dynamic Characterization of Dual-Rotor System in Aero-Engine

Liangjun Ran

School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Mar. 11th, 2025; accepted: Apr. 4th, 2025; published: Apr. 15th, 2025

Abstract

In this paper, for the complex dual rotor system with five-point support, the nonlinearity of the inter-shaft bearing is taken into account, and the dynamics model of the dual rotor system with intermediate bearing is established by the finite unit method. The Timoshenko beam unit is used to simulate the shaft segment and the rigid disk is used to simulate the rotor, and the stiffness matrix, gyro matrix and mass matrix are obtained respectively, and the overall matrix of the system and the differential equations of the system dynamics are obtained by combining the matrices of each unit.

The Newmark- β method is used to solve the system dynamic response and analyze the dynamic characteristics of each turntable. The effects of the speed ratio and the amount of unevenness on the system dynamic response are investigated. The results show that two resonance zones appear in the dual rotor system; changing the rotational speed ratio affects the fundamental frequency of the high-pressure rotor and the corresponding amplitude, which leads to the beat vibration phenomenon of disk 1; changing the amount of unevenness causes an increase in the amplitude of the main frequency components of each disk, especially in the resonance zone.

Keywords

Dual-Rotor System, Finite Element Method, Newmark- β Method, Dynamic Characteristics

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

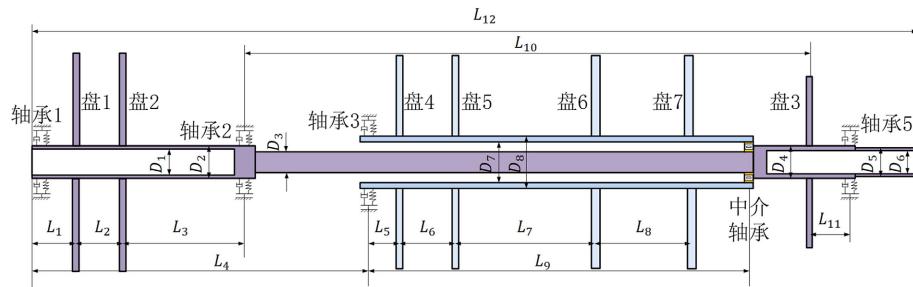
1. 引言

在航空发动机系统中，双转子系统低压转子和高压转子组成，是影响发动机的性能和安全运行的关键部件。在大多数航空发动机中，低压转子和高压转子通过中介轴承连接。这种设计能提高发动机效率和性能但也会引起系统的耦合振动。由于不平衡力、非线性轴间轴承力和复杂的运行条件，内转子和外转子之间的耦合振动问题日益复杂，给发动机的稳定性和安全性带来了巨大挑战。

大部分双转子系统采用双线轴形式，即低压转子和高压转子两根轴分别以不同转速旋转，同时，高压转子和低压转子通过中介轴承连接，导致系统的动力学响应更加复杂。因此，对于复杂双转子系统动力学模型的建立和动力学特性研究就具有重要的意义。转子系统的建模普遍采用传递矩阵法和集中质量法，得益于计算机硬件的发展，有着高精度和高效率等特点的有限单元法逐渐成为主流方法[1]-[6]。孙传宗等[1]建立了双转子系统三维实体有限元模型，通过 Craig-Bampton 模态综合法实现模型维度的缩减。凌文辉等[7]建立了考虑轴间碰摩的复杂双转子系统动力学模型，通过模态综合法和 Newmark 隐式积分法结合求解系统非线性响应。Chen 等[8]提出一种改进的谐波平衡 - 交变频域/时域方法，用于分析双转子系统 - 轴承 - 机匣非线性动力学特性。Yang 等[9]建立了基座松动和多级涡轮机叶片 - 机匣摩擦的双转子 - 轴承 - 双机匣系统有限元模型，详细研究了支座松动和碰摩对双转子系统动力学特性的潜在影响。徐伟文等[10]建立了考虑挤压油膜阻尼器静偏心的转子系统的有限元模型，发现挤压油膜阻尼器静偏心对转子系统临界转速和对应幅值都有影响。Wang 等[11]建立了带中间轴承的双转子 - 叶片 - 机匣系统的有限元模型，研究并发现叶片 - 机匣碰摩会对机匣和转子产生冲击载荷，导致振动幅值急剧增大。

2. 双转子系统动力学建模

本节介绍了某航空发动机双转子系统的模型，主要由风扇转子、低压涡轮转子、高压转子和支承系统组成，图 1 为双转子系统模型简化图。风扇转子和低压转子通过套齿联轴器连接，忽略联轴器的非线性，将低压风扇段转子和低压涡轮段转子刚性连接，简化成一根轴，双转子系统的具体参数见表 1。低压转子与高压转子通过中介轴承连接，低压转子由部分空心轴和部分实心轴组成，采用 1-1-1 支承形式，而高压转子由空心轴组成，其支承形式为 1-0-1。除中介支承外其余轴承均考虑为线弹簧 - 阻尼形式，支点的组合刚度是轴承刚度与弹性鼠笼刚度串联组合的。

**Figure 1.** Schematic diagram of a dual rotor system**图 1. 双转子系统示意图****Table 1.** Parameters of each shaft section**表 1. 各轴段的参数**

参数	编号和大小							
	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8
长度/mm	89	100	289	718	80	120	300	205
	L9	L10	L11	L12				
	813	1185	79	1902				
宽度/mm	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	D_7	D_8
	56	70	45	70	65	50	56	70

2.1. 中介轴承非线性力模型

双转子系统中一般用中介轴承来连接高压转子和低压转子，通常为圆柱滚子轴承，其主要由滚动体、保持架和轴承内外圈组成，中介轴承示意图如图 2 所示。轴承的内外圈与滚珠之间的接触形式是点接触。图中虚线位置为内外圈未变形的位置，轴颈发生位移导致形变产生时，根据赫兹接触理论，滚子和滚道之间的接触变形会产生一个非线性恢复力。

中介轴承内圈与低压转子连接，轴承外圈与高压转子连接，滚子与滚道接触时在 x 方向和 y 方向上的非线性恢复力为 F_{bx} 和 F_{by} 的表达式为：

$$\begin{cases} F_{bx} = \sum_{j=1}^{N_b} C_b (x \cos \beta_j + y \sin \beta_j - G_0)^{10/9} H(x \cos \beta_j + y \sin \beta_j - G_0) \cos \beta_j \\ F_{by} = \sum_{j=1}^{N_b} C_b (x \cos \beta_j + y \sin \beta_j - G_0)^{10/9} H(x \cos \beta_j + y \sin \beta_j - G_0) \sin \beta_j \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \beta_j = \omega_{cage} t + \frac{2\pi}{N_b(j-1)}, j = 1, 2, \dots, N_b \\ \omega_{cage} = \frac{\omega_L r_i + \omega_H r_o}{(r_i + r_o)} \end{cases} \quad (2)$$

$$H(\delta_j) = \begin{cases} 1, \delta_j > 0 \\ 0, \delta_j < 0 \end{cases}, \delta_j = x \cos \beta_j + y \sin \beta_j - G_0 \quad (3)$$

式中， N_b 表示滚子的数量，共 23 个滚子； C_b 是赫兹接触刚度，与接触材料和形状有关，取其刚度值为 $1.33 \times 10^9 \text{ N/m}$ ； β_j 是第 j 个滚子的转角位置； ω_{cage} 是轴承保持架的角速度； r_o 和 r_i 是轴承外圈半径和内

圈半径，大小分别为 50 mm 和 32.5 mm； $G_0 = 0.1 \mu\text{m}$ 表示轴承径向间隙。 δ_j 是第 j 个滚子与滚道的接触变形， $H(\delta_j)$ 为 Heaviside 函数。 ω_L 是低压转子的转速， ω_H 是高压转子的转速。值得注意的是， x 和 y 表示滚子在径向上的相对振动位移， $x = x_i - x_o$ ， $y = y_i - y_o$ ，其中 x_i, x_o, y_i 和 y_o 分别表示中介轴承内外圈对应轴颈节点在 x 方向和 y 方向上的位移分量。

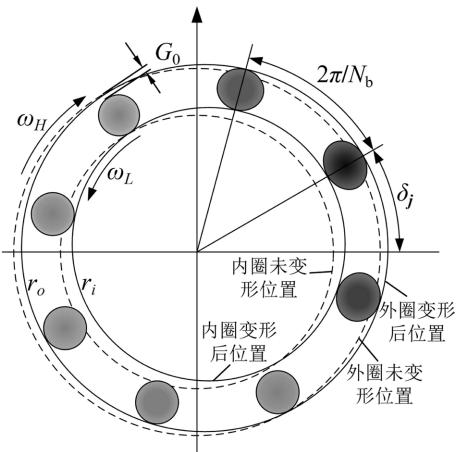


Figure 2. Schematic diagram of the intershaft bearing model

图 2. 中介轴承模型示意图

2.2. 双转子系统有限元建模

图 3 为双转子系统离散化示意图，将低压转子离散成 9 个单元共 10 个节点，将高压转子分为 5 个单元共 6 个节点，故双转子系统共 16 个节点。转轴采用考虑转动惯量、陀螺效应及剪切变形的 Timoshenko 梁单元进行建模。图 4(a) 为梁单元示意图，每个梁单元包括两个节点，每个节点考虑 4 个自由度，即 $x_A, y_B, \theta_{xA}, \theta_{yA}$ 和 $x_B, y_B, \theta_{xB}, \theta_{yb}$ 表示节点 A 和节点 B 的两个平动自由度和两个旋转自由度，故任意梁单元的位移矢量为：

$$\boldsymbol{q}_e = [x_A \quad y_A \quad \theta_{xA} \quad \theta_{yA} \quad x_B \quad y_B \quad \theta_{xB} \quad \theta_{yb}]^T \quad (4)$$

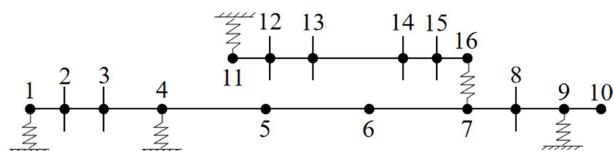


Figure 3. Schematic of discretization of dual rotor system

图 3. 双转子系统离散化示意图

由拉格朗日方程推导得到轴单元在固定坐标系中的运动方程为：

$$(M_e^t + M_e^r) \ddot{\boldsymbol{q}}_e - \omega G_e \dot{\boldsymbol{q}}_e + K_e \boldsymbol{q}_e = \boldsymbol{Q}_e \quad (5)$$

式中， M_e^t 和 M_e^r 为轴单元的质量矩阵； G_e 和 K_e 分别为轴单元的阻尼矩阵和刚度矩阵； \boldsymbol{Q}_e 表示外力。因为每个节点考虑四个自由度，一个梁单元有两个节点，故所有的矩阵都是 8 阶方阵，且都是关于对角线对称或反对称矩阵。

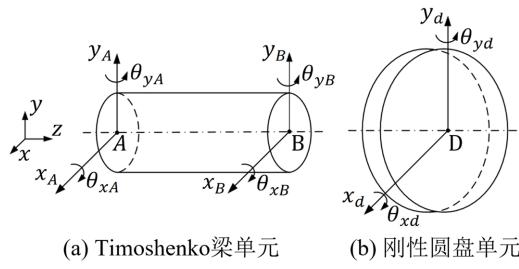


Figure 4. Shaft unit and disk unit finite element model
图 4. 轴单元和盘单元有限元模型

各矩阵的具体表达式为：

质量矩阵：

$$M_e^t = \frac{\rho_l l}{(1+\varphi_s)^2} \begin{bmatrix} M_{t1} & & & & & \\ 0 & M_{t1} & & & & \\ 0 & -M_{t4} & M_{t2} & & & \\ M_{t4} & 0 & 0 & M_{t2} & & \\ M_{t3} & 0 & 0 & M_{t5} & M_{t1} & \\ 0 & M_{t3} & -M_{t5} & 0 & 0 & M_{t1} \\ 0 & M_{t5} & M_{t6} & 0 & 0 & M_{t4} \\ -M_{t5} & 0 & 0 & M_{t6} & -M_{t4} & 0 \\ & & & & 0 & 0 \\ & & & & & M_{t2} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} M_{t1} &= \frac{13}{35} + \frac{7}{10}\varphi_s + \frac{1}{3}\varphi_s^2, \quad M_{t2} = \left(\frac{1}{105} + \frac{1}{60}\varphi_s + \frac{1}{120}\varphi_s^2 \right)l^2, \quad M_{t3} = \frac{9}{10} + \frac{3}{10}\varphi_s + \frac{1}{6}\varphi_s^2, \\ M_{t4} &= \left(\frac{11}{210} + \frac{11}{120}\varphi_s + \frac{1}{24}\varphi_s^2 \right)l, \quad M_{t5} = \left(\frac{13}{420} + \frac{3}{40}\varphi_s + \frac{1}{24}\varphi_s^2 \right)l, \quad M_{t6} = -\left(\frac{1}{140} + \frac{1}{60}\varphi_s + \frac{1}{120}\varphi_s^2 \right)l^2 \end{aligned} \quad (7)$$

$$M_e^r = \frac{\rho_l I}{l(1+\varphi_s)^2 A} \begin{bmatrix} M_{r1} & & & & & \\ 0 & M_{r1} & & & & \\ 0 & -M_{r4} & M_{r2} & & & \\ M_{r4} & 0 & 0 & M_{r2} & & \\ -M_{r1} & 0 & 0 & -M_{r4} & M_{r1} & \\ 0 & -M_{r1} & M_{r4} & 0 & 0 & M_{r1} \\ 0 & -M_{r4} & M_{r3} & 0 & 0 & M_{r4} \\ M_{r4} & 0 & 0 & M_{r3} & -M_{r4} & 0 \\ & & & & 0 & 0 \\ & & & & & M_{r2} \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$M_{r1} = \frac{6}{5}, \quad M_{r2} = \left(\frac{2}{15} + \frac{1}{6}\varphi_s + \frac{1}{3}\varphi_s^2 \right)l^2, \quad M_{r3} = \left(-\frac{1}{30} - \frac{1}{6}\varphi_s + \frac{1}{6}\varphi_s^2 \right)l^2, \quad M_{r4} = \left(\frac{1}{10} - \frac{1}{2}\varphi_s \right)l \quad (9)$$

陀螺效应矩阵：

$$G_e = \frac{\rho_l I}{15l(1+\varphi_s)^2 A} \begin{bmatrix} 0 & & & & & \\ G_1 & 0 & & & & \\ -G_2 & 0 & 0 & & & \\ 0 & -G_2 & G_4 & 0 & & \\ 0 & G_1 & -G_2 & 0 & 0 & \\ -G_1 & 0 & 0 & -G_2 & G_1 & 0 \\ -G_2 & 0 & 0 & G_3 & G_2 & 0 \\ 0 & -G_2 & -G_3 & 0 & 0 & G_2 & G_4 & 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$M_{r1} = \frac{6}{5}, \quad M_{r2} = \left(\frac{2}{15} + \frac{1}{6}\varphi_s + \frac{1}{3}\varphi_s^2 \right)l^2, \quad M_{r3} = \left(-\frac{1}{30} - \frac{1}{6}\varphi_s + \frac{1}{6}\varphi_s^2 \right)l^2, \quad M_{r4} = \left(\frac{1}{10} - \frac{1}{2}\varphi_s \right)l \quad (11)$$

刚度矩阵:

$$K_e = \frac{EI}{l^3(1+\varphi_s)} \begin{bmatrix} K_1 & & & & & \\ 0 & K_1 & & & & \\ 0 & -K_4 & K_2 & & & \\ K_4 & 0 & 0 & K_2 & & \\ -K_1 & 0 & 0 & -K_4 & K_1 & \\ 0 & -K_1 & K_4 & 0 & 0 & K_1 \\ 0 & -K_4 & K_3 & 0 & 0 & K_4 & K_2 \\ K_4 & 0 & 0 & K_3 & -K_4 & 0 & 0 & K_2 \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$K_1 = 12, \quad K_2 = (4 + \varphi_s)l^2, \quad K_3 = (2 - \varphi_s)l^2, \quad K_4 = 6l \quad (13)$$

其中, ρ_l 为材料密度; l 为单元长度; I 为截面惯性矩; A 为单元横截面面积; E 为材料弹性模量; $\varphi_s = 12EI/GA_s l^2$, A_s 为有效抗剪面积, 与轴截面形状有关。

图 4(b) 为刚性圆盘单元示意图, x_d 、 y_d 、 θ_{xd} 和 θ_{yd} 表示盘的两个平动振动位移和两个转动振动位移, 并以集中质量叠加到对应节点上。则刚性圆盘的运动方程为:

$$M_d \ddot{q}_d + \omega G_d \dot{q}_d = Q_d \quad (14)$$

其中, M_d 和 G_d 分别为圆盘质量矩阵和陀螺矩阵; Q_d 为外力。各矩阵表达式为:

$$M_d = \begin{bmatrix} m_d & & & & \\ & m_d & & & \\ & & J_d & & \\ & & & J_d & \\ & & & & J_d \end{bmatrix}, \quad G_d = \begin{bmatrix} 0 & & & & \\ & 0 & & & \\ & & 0 & -J_p & \\ & & & J_p & 0 \end{bmatrix}, \quad q_d = \begin{bmatrix} x_d \\ y_d \\ \theta_{xd} \\ \theta_{yd} \end{bmatrix} \quad (15)$$

式中, m_d 、 J_d 和 J_p 分别为圆盘的质量、直径转动惯量和极转动惯量。

将双转子系统各个梁单元矩阵对应组装, 即将节点、刚性圆盘和轴承各个单位矩阵叠加得到总体矩阵形式。以刚度矩阵为例, 系统总体刚度矩阵如图 5 所示。故双转子系统总体动力学方程为:

$$M_{sys} \ddot{q} + (C_{sys} - \omega G_{sys}) \dot{q} + K_{sys} q = F_{sys} \quad (16)$$

式中, M_{sys} 、 C_{sys} 、 G_{sys} 和 K_{sys} 分别为系统总质量矩阵、阻尼矩阵、陀螺矩阵和刚度矩阵; q 为广义位移矢量; F_{sys} 为外激励矢量, 由中介轴承非线性力矢量 F_b 和各个转盘的偏心力矢量 F_u 组成, 具体表示为:

$$F_b = [0, 0, 0, 0, \dots, F_{bx}, F_{by}, 0, 0, \dots, -F_{bx}, -F_{by}, 0; 0; 0; 0; 0; 0]^\top \quad (17)$$

$$\begin{aligned} F_u = & [0, 0, 0, 0, m_{d1}e_1\omega_L^2 \cos(\omega_L t), m_{d1}e_1\omega_L^2 \sin(\omega_L t), 0, 0, \dots, \\ & m_{d4}e_4\omega_H^2 \cos(\omega_H t), m_{d4}e_4\omega_H^2 \sin(\omega_H t), 0, 0, \dots, \\ & m_{d7}e_7\omega_H^2 \cos(\omega_H t), m_{d7}e_7\omega_H^2 \sin(\omega_H t), 0, 0, 0, 0, 0]^\top \end{aligned} \quad (18)$$

式中, m_{di} 和 e_i ($i=1, 2, \dots, 7$) 代表第 i 个圆盘的集中质量和偏移量。 $C_{sys} = \alpha M_{sys} + \beta K_{sys}$ 是瑞利阻尼, α 和 β 是比例系数, 具体表示为:

$$\begin{cases} \alpha = \frac{2(\xi_2/\omega_2 - \xi_1/\omega_1)}{(1/\omega_1 - 1/\omega_2)} \\ \beta = \frac{2(\xi_2\omega_2 - \xi_1\omega_1)}{(\omega_1^2 - \omega_2^2)} \end{cases} \quad (19)$$

其中, ξ_1 和 ξ_2 是阻尼系数, 分别取 0.02 和 0.04; ω_1 和 ω_2 是系统的前两阶固有频率。

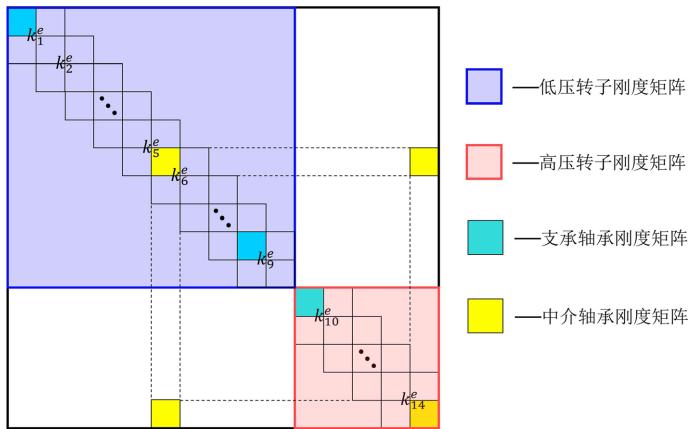


Figure 5. Schematic diagram of the total system stiffness matrix assembly
图 5. 系统总体刚度矩阵组合示意图

3. 仿真结果与分析

在实际工作中, 高压和低压转子分别旋转并保持一定的速比, 将高低压转子设定为反比, 速比为 1.2。采用 Newmark- β 法来求解双转子系统非线性动力学响应, 转速范围设定为 1020~6660 r/min, 转速间隔为 120 r/min。研究转速对系统振动响应的影响, 分别以双转子系统上每个转盘作为研究对象, 取偏心量为 256 g·mm, 得到各个转盘的幅频响应, 如图 6 所示。

仿真结果可知双转子系统出现两个共振区, 分别对应着系统前两阶固有频率。低压转子盘 1 和盘 2 的幅频响应的结果相似, 都是位于低压转子前端, 引起系统二阶共振, 其中盘 1 在二阶共振区的振动更突出。低压转子盘 3 和高压转子盘 6 和盘 7 位于系统末端, 引发系统一阶共振, 盘 7 在一阶共振区的振动更明显。当旋转机械的转速接近系统的固有频率时, 激励频率与固有频率重合, 导致系统进入共振状态。随着外部激励能量的持续输入(比如不平衡激励力), 而系统阻尼无法及时耗散, 能量积累使振动幅值显著增大, 导致系统出现共振区。在双转子系统中, 低压转子和高压转子通过中介轴承连接并相互耦合, 这种强耦合效应会引起系统的共振现象, 导致系统出现两个共振区。

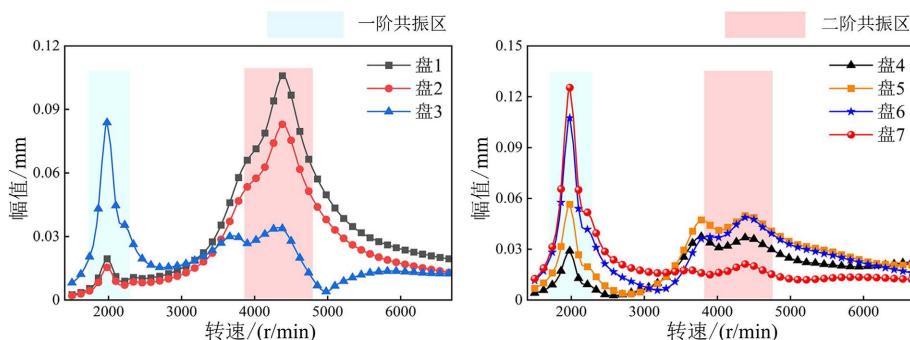


Figure 6. The amplitude-frequency response curve of each disk of dual rotor system
图 6. 双转子系统各盘幅频响应曲线

3.1. 转速比对系统动力学响应的影响

本节分析转速比 η 对系统动力学响应的影响, 前文中设置高低压转子为反向旋转, 这样能互相抵消

陀螺力矩，提高系统不平衡振动响应的幅值。取速比 η 范围为 $-1 \sim -1.4$ ，其他仿真参数不变。图 7 和图 8 分别表示盘 1 在 4380 r/min 和盘 7 在 1980 r/min 时的时域轨迹、轴心轨迹和频谱图。

由图 7 和图 8 可知，速比直接影响着系统运行周期。当 η 为 -1 时，这种情况下高低压转子转速相等，在频谱图中的组合频也都是倍频，故只显示出单个低压转子频率 f_1 ，转盘的轴心轨迹呈单个圆形或椭圆形。当 η 为 $-1.1 \sim -1.4$ 时，其中速比小数位为奇数时，轴心轨迹的花瓣相对于小数位为偶数时更加密集，系统的周期数变大。由于改变速比时固定内转子转速不变，改变的是外转子转速，导致外转子基频 f_2 增加，但随着速比的增加， f_2 的幅值随之变小。改变转速比会直接改变高压转子的激励频率，影响两个转子间的能量传递与分配，当转速比接近 -1.2 时，能量在两个转子间高效传递，导致该速比下振动幅值最大。盘 7 的幅值明显表现出先增加后减小，除了上述原因，还因为改变转速比还会改变系统的临界转速。临界转速是系统固有频率与激励频率重合时的转速，据上文分析高压转子是引起系统一阶共振主要原因，当高压转子转速为 2400 r/min 时才会引起系统一阶共振。图 8 是盘 7 在低压转子为 1980 r/min 得到的振动响应，而改变速比会使得高压转子转速改变，使得以低压转子转速为研究对象时会发生一阶共振区偏移。当速比绝对值大于 1.2 时，共振频率减小，共振区偏向左移；当速比绝对值小于 1.2 时，共振频率增大，共振区发生右移。

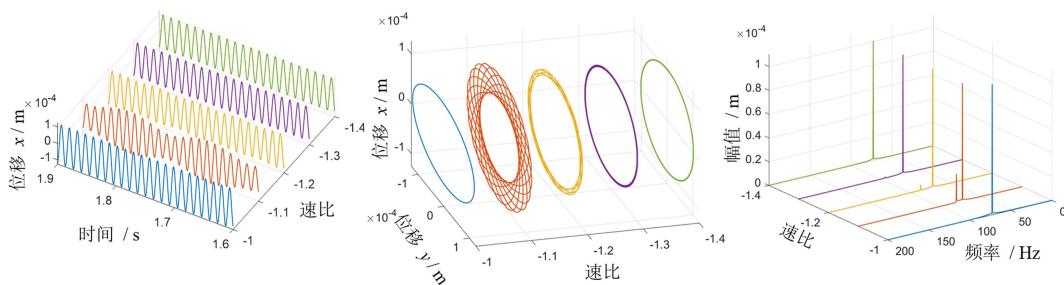


Figure 7. Dynamic response of disk 1 at $\omega_L = 4380 \text{ r/min}$
图 7. 盘 1 在 $\omega_L = 4380 \text{ r/min}$ 时的动力学响应

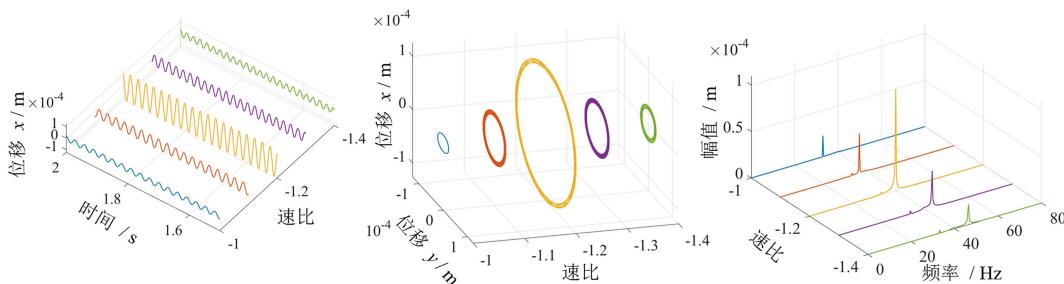


Figure 8. Dynamic response of disk 7 at $\omega_L = 1980 \text{ r/min}$
图 8. 盘 7 在 $\omega_L = 1980 \text{ r/min}$ 时的动力学响应

3.2. 偏心量对系统动力学响应的影响

本节主要研究双转子系统非线性不平衡响应，以不平衡量 U 为参数，选取不平衡量 U 为 $156 \text{ g} \cdot \text{mm}$ 、 $256 \text{ g} \cdot \text{mm}$ 和 $356 \text{ g} \cdot \text{mm}$ ，其他参数保持不变。不同不平衡量下盘 1 和盘 7 的幅频响应如图 9 所示。观察发现随着不平衡量的增加，转盘的激励力增大，导致系统振动位移增大，尤其在共振区的振幅明显增大。所以偏心量的改变会引起系统不平衡激励力的变化。随着偏心量的增加，盘 1 的激励力增大导致二阶共振响应增强，进而通过中介轴承的强耦合效应导致盘 7 在二阶共振位移增大。同理可知，盘 7 在一阶共

振区的振幅增大导致盘 1 在一阶共振区出现振幅增加现，故偏心量的增加会使得模态耦合效应增强。

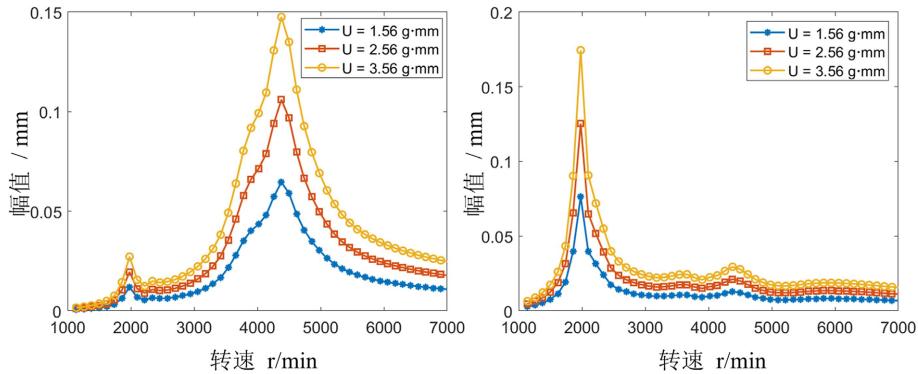


Figure 9. The amplitude-frequency response of disk 1 and disk 7 under different unbalanced quantity
图 9. 不同不平衡量下盘 1 和盘 7 的幅频响应

图 10 和图 11 分别表示盘 1 在 4380 r/min 和盘 7 在 1980 r/min 下的时域轨迹、轴心轨迹和频谱图。随着不平衡量的增加，时域图和轴心轨迹图出现的规律与前面分析的规律一致。观察频谱图可知，盘 1 在 4380 r/min 时的振动响应以低压转子基频为主要频率成分，此时低压转子通过中介轴承的强耦合作用使得高压转子在二阶共振区振动响应增强；而盘 7 在 1980 r/min 时的振动响应以高压转子基频为主要频率成分，其振动通过中介轴承迫使低压转子发生强振动。随着不平衡量 U 的增加，主要增加转盘主要频率成分的幅值。随着主要频率成分幅值的增加，导致两个频率之间的差距过大，减少系统出现拍振现象。但偏心量过大使得系统振幅增加会降低系统的稳定性，尤其是在高转速下。因此，在设计和运行中，需要通过动平衡技术减小偏心量，优化系统的动力学特性，以确保系统的稳定性和可靠性。

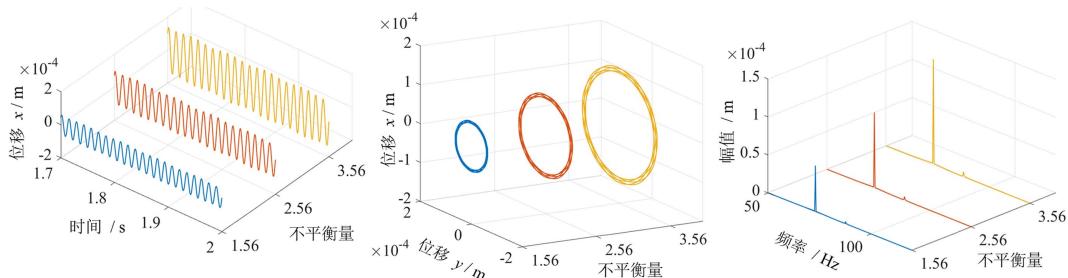


Figure 10. Dynamic response of disk 1 at $\omega = 4380$ r/min
图 10. 盘 1 在 $\omega_L = 4380$ r/min 时的动力学响应

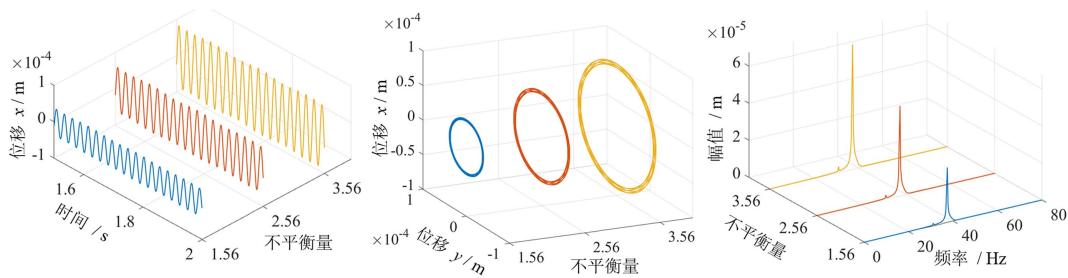


Figure 11. Dynamic response of disk 7 at $\omega = 1980$ r/min
图 11. 盘 7 在 $\omega_L = 1980$ r/min 时的动力学响应

4. 总结

本文建立了考虑中介轴承的双转子系统动力学有限元模型，采用数值积分的方法求解系统动力学响应，研究了系统各个转盘、转速比和不平衡量对系统非线性动力学响应的影响。主要结论如下：

随着转速的增加，双转子系统出现两个共振区，分别对应着系统前两阶固有频率，低压转子盘1在二阶共振区的振幅最大，而盘7在一阶共振区的振幅更突出。

改变转速比会使得高压转子基频频率增大，转速比小位数为奇数时，系统轴心轨迹花瓣更密集，系统周期数变大。同时改变速比会影响转子间的模态耦合，甚至导致系统的临界转速发生偏移。

不平衡量的增加会使得转盘激励力变大，导致系统振动位移增大，转盘的主频率成分的幅值增大，特别是在共振区内更明显。不平衡量的增加也会使转子间通过中介轴承的耦合效应增强，导致系统非线性效应增强。

致 谢

本研究工作由“机械系统与振动全国重点实验室开放基金课题资助 MSV202507”资助。

参 考 文 献

- [1] 孙传宗, 陈予恕, 侯磊. 复杂结构双转子系统的建模及模型缩减[J]. 航空动力学报, 2017, 32(7): 1747-1753.
- [2] Jin, Y., Lu, K., Huang, C., Hou, L. and Chen, Y. (2019) Nonlinear Dynamic Analysis of a Complex Dual Rotor-Bearing System Based on a Novel Model Reduction Method. *Applied Mathematical Modelling*, **75**, 553-571.
<https://doi.org/10.1016/j.apm.2019.05.045>
- [3] Ma, X., Ma, H., Qin, H., Guo, X., Zhao, C. and Yu, M. (2021) Nonlinear Vibration Response Characteristics of a Dual-Rotor-Bearing System with Squeeze Film Damper. *Chinese Journal of Aeronautics*, **34**, 128-147.
<https://doi.org/10.1016/j.cja.2021.01.013>
- [4] Wang, J., Liu, Y., Qin, Z., Ma, L. and Chu, F. (2023) Nonlinear Characteristic Investigation of Magnetorheological Damper-Rotor System with Local Nonlinearity. *Chinese Journal of Aeronautics*, **36**, 111-126.
<https://doi.org/10.1016/j.cja.2022.06.001>
- [5] Lu, Z., Zhong, S., Chen, H., Wang, X., Han, J. and Wang, C. (2021) Nonlinear Response Analysis for a Dual-Rotor System Supported by Ball Bearing. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, **128**, Article 103627.
<https://doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2020.103627>
- [6] Yu, P., Hou, L., Wang, C. and Chen, G. (2022) Insights into the Nonlinear Behaviors of Dual-Rotor Systems with Inter-Shaft Rub-Impact under Co-Rotation and Counter-Rotation Conditions. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, **140**, 103901. <https://doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2021.103901>
- [7] 凌文辉, 王存. 航空发动机双转子系统轴间碰摩非线性动力学特性[J]. 推进技术, 2023, 44(4), 176-188.
- [8] Chen, Y., Hou, L., Chen, G., Song, H., Lin, R., Jin, Y., et al. (2023) Nonlinear Dynamics Analysis of a Dual-Rotor-Bearing-Casing System Based on a Modified HB-AFT Method. *Mechanical Systems and Signal Processing*, **185**, Article 109805. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2022.109805>
- [9] Yang, Y., Ouyang, H., Yang, Y., Cao, D. and Wang, K. (2020) Vibration Analysis of a Dual-Rotor-Bearing-Double Casing System with Pedestal Looseness and Multi-Stage Turbine Blade-Casing Rub. *Mechanical Systems and Signal Processing*, **143**, Article 106845. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.106845>
- [10] 徐伟文, 张大海, 王平, 等. 转子挤压油膜阻尼器静偏心对减振效果的影响[J]. 振动与冲击, 2021, 40(21): 55-61.
- [11] Wang, N., Liu, C., Jiang, D. and Behdinan, K. (2019) Casing Vibration Response Prediction of Dual-Rotor-Blade-Casing System with Blade-Casing Rubbing. *Mechanical Systems and Signal Processing*, **118**, 61-77.
<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2018.08.029>