

文章编号: 1000-8055(2023)02-0462-11

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20210441

共用支承-双转子系统振动耦合机理及响应特性

宋梓宇¹, 洪杰^{1,2}, 王永锋¹, 马艳红²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 北京航空航天大学 航空发动机研究院, 北京 100191)

摘 要: 针对带有涡轮级间共用承力框架的双转子系统, 采用机械阻抗理论定量描述结构质量/刚度分布特征, 建立了复杂转子系统振动耦合机理模型, 并提出了针对共用支承-双转子系统的振动耦合点确定方法, 以及交互激励瞬态响应仿真方法。仿真结果表明: 共用支承-双转子系统振动耦合的力学本质, 是转子与支承结构振动交互作用下的动力响应耦合, 既包括共用支承结构振动基础激励带来的振动耦合力学行为, 又包括多转子交互激励下多频率组合的振动响应耦合力学行为。其中基础激励下耦合程度与支承机械阻抗及转子振型有关, 转子间交互激励下耦合程度则受被激转子模态振型影响, 被激转子刚体模态振型对基础振动敏感, 在激励转子作用下更易产生转子交互激励下振动耦合。

关 键 词: 共用支承-双转子系统; 振动耦合; 响应特性; 基础振动; 交互激励

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

Vibration coupling mechanism and response characteristics of shared support dual-rotor system

SONG Ziyu¹, HONG Jie^{1,2}, WANG Yongfeng¹, MA Yanhong²

(1. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;

2. Research Institute of Aero-Engine, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: For the dual-rotor system with mid turbine frame, the mechanical impedance theory was used to quantify the structural mass/stiffness distribution characteristics, and the vibration coupling mechanism model of complex rotor system was established, then the vibration coupling point determination and interactive excitation transient response simulation methods for shared support dual-rotor system were proposed. The simulation results showed that the mechanical essence of shared support dual-rotor system vibration coupling lied in the dynamic response coupling under the vibration interaction between rotor and support structure, including vibration coupling mechanical behavior caused by foundational vibration of shared support structure as well as interaction excitation of multiple rotors. Vibration coupling level under foundational excitation was related to support mechanical impedance and rotor mode shape, and the vibration coupling level under rotor interaction excitation was affected by excited rotor mode shape. The rigid body mode shape of excited rotor was sensitive to foundation vibration, making it easier to produce rotor interaction excitation vibration coupling under excitation of another rotor.

Keywords: shared support dual-rotor system; vibration coupling; response characteristic; foundation vibration; interactive excitation

收稿日期: 2021-08-11

基金项目: “两机”重大专项基础研究项目(2017-IV-0011-0048, 2017-VII-0010-0104); 国家自然科学基金(52075018)

作者简介: 宋梓宇(1996—), 男, 硕士生, 主要研究方向为航空发动机整机结构动力学分析。

引用格式: 宋梓宇, 洪杰, 王永锋, 等. 共用支承-双转子系统振动耦合机理及响应特性[J]. 航空动力学报, 2023, 38(2): 462-472. SONG Ziyu, HONG Jie, WANG Yongfeng, et al. Vibration coupling mechanism and response characteristics of shared support dual-rotor system[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(2): 462-472.

在航空发动机结构设计中,应用涡轮级间共用承力框架是降低质量、提高承载效率的重要技术途径之一^[1-3],普惠、GE(通用电气)公司对其开展了深入研究,提出了诸多适用于先进航空发动机的共用支承结构设计方案^[4-7]。共用支承结构及其所支承的两个转子所构成的结构系统,称为共用支承-双转子系统。其独特结构特征及双转子交互激励载荷,易造成结构系统复杂耦合振动特征,带来动力学设计难题。因此,对共用支承-双转子系统振动耦合产生机理及动力响应特性开展研究,具有重要科学价值与实际工程意义。

目前,国内外学者在转子系统振动耦合及转子支承结构系统振动特性方面进行了诸多研究。但常见转子系统振动耦合分析主要针对带中介轴承双转子系统。如文献[8-12]中对带中介轴承双转子系统临界转速、不平衡响应等动力学特性进行了分析,研究了转子转速、转子转动方向及转速比等因素的影响。王杰等^[13]运用多个振动耦合评估参数,对带中介轴承双转子系统进行耦合特性评估,指出可从中介轴承受力变化表征转子间耦合程度,临界转速下转子系统振动耦合显著。

文献[14-17]研究了整机建模方法,表明为获得准确的整机振动特性,需考虑转子与支承结构间的振动耦合。Bonello等^[18-19]建立了时/频域高效计算大型复杂整机振动响应的方法,对带涡轮级间共用承力框架的典型三转子发动机,高压及中压转子后支点振动响应频域分析表明,高中压转子间存在显著振动耦合,转子振动响应频谱中同时包含两转子转速频率。章健等^[20]、雷冰龙等^[21]对涡轴发动机共用支承-双转子系统设计工作状态耦合动力响应进行仿真计算及实验验证,认为支点载荷增大导致共用支承结构振动水平上升是引起振动耦合主要原因,两转子通过共用支承振动传递作用,转子间的动力特性相互影响。

工程实践中台架试车的测试数据也表明,带涡轮级间共用承力框架的双转子系统,存在振动耦合引发的复杂振动响应特性现象。但目前国内外对共用支承-双转子系统振动耦合机理及不同类型振动耦合响应特性缺乏深入研究,制约了对新振动现象的理解和振动故障的快速排除。

本文针对带有涡轮级间共用承力框架的双转子系统,在对其结构特征与不同类型振动耦合力学过程分析的基础上,基于机械阻抗理论建立其

振动耦合机理模型,对典型共用支承-双转子系统振动耦合响应特性进行分析,为转子动力学设计及故障诊断提供理论机理支撑。

1 共用支承-双转子系统振动耦合机理

1.1 结构特征

图1为采用涡轮级间共用支承结构布局的典型高推质比双转子涡扇发动机结构简图。其低压转子为细长柔性转子,采用1-2-0支承方案,即风扇转子前后各1支点,低压涡轮前1支点;其高压转子为准刚性转子,采用1-0-1支承方案,即高压压气机前1支点,高压涡轮后1支点;两个转子后支点同时由涡轮级间共用承力框架支承,形成本文所研究的共用支承-双转子结构系统。各转子工作转速范围不同,高低压转子转速范围覆盖频域宽;同时,由于轻质化要求提升,承力框架结构采用板壳结构模态频率丰富,难以满足“避开共振”^[22]动力学设计要求,带来复杂的双转子与承力结构间振动耦合抑制问题。

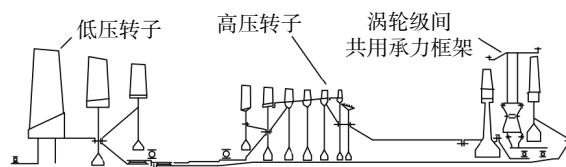


图1 典型共用支承-双转子系统结构简图

Fig. 1 Schematic diagram of typical shared support-dual rotor system

1.2 双转子振动耦合力学过程

对于共用支承-双转子结构系统,在机械、气动等工作载荷激励下,共用承力框架结构振动响应将对转子系统产生基础激励,在一定条件下可引起结构系统振动耦合,耦合状态与共用承力框架基础振动频率和幅值有关。主要包括如下两类振动耦合:①共用支承基础激励振动耦合;②转子间交互激励下振动耦合。

当一个转子通过自身临界转速,或转子激励频率与共用支承模态频率一致时,共用支承会产生高强迫振动响应,影响两转子运动状态,引起结构系统振动耦合。该类振动耦合问题的力学本质是共用支承产生大幅值基础振动,振动耦合程度与共用支承机械阻抗特性有关,本文将该类振动耦合称作共用支承基础激励振动耦合。

应用共用承力框架结构后,转子1的支点动

载荷激励,可经承力框架基础振动作用于转子 2 的支点,对转子 2 产生激励。当转子 1 激励频率与转子 2 的模态频率相近时,被激励转子处于共振状态,但由于被激转子转速与进动频率(被激起模态对应的频率)不同,转子处于非协调涡动状态,转轴内部会产生交变载荷,可能引起转子失稳或转轴高周疲劳断裂。本文将该类振动耦合称作转子间交互激励下振动耦合。

1.3 振动耦合机理模型

根据共用支承-双转子系统结构特征,建立图 2 所示的振动耦合机理模型。此处仅考虑转子结构在 y 向的横向运动,考虑共用支承结构在 y 向及 θ 向的横向与角向运动,转子转轴为无质量刚性梁。下述各物理量中的下标 f、h、l 分别代表共用支承、高压转子及低压转子。图中 y_h 、 y_l 、 y_f 、 θ_f 分别为高、低转子横向自由度、共用支承横向及角向自由度。 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 为支点支承刚度; k_f 、 k_{θ} 为共用支承结构径向及角向等效刚度; m_h 、 m_l 、 M_f 为高、低压转子及共用支承等效质量; J_f 为共用支承等效转动惯量。 ω_h 、 ω_l 为高低压转子转速频率;低压转子存在质心偏移量 e_l ; l_1 、 l_2 分别为对应支点距共用支承等效质心轴向间距。

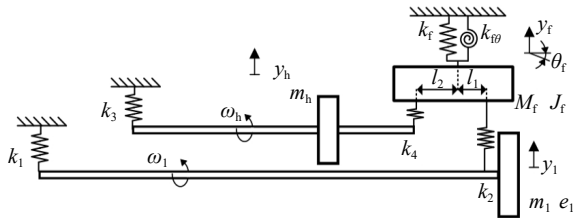


图 2 共用支承-双转子系统振动耦合机理模型

Fig. 2 Vibration coupling mechanism model of shared support-dual rotor system

以仅考虑低压转子不平衡激励为例,上述力学模型的广义阻抗方程可写为

$$\mathbf{ZY} = \mathbf{F} \quad (1)$$

$\mathbf{Z}$ 、 $\mathbf{Y}$ 、 $\mathbf{F}$ 分别为转子系统阻抗矩阵、振幅向量以及力幅向量。式中各项分别为

$$\mathbf{Z} = \begin{bmatrix} Z_{11} & Z_{12} & Z_{13} & 0 \\ Z_{21} & Z_{22} & Z_{23} & Z_{24} \\ Z_{31} & Z_{32} & Z_{33} & Z_{34} \\ 0 & Z_{42} & Z_{43} & Z_{44} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{Y} = \begin{bmatrix} Y_l \\ Y_f \\ \theta_f \\ Y_h \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F} = \begin{bmatrix} m_l e_l \omega_l^2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

其中 Y_l 、 Y_h 、 Y_f 、 θ_f 分别为结构系统各自由度振幅, Z_{ij} 为各阻抗元素,其表达分别为

$$Z_{11} = k_1 + k_2 - m_l \omega_l^2,$$

$$Z_{22} = k_2 + k_4 + k_f - M_f \omega_f^2,$$

$$Z_{33} = k_{\theta f} + k_4 l_2^2 + k_2 l_1^2 - J_f \omega_f^2,$$

$$Z_{44} = k_3 + k_4 - m_h \omega_h^2,$$

$$Z_{12} = Z_{21} = -k_2, \quad Z_{24} = Z_{42} = -k_4$$

$$Z_{13} = Z_{31} = -k_2 l_1, \quad Z_{34} = Z_{43} = -k_4 l_2$$

$$Z_{23} = Z_{32} = k_4 l_2 - k_2 l_1, \quad Z_{14} = Z_{41} = 0$$

共用支承-双转子系统中,低压转子与高压转子分别通过交叉阻抗项,与共用支承径向/角向自由度发生耦合,当转子支点动载荷作用于共用支承时,引起其振动响应,该振动响应又作为基础激励,影响转子运动状态。因此,共用支承-双转子系统振动耦合的力学本质,是转子不平衡激励与支承结构基础振动激励交互作用下动力响应的耦合,转子间耦合程度与共用支承机械阻抗特性有关。

2 共用支承-双转子系统振动耦合点确定

本节发展了针对共用支承-双转子系统固有特性、机械阻抗特性的仿真分析方法,基于其实现潜在振动耦合点的判断、评估,整体分析思路如图 3 所示。

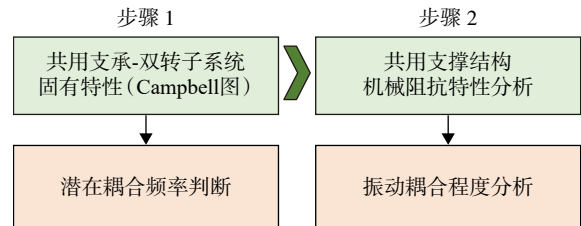


图 3 共用支承-双转子系统振动耦合点确定思路

Fig. 3 Vibration coupling point judgment and analysis strategy of shared support-dual rotor system

首先,得到共用支承-双转子系统 Campbell 图,筛选工作转速范围内可能的振动耦合频率点;其后,实现共用支承结构机械阻抗特性分析,评估潜在耦合频率下振动耦合程度。

2.1 有限元建模与分析方法

图 4 为共用支承-双转子系统有限元模型,采用弹簧单元模拟轴承及弹性支承结构,并对结构进行合理简化。考虑转子系统原有支承方式,低压转子 3#及 2#支点位置弹簧单元外端施加固定

约束, 低压转子 1# 支点位置弹簧单元外端施加径/周向约束。4#、5# 支点由涡轮级间共用承力框架支承, 使用弹簧单元连接转/静子对应节点, 并对节点进行周向位移耦合。

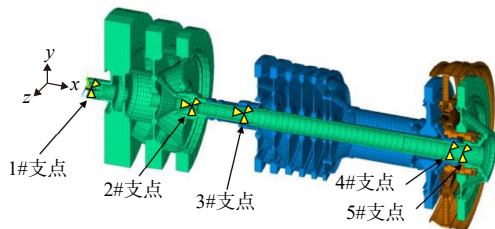


图4 共用支承-双转子系统有限元模型

Fig. 4 Finite element model of shared support-dual rotor system

对转子系统固有特性的分析, 采用 ANSYS 固有模态求解模块, 考虑高低压转子共同工作转速关系及陀螺力矩效应, 获得转子及支承结构各阶模态正进动特征值随转速变化曲线。

对转子系统响应特性的分析, 采用 ANSYS 瞬态动力分析模块, 在高低压涡轮盘轮缘分别施加 50 g·mm 不平衡量(参考实际平衡精度), 对潜在振动耦合点进行瞬态动力响应计算, 获取响应稳态段进行分析。

2.2 双转子结构系统固有振动特性

图5为共用支承-双转子系统 Campbell 图。其横坐标为高压转子转速, 但与单转子系统有所不同, 其除高压转子等转速线及各阶共振频率线外(图中紫线), 同时考虑低压转子振动特性, 增添低压转子系统共同工作线及其各阶共振频率线(图中蓝线); 以及考虑共用支承结构共振特性, 增添其共振频率线(图中橙线)。图例中 HP、LP

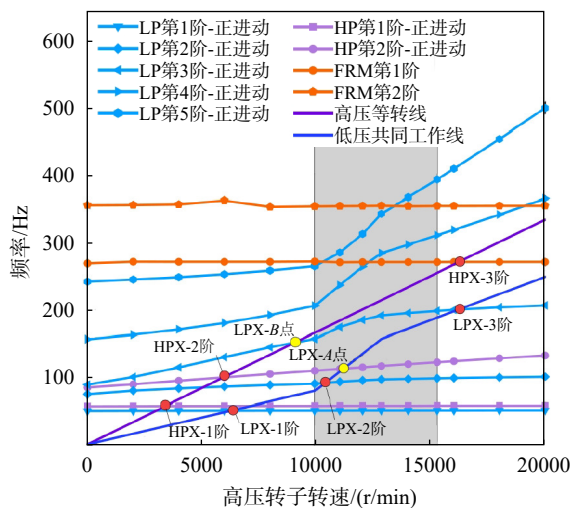


图5 共用支承-双转子系统 Campbell 图

Fig. 5 Campbell diagram of shared support-dual rotor system

代表高低压转子, FRM 代表共用支承结构。

通过转速线与共振频率线交点并结合模态振型, 可开展潜在振动耦合频率的快速判断。高压转速线与高压转子振动为主的共振频率线交点, 为高压临界转速; 高压转速线与共用支承结构共振频率线交点, 为潜在基础激励振动耦合频率点; 高压转速线与低压转子模态频率线交点, 即为潜在在高压转子激起的转子间交互激励振动耦合点。对于低压转子也有相似的判断方法。

图5中 HPX- i 与 LPX- i 分别代表高低压转子激起的潜在共振点, 表示临界转速点与共用支承共振点时 i 为 1 阶、2 阶、3 阶...; 表示转子间交互激励振动耦合点时 i 表示 A 点、B 点、C 点...。灰色阴影区为高低压转子共同工作转速范围, 高压工作转速范围为 9 924~15 268 r/min, 低压工作转速范围为 4 753~11 268 r/min。

结果表明, 分析转速范围内高压转子有 2 阶临界转速, 第 1 阶临界转速对应高压平动临界, 远离工作转速范围; 第 2 阶临界转速为高压俯仰临界, 实际振动数据表明此振型下易产生较大支点动载荷, 共用支承振动响应大, 可能引起共用支承基础激励振动耦合。高压等转速线与共用支承角向摆动共振频率线存在交点, 且恰位于高压最大工作转速附近, 即存在潜在的高压转子激起的基础激励振动耦合风险。在工作转速范围附近, 高压等转速线与低压转子第 3 阶共振频率线(低压弯曲振型)交于 B 点, 与工作转速区裕度仅为 9%, 存在高压转子激起的低压转子弯曲振动, 引起转子间交互激励下振动耦合的可能。

同理, 通过低压转子共同工作线与低压共振频率线交点, 得到低压转子临界转速, 分析转速范围内共用有 3 阶: 第 1 阶临界转速对应于低压涡轮平动临界, 距工作转速范围较远; 第 2、3 阶临界转速对应于风扇转子俯仰与低压轴弯曲临界, 不易引起高低压转子间振动耦合。工作转速范围内, 与高压转子第 2 阶共振频率线(高压俯仰振型)交于 A 点, 即可能存在低压转子激起的高压转子俯仰模态, 引起转子间交互激励下振动耦合。分析转速范围内, 低压转子共同工作线与共用支承共振频率线无交点, 即可知此系统基本无低压转子激起的基础激励耦合振动风险。

综上所述, 可初步判断出共用支承-双转子系统在工作转速附近的潜在基础激励振动耦合频率点为 HPX-2 阶与 HPX-3 阶共振点, 转子间交互激

励振动耦合点为 LPX-A 点、HPX-B 点, 振动耦合点转速特征如表 1 所示, 相应模态振型如图 6 所示。

表 1 共用支承-双转子系统潜在振动耦合点转速

Table 1 Potential vibration coupling point speed of shared support-dual rotor system

振动耦合点	高压转速/(r/min)	低压转速/(r/min)
HPX-2 阶	5 951	2 850
HPX-3 阶	16 213	11 996
LPX-A 点	11 166	6 737
HPX-B 点	9 066	4 342

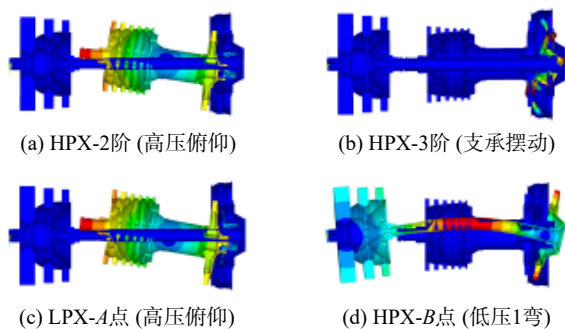


图 6 共用支承-双转子系统潜在振动耦合点模态振型

Fig. 6 Potential vibration coupling point mode shapes of shared support-dual rotor system

2.3 共用支承机械阻抗特性

转速线与模态频率线相交, 仅满足振动耦合发生必要条件, 进一步分析共用支承机械阻抗特性, 可判断各潜在频率点产生振动耦合可能性。

共用支承动刚度反映了支承结构抵抗支点动载荷的能力, 影响着支承结构基础振动幅值; 支点间位移传递率反映了支点间基础振动响应的传递特性, 两者均是转子激振频率的函数, 对转子间振动耦合有重要影响。本文中定义其表达式分别为

$$Z_i(\omega) = |F_i(\omega)| / |X_i(\omega)| \quad (2)$$

$$T_{ij}(\omega) = |X_i(\omega)| / |X_j(\omega)| \quad (3)$$

式中 $Z_i(\omega)$ 为 i 号支点动刚度, $T_{ij}(\omega)$ 为 j 号至 i 号支点位移传递率, $F_i(\omega)$ 为 i 号支点动载荷幅值, $X_i(\omega)$ 为 i 号支点位移幅值, $X_j(\omega)$ 为 j 号支点位移幅值。

图 7~图 8 为共用支承结构支点动刚度及位移传递率, 图中阴影区域为对应转子的工作转速频率范围。分析中未考虑挤压油膜阻尼器对支点动刚度及位移传递率的影响, 共用支承阻尼采用

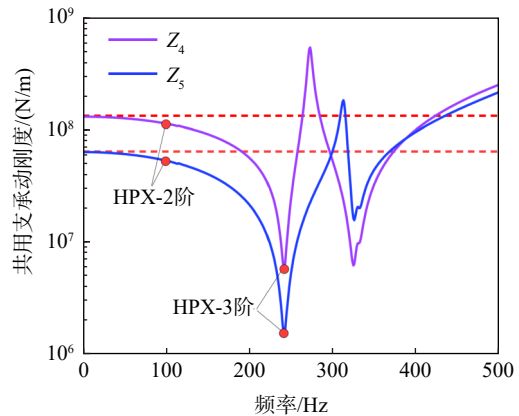


图 7 共用支承动刚度

Fig. 7 Dynamic stiffness of shared support

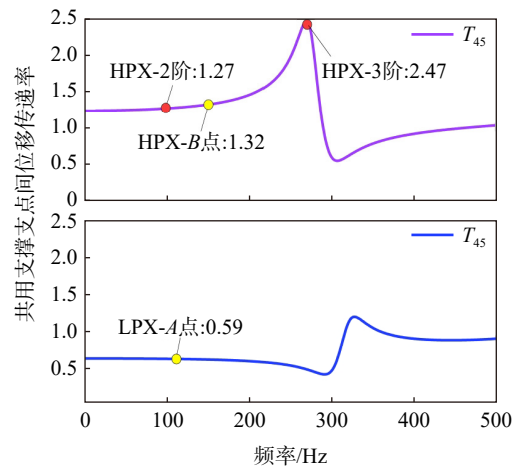


图 8 共用支承位移传递率

Fig. 8 Displacement transmissibility of shared support

ANSYS 中设置结构整体阻尼比予以简单考虑。

由图 7 可知, 在 HPX-2 阶点共用支承有较高动刚度, 转子间可能不易发生振动耦合; 而在 HPX-3 阶点共用支承发生共振, 支点动刚度突降, 共用支承基础激励下可能易引起振动耦合。但实际上有无振动耦合还与转子不平衡激励大小有关。

由图 8 可知, 共用支承 4 号至 5 号支点间位移传递率大于 1, 而 5 号至 4 号支点间位移传递率小于 1。高压支点处基础振动响应在低压支点处会放大, 故相较于 LPX-A 点, 高压转子不平衡激励在 HPX-2 阶点、HPX-3 阶点以及 HPX-B 点更易引起与低压转子的振动耦合, 高压不平衡激励引起的基础振动, 对低压转子运动状态影响相对更大。

3 振动耦合点结构系统响应特性

基于前文判断的潜在振动耦合点, 本节将依次对潜在基础激励振动耦合点 HPX-2 阶与 HPX-

3 阶点, 以及转子间交互激励振动耦合点 LPX-A 点与 HPX-B 点, 进行响应特性计算分析。

为定量描述高低压转子间振动耦合程度, 定义支点处动力响应耦合因子^[21]。

低压转子 5 号支点处高压转子对低压转子的动力耦合因子为

$$\phi_5 = \frac{A_{5\omega h}}{A_{5\omega l} + A_{5\omega h}} \times 100\% \quad (4)$$

高压转子 4 号支点处低压转子对高压转子的动力耦合因子为

$$\phi_4 = \frac{A_{4\omega l}}{A_{4\omega l} + A_{4\omega h}} \times 100\% \quad (5)$$

式中 $A_{i\omega h}$ 为支点位置处高压转子频域响应幅值, $A_{i\omega l}$ 为支点位置处低压转子频域响应幅值。

3.1 基础激励下动力响应特性

3.1.1 转子通过临界转速(HPX-2 阶点)

计算共用支承-双转子系统俯仰临界转速(HPX-2 阶点)下动力响应, 绘出弹性线如图 9 所示。对时域响应快速傅里叶变换, 得支点处频率成分如图 10 所示。绘出高、低压转子 4 号、5 号支点处的轴心轨迹及支点动载荷如图 11 所示。

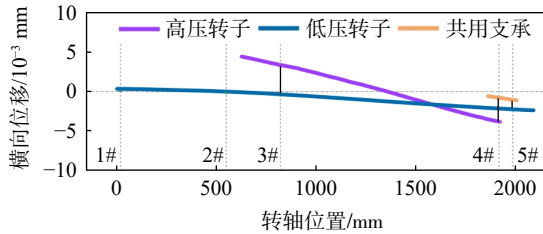
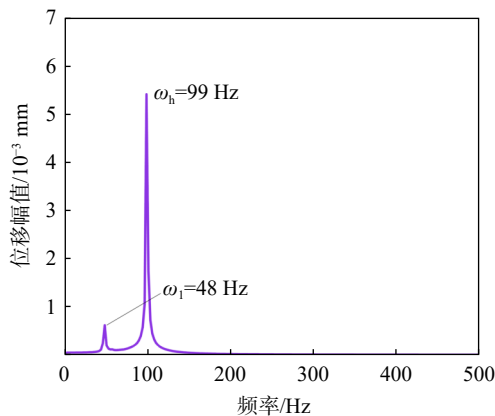
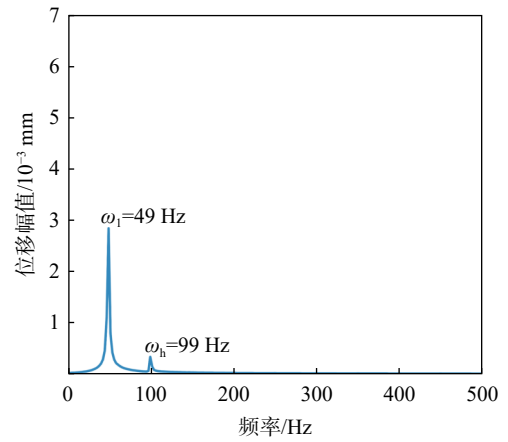


图 9 弹性线(HPX-2 阶点)

Fig. 9 Elastic line (point HPX-2)



(a) 高压转子 4 号支点

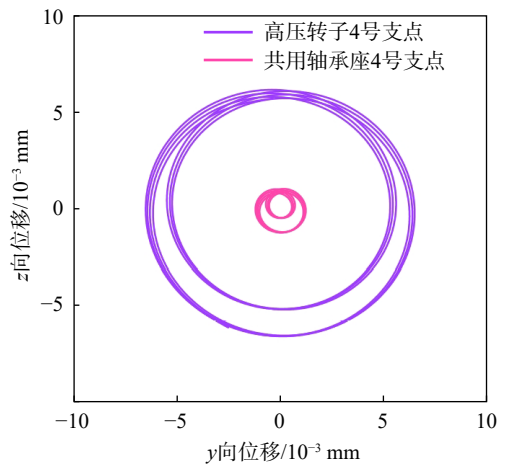


(b) 低压转子 5 号支点

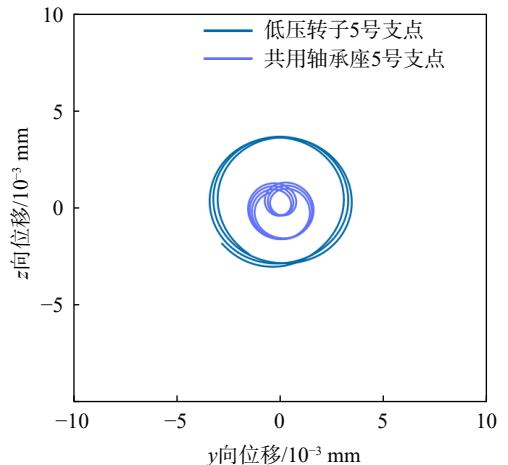
图 10 频域位移响应(HPX-2 阶点)

Fig. 10 Frequency domain displacement response (point HPX-2)

计算结果表明, 高压转子过俯仰临界转速时不平衡激励在 4 号支点产生的动载荷较大, 但由于共用支承结构在该激振频率下有较高刚度, 5 号支点处基础振动较小, 对低压转子运动状态



(a) 高压 4 号支点轴心轨迹



(b) 低压 5 号支点轴心轨迹

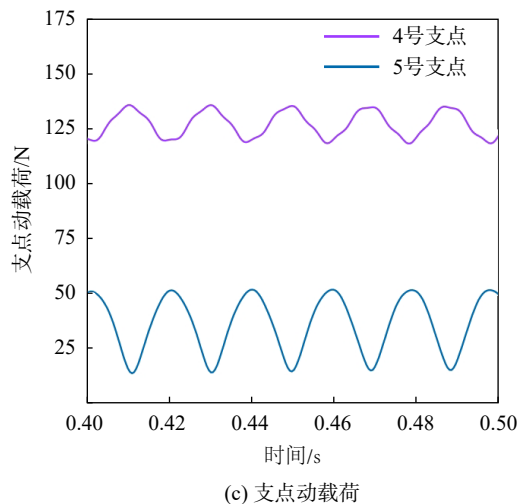


图11 轴心轨迹及支点动载荷(HPX-2 阶点)

Fig. 11 Shaft orbit and dynamic load of bearing (point HPX-2)

影响较小。从4号、5号支点频域响应可以看出,高、低压转子间耦合程度低,转子间动力耦合因子 ϕ_5 、 ϕ_4 均约为10%,轴心轨迹表明低压转子近似作同步正向涡动。

综上,在转子通过临界转速时,共用支承-双转子系统未发生显著的基础激励下振动耦合。

3.1.2 共用支承结构共振(HPX-3 阶点)

计算共用支承结构共振(HPX-3 阶点)下动力响应,绘出弹性线如图12所示。对时域响应快速傅里叶变换,得支点处频率成分如图13所示。绘出高、低压转子4号、5号支点处的轴心轨迹及支点动载荷如图14所示。

计算结果表明,共用支承共振时,4号至5号支点间位移传递率约为2.5,共用支承在5号支点处基础振动显著放大,但由于5号支点靠近低压转子弯曲振型节点,低压转子对5号支点基础振动很不敏感,转子系统并未出现振动耦合。从4、5号支点频域响应看出,高、低压转子间近乎无耦合,转子间动力耦合因子 ϕ_5 、 ϕ_4 约为0,轴心轨迹表明两转子均作同步正向涡动。此外需要说明,

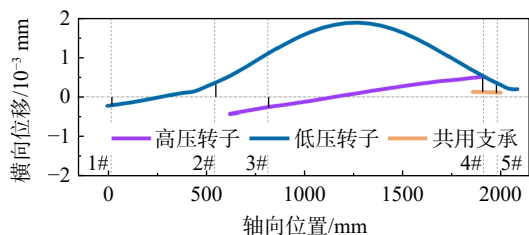


图12 弹性线(HPX-3 阶点)

Fig. 12 Elastic line (point HPX-3)

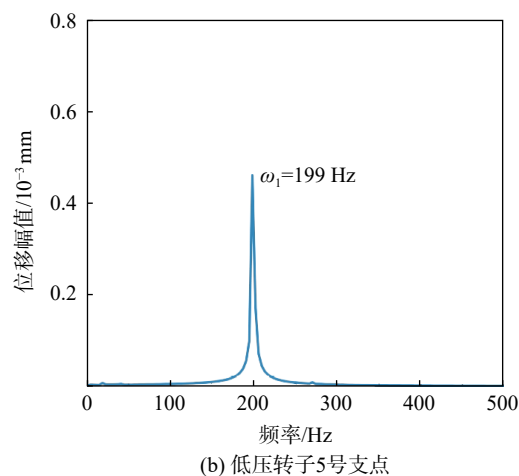
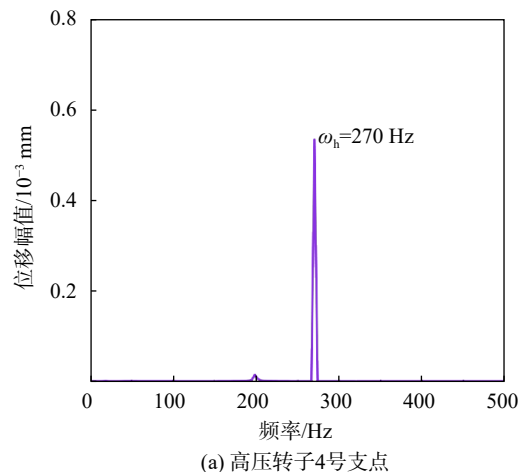
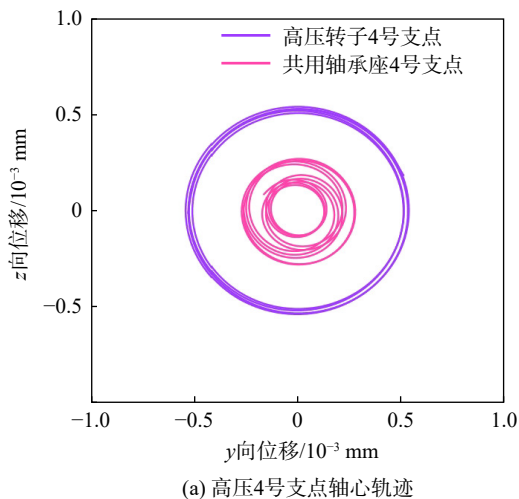


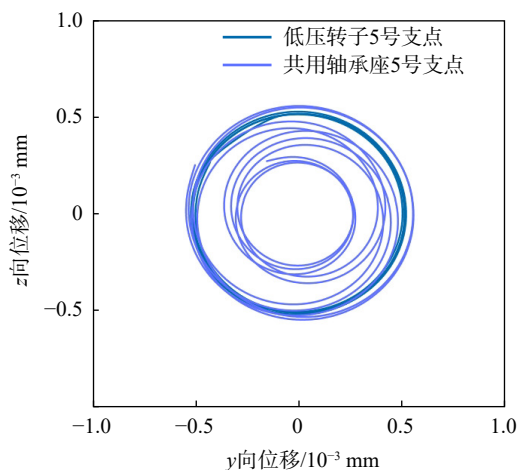
图13 频域位移响应(HPX-3 阶点)

Fig. 13 Frequency domain displacement response (point HPX-3)

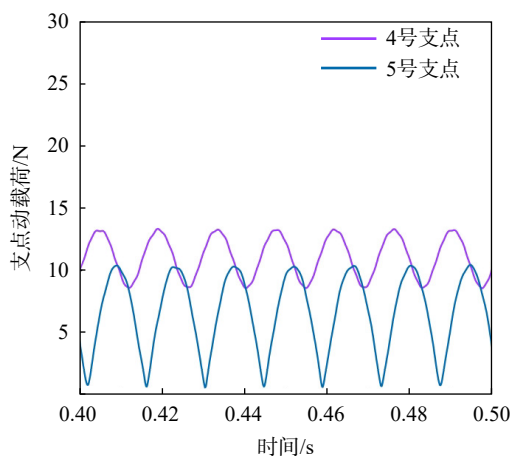
尽管低压转子变形大于高压转子,但两者在后支点处具有相近的位移。

综上,在共用支承共振时,共用支承-双转子系统未发生基础激励下振动耦合。





(b) 低压5号支点轴心轨迹



(c) 支点动载荷

图 14 轴心轨迹及支点动载荷(HPX-3 阶次)

Fig. 14 Shaft orbit and dynamic load of bearing (point HPX-3)

3.2 转子间交互激励下响应特性

3.2.1 低压激起高压非协调涡动(LPX-A 点)

计算共用支承结构 LPX-A 点动力响应, 绘出稳态响应振型及弹性线, 如图 15 所示。对时域响应快速傅里叶变换, 得支点处频率成分如图 16 所示。绘出高、低压转子 4 号、5 号支点处的轴心轨迹及支点动载荷如图 17 所示。

计算结果表明, 在 LPX-A 点转子系统存在振

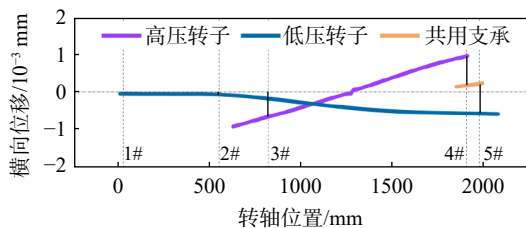
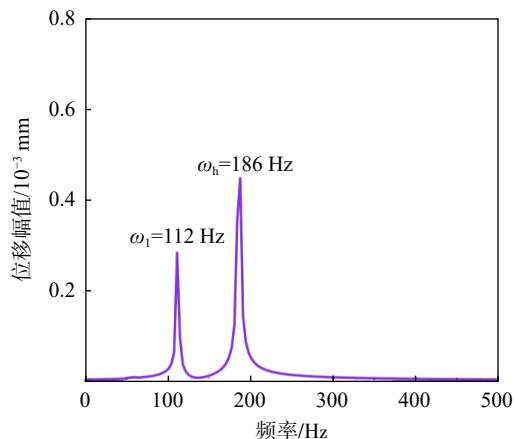
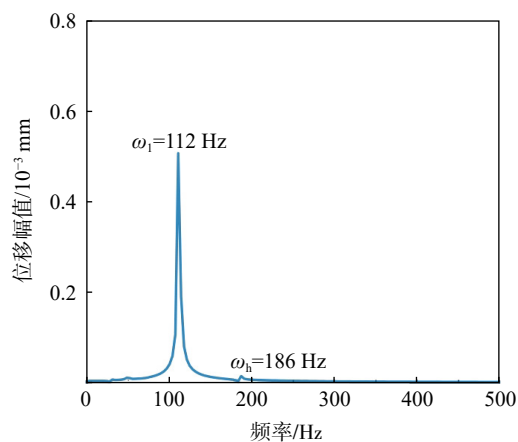


图 15 弹性线(LPX-A 点)

Fig. 15 Elastic line (point LPX-A)



(a) 高压转子4号支点



(b) 低压转子5号支点

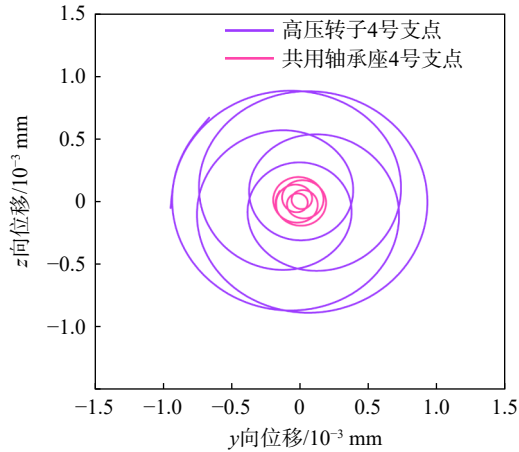
图 16 频域位移响应(LPX-A 点)

Fig. 16 Frequency domain displacement response (point LPX-A)

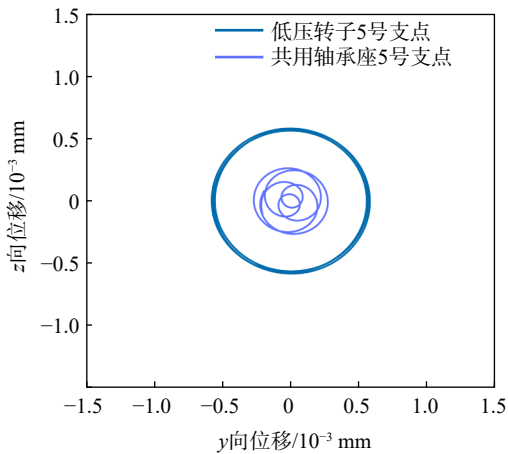
动耦合, 高压转子在进行共振状态下的非协调涡动。高压 4 号支点频域响应中低压成分高, 高低压转子耦合程度高, 高低压转子各支点处动力耦合因子 ϕ_4 、 ϕ_5 分别为 34%、3%, 高压转子运动状态受低压不平衡激励显著影响。高压轴心轨迹表明, 高压转子在进行剧烈的非协调涡动, 转子内部存在交变应力。此外, 4 号支点动载荷波动幅度较大, 表明转子运动状态不稳定。

值得注意, 尽管此时 5 号至 4 号支点间位移传递率约为 0.6, 共用支承 4 号支点处基础振动响应有递减, 但由于高压转子俯仰属于支承振动为主的刚体模态, 对支点基础振动较敏感, 高压转子运动状态受基础振动影响较大, 共用支承-双转子系统发生了振动耦合。

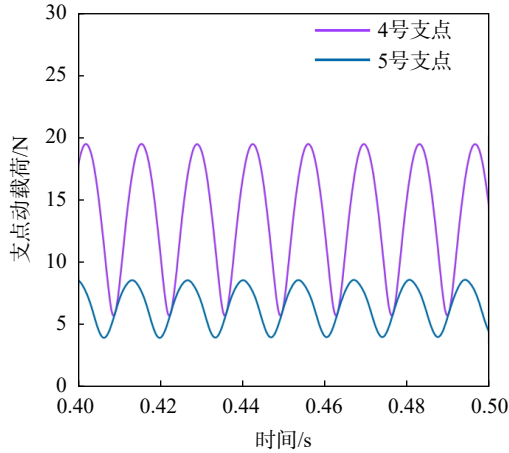
综上, 在 LPX-A 点, 共用支承-双转子系统存在显著的转子间交互激励下振动耦合。



(a) 高压4号支点轴心轨迹



(b) 低压5号支点轴心轨迹



(c) 支点动载荷

图 17 轴心轨迹及支点动载荷(LPX-A 点)

Fig. 17 Shaft orbit and dynamic load of bearing (point LPX-A)

3.2.2 高压激起低压非协调涡动(HPX-B 点)

计算共用支承结构 HPX-B 点动力响应, 绘出稳态响应振型及弹性线, 如图 18 所示。对时域响应快速傅里叶变换, 得支点处频率成分如图 19 所示。绘出高、低压转子 4 号、5 号支点处的轴心轨迹及支点动载荷如图 20 所示。

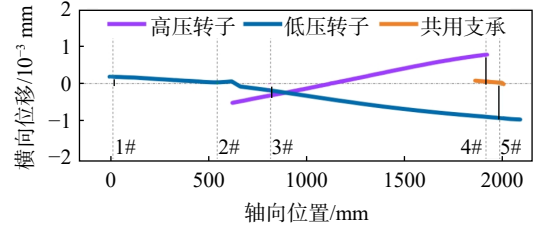
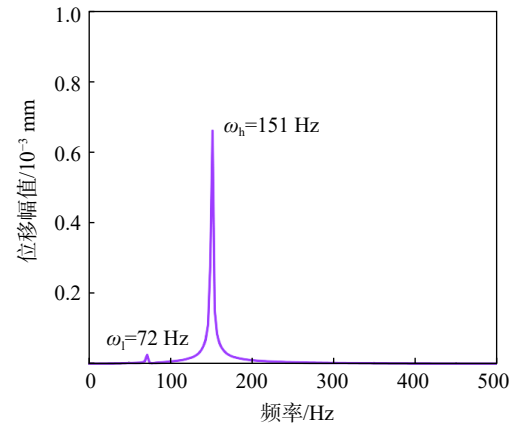
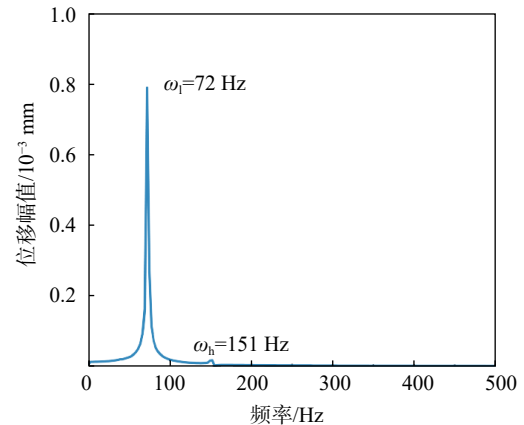


图 18 弹性线(HPX-B 点)

Fig. 18 Elastic line (point HPX-B)



(a) 高压转子4号支点



(b) 低压转子5号支点

图 19 频域位移响应(HPX-B 点)

Fig. 19 Frequency domain displacement response

(point HPX-B)

计算结果表明, 在 HPX-B 点高压转子通过共用支承基础振动, 未激起低压 1 阶弯曲共振。尽管 4 号至 5 号支点位移传递率约为 1.3, 5 号支点基础振动响应有所放大, 但由于潜在被激起的低压整体 1 阶弯曲模态节点, 位于共用支承 5 号支点附近, 低压转子对共用支承基础振动敏感度低, 故未发生振动耦合。支点频率响应及轴心轨迹表明, 高低压转子频率成分主要为自身转速频率, 轴心轨迹表明两转子近似作同步正向涡动, 支点动力耦合因子 ϕ_5 、 ϕ_4 分别为 2%、4%。

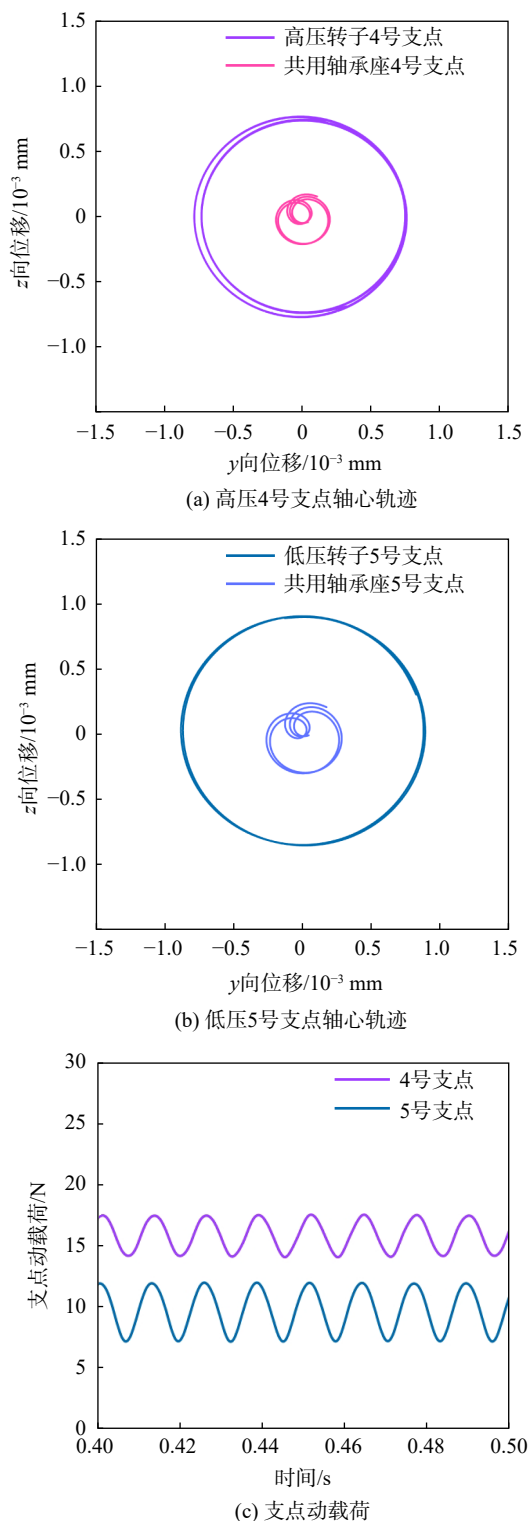


图20 轴心轨迹及支点动载荷(HPX-B点)

Fig. 20 Shaft orbit and dynamic load of bearing(point HPX-B)

综上,在HPX-B点,共用支承-双转子系统不存在转子间交互激励下振动耦合。

4 结论

本文针对带有涡轮级间共用承力框架的双转子系统,对其结构特征及不同类型振动耦合力学

过程分析,基于机械阻抗理论建立振动耦合机理模型,运用针对共用支承-双转子系统固有特性及交互激励瞬态响应的仿真方法,对结构系统潜在振动耦合点及动力响应特性进行分析,主要结论如下:

1) 共用支承-双转子系统振动耦合的力学本质,是转子不平衡激励与支承结构基础振动激励交互作用下动力响应的耦合,包括共用支承基础激励下振动耦合,以及转子发生以模态共振转速为进动速度的转子间交互激励下振动耦合。

2) 运用共用支承-双转子系统 Campbell 图,可快速判断工作转速范围附近的潜在振动耦合点,通过共用支承机械阻抗特性分析可定性分析耦合可能性,但实际有无振动耦合需通过瞬态动力响应计算进行分析。

3) 共用支承基础激励下有无振动耦合,不仅与共用支承结构机械阻抗特性有关,还与转子模态振型有关。转子通过低阶临界转速时产生较大支点动载荷,但因共用支承结构动刚度,支承基础振幅小,转子系统耦合程度低,动力耦合因子约为 10%。共用支承共振时,尽管转子支点处基础振动幅值较大,但由于转子振型节点靠近支承支点,转子对支承基础振动敏感性低,难以发生振动耦合,动力耦合因子接近 0。

4) 转子间交互激励下,激励转子通过共用支承基础振动能否激起被激励转子共振,主要与被激励转子对应的模态振型有关。被激励转子模态振型为刚体振型时,对支承基础振动较敏感,激励转子转速频率靠近被激励转子刚体振型频率时,易发生振动耦合,被激励转子支点动力耦合因子约为 34%,激励转子则较低为 3%;当被激励转子模态振型节点位于共用支承支点附近时,支承基础振动则难以引起转子间振动耦合,激励转子与被激励转子动力耦合因子分别约为 4% 与 2%。

5) 共用支承-双转子系统出现转子间交互激励振动耦合时,由于被激励转子转速频率与被激起的模态频率不同,在进行剧烈非协调涡动,会引起转轴内部出现交变应力,可能引起转轴疲劳断裂的安全性问题。因此,采用涡轮级间共用承力框架的航空发动机应对该问题予以充分关注。

参考文献:

- [1] 马艳红,曹冲,李鑫,等. 涡轴发动机涡轮级间支承结构设计关键技术[J]. 航空发动机, 2014, 40(4): 34-40.

MA Yanhong, CAO Chong, LI Xin, et al. Key design technology of

- mid turbine frame for turboshaft engine[J]. Aeroengine, 2014, 40(4): 34-40. (in Chinese)
- [2] 王强, 李维. 前功率输出式涡轴发动机涡轮结构布局改进[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2010, 23(3): 27-30.
- WANG Qiang, LI Wei. Improvement of turbine structure for turboshaft engine with front output shaft[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2010, 23(3): 27-30. (in Chinese)
- [3] 刘宝龙, 洪杰. 通用核心机转子系统设计技术[J]. 振动与冲击, 2010, 29(增刊1): 58-62.
- LIU Baolong, HONG Jie. Structural design technology of the versatile core rotor system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(Suppl.1): 58-62. (in Chinese)
- [4] DUROCHER E, PIETROBON J, NGUYEN L. Mid turbine frame system for gas turbine engine: US0135770A1[P]. 2010-06-03.
- [5] SEDA J F, DUNBAR L W, GLIEBE P R. Aircraft engine with inter-turbine engine frame supported counter rotating low pressure turbine rotors: US0163984A1[P]. 2003-09-04.
- [6] KUMAR K B, NAGENDRA S, SOWA W A. Mid turbine frame: US0030386A1[P]. 2010-06-28.
- [7] KUMAR K B, NAGENDRA S, SOWA W A. Double U design for mid-turbine frame struts: US0134687A1[P]. 2008-06-12.
- [8] CHIANG H W D, HSU C N, JENG W, et al. Turbomachinery dual rotor-bearing system analysis[R]. ASME Paper GT2002-30315, 2002.
- [9] SUN K, WAN Z, SONG H Y, et al. Critical speeds analysis for dual rotor turbofan engine using finite element method[R]. ASME Paper GT2019-91508, 2019.
- [10] GUPTAK, GUPTAK D, ATHREK. Unbalance response of a dual rotor system: theory and experiment[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1993, 115(4): 427-435.
- [11] 蒋云帆, 廖明夫, 刘永泉, 等. 同转/对转双转子系统的动力学特性[J]. 航空动力学报, 2013, 28(12): 2771-2780.
- JIANG Yunfan, LIAO Mingfu, LIU Yongquan, et al. Dynamic characteristics of co-rotating/counter-rotating dual-rotor system[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(12): 2771-2780. (in Chinese)
- [12] 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.
- SUN Chuanzong, CHEN Yushu, HOU Lei. Modeling method and reduction of dual-rotor system with complicated structures[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(7): 1747-1753. (in Chinese)
- [13] 王杰, 左彦飞, 江志农, 等. 带中介轴承的双转子系统振动耦合作用评估[EB/OL]. [2021-06-21]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20200521.1602.014.html>.
- [14] 蒋书运, 陈照波, 须根法, 等. 用整体传递矩阵法计算航空发动机整机临界转速特性[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1998, 30(1): 32-35.
- JIANG Shuyun, CHEN Zhaobo, XU Genfa, et al. Analysis of natural frequency characteristics by whole transfer matrix method for turboengine multi-rotors[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 1998, 30(1): 32-35. (in Chinese)
- [15] 郑旭东, 张连祥, 刘廷毅. 航空发动机整机振动特性及应变能计算与分析[J]. 航空发动机, 2000, 26(2): 42-46.
- ZHENG Xudong, ZHANG Lianxiang, LIU Tinyi. Calculation and analysis of vibration characteristics and strain energy of aero-engine[J]. Aeroengine, 2000, 26(2): 42-46. (in Chinese)
- [16] 陈萌, 马艳红, 刘书国, 等. 航空发动机整机有限元模型转子动力学分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2007, 33(9): 1013-1016.
- CHEN Meng, MA Yanhong, LIU Shuguo, et al. Rotor dynamic analysis of whole aero engine models based on finite element method[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007, 33(9): 1013-1016. (in Chinese)
- [17] 张大义, 刘烨辉, 洪杰, 等. 航空发动机整机动力学模型建立与振动特性分析[J]. 推进技术, 2015, 36(5): 768-773.
- ZHANG Dayi, LIU Yehui, HONG Jie, et al. Investigation on dynamical modeling and vibration characteristics for aero engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(5): 768-773. (in Chinese)
- [18] BONELLO P, HAI P M. Computational studies of the unbalance response of a whole aero-engine model with squeeze-film bearings [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(3): 032504.1-032504.7.
- [19] BONELLO P, HAI P M. A computational parametric analysis of the vibration of a three-spool aero-engine under multifrequency unbalance excitation[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(7): 072504.1-072504.9.
- [20] 章健, 张大义, 王永锋, 等. 共用支承-转子结构系统振动耦合特性分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2019, 45(9): 1902-1910.
- ZHANG Jian, ZHANG Dayi, WANG Yongfeng, et al. Coupling vibration characteristics analysis of shared support-rotors system[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2019, 45(9): 1902-1910. (in Chinese)
- [21] 雷冰龙, 李超, 何康, 等. 共用支承-转子系统振动耦合分析及试验[J]. 航空动力学报, 2020, 35(11): 2293-2305.
- LEI Binglong, LI Chao, HE Kang, et al. Coupling vibration characteristics analysis and experiment of shared support-rotors system[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(11): 2293-2305. (in Chinese)
- [22] 付才高. 航空发动机设计手册: 第19册 转子动力学及整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.

(编辑: 王碧珺)