

行星齿轮连接的对转双转子振动响应分析

刘 震, 戴光昊, 王 超, 李剑钊

(中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要: 针对行星齿轮连接的新型双转子结构动力学特性问题, 基于 MASTA 内置算法, 得到行星齿轮传递误差、时变啮合刚度, 建立考虑行星齿轮实际啮合过程的内、外转子耦合动力学模型, 对该模型的固有特性和不平衡响应等开展了计算分析。计算得到支承轴承处内、外转子分别单独激励时的升转速扫频曲线以及工作状态下振动响应频谱图。仿真结果发现: 双转子系统前两阶固有频率相对于主激励的单转子固有频率分别提高 10.2% 和 17.5%, 振型包括内转子主激励、外转子主激励以及内外转子耦合振型; 与相同体积、相同功率输出的单转子结构相比, 双转子结构振动幅值在 X 、 Y 方向分别降低为 24.4%、39.7%, 双转子系统较传统单转子结构具有更好的动力学性能。

关 键 词: 行星齿轮连接; 时变啮合刚度; 双转子系统; 不平衡响应

中图分类号: TH132.41 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.11.019

[引用本文格式] 刘 震, 戴光昊, 王 超, 等. 行星齿轮连接的对转双转子振动响应分析[J]. 热能动力工程, 2025, 40(11): 174-182. LIU Zhen, DAI Guanghao, WANG Chao, et al. Vibration response analysis of contra-rotating dual-rotors connected with planetary gears[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(11): 174-182.

Vibration Response Analysis of Contra-rotating Dual-rotors Connected with Planetary Gears

LIU Zhen, DAI Guanghao, WANG Chao, LI Jianzhao

(No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: In view of the dynamic characteristics of the new dual-rotor structure connected with planetary gears, the planetary gear transmission error and time-varying meshing stiffness were obtained based on the internal algorithm of MASTA. A coupling dynamic model of inner and outer rotors considering the actual meshing process of planetary gears was established. The natural characteristics and unbalanced response of the model were calculated and analyzed. The frequency sweep curve of the speed-up when the inner and outer rotors at the support bearing were separately excited and the vibration response spectrum diagram under the working state were obtained by calculation. The simulation results show that the first and second order natural frequencies of the dual-rotor system are increased by 10.2% and 17.5% respectively compared with the single rotor natural frequency of the main excitation. The modal shapes include the main excitation of the inner rotor, the main excitation of the outer rotor and the coupling vibration of the inner and outer rotors. Compared with the single rotor structure with the same volume and same power output, the vibration amplitudes of this dual-rotor structure are reduced to 24.4% and 39.7% in the X and Y directions. Dual-rotor system has better dynamic performance than conventional single rotor structure.

Key words: planetary gear connection, time-varying meshing stiffness, dual-rotor system, unbalance response

引 言

在现代船舶应用中,汽轮机需同时满足高功率输出和轻量化、紧凑化等设计要求,以适应更为复杂和多变的运行环境^[1]。对转燃气轮机技术为这一目标提供了新思路,其两根反向旋转的转子结构,可优化气流路径,减小气动损失,在整体尺寸重量减小前提下,有效提高发动机功率密度和效率,降低陀螺效应^[2]。

对转双转子结构的核心优势在于通过内、外转子协同做功实现同轴输出,在保持机组体积不变的情况下,既能提高功率密度,又能降低输出转速从而减小振动,同时较小的传动比又可简化输出端减速器结构。与燃气轮机双输入、双输出结构不同,汽轮机采用双输入、单输出结构,因而需通过行星齿轮连接实现内、外转子对转和功率传递。

在双转子系统的动力学研究中,中介轴承连接方式受到了学者们的广泛关注。马平平^[3]建立了柔性低压涡轮转轴双转子系统解析动力学模型,通过线性弹簧刚度来模拟内、外转子的耦合特性。李杰等人^[4]通过 Lagrange 方程建立了双转子—滚动轴承支承耦合模型,并通过实验验证了模型的有效性。向玲等人^[5]考虑了中介轴承的非线性因素,建立了双转子系统的非线性模型,分析了在该模型下的不平衡响应特性。李胜远等人^[6]通过刚度系数模拟中介轴承连接,研究了支承刚度各向异性对双转子系统低阶临界转速以及进动轨迹的影响。

齿轮耦合双转子系统的动力学特性研究需重点考虑啮合过程的建模。现有研究多借鉴齿轮箱分析方法,如周博虎^[7]采用集中质量法建立了行星齿轮—转子耦合模型。莫文超^[8]研究了汽轮机通过联轴器与行星齿轮减速器输入轴耦合情况下的动力学特性。王志强等人^[9]研究了汽轮机转子—行星齿轮耦合模型的动力学特性,在建模中考虑了行星齿轮啮合刚度的时变性。双转子系统与齿轮箱轴系特性有所不同,其承受的负载更大,需要更多行星齿轮在内外转子之间传递功率。

目前,采用行星齿轮耦合汽轮机内、外转子的双转子结构较为少见,对其建模方式及动力学研究也相对有限。已有研究多集中于通过中介轴承实现双转子连接。为此,本研究从工程实际出发,建立一种以行星齿轮为连接条件的新型汽轮机双转子系统,通过齿圈和太阳轮将内、外转子连接起来,以满足对转工况下的功率传递需求。在合理简化转子结构的基础上,基于 MASTA 软件的齿轮动力学、转子动力学分析模块,计算双转子系统行星齿轮啮合处的时变啮合刚度,进而对该双转子系统开展模态分析、临界转速分析和内外转子不平衡激励下振动响应分析,得到含有行星齿轮连接条件下双转子系统的振动特性。并与传统单转子对比,定量地分析双转子结构在动力学方面的优势。该工作可为双转子结构的机组振动分析提供理论基础并对复杂双转子结构振动抑制具有实际工程意义。

1 双转子系统连接刚度计算及仿真建模

建立含齿轮连接条件的双转子系统模型,其核心在于准确构建内、外转子之间的耦合关系。因此,本节基于某双转子系统基本参数,首先分析了行星齿轮的动力学特性,继而将其作为连接条件引入,最终构建了完整的双转子系统动力学模型。

1.1 双转子系统基本结构参数

本文研究的双转子系统区别于中介轴承连接的传统双转子的主要特点在于其内、外转子之间采用行星齿轮的连接方式。行星齿轮的齿圈固定在内转子上,太阳轮固定在外转子上,行星轮仅自转,结构示意图如图 1 所示。内、外转子主要参数如表 1 所示。

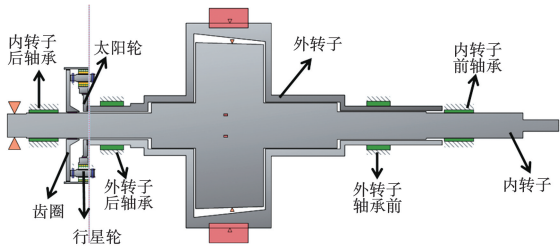


图 1 双转子系统结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of dual-rotor system structure

表 1 内、外转子关键参数(mm)

Tab. 1 Main parameters of inner and outer rotors(mm)

参 数	内转子	外转子
转子总长	2 820	1 830
最大半径	400	524
前轴承轴颈直径	130	200
后轴承轴颈直径	130	200
轴承支承跨距	2 124	1 362

该对转双转子汽轮机工作时,蒸汽在转子内膨胀做功,功率通过行星齿轮汇合到内转子,并通过内转子输出功率。内、外转子输入功率分别为 1 380 和 2 190 kW,通过行星齿轮传递汇合,由内转子实现总功率输出,约为 3 570 kW。

1.2 行星齿轮时变啮合刚度计算理论

对于行星齿轮系统而言,太阳轮和行星轮存在外啮合的刚度变化,行星轮与齿圈存在内啮合刚度变化^[10]。由于啮合齿对数的变化和齿面接触变形,啮合刚度呈现时间周期性变化。势能法是计算行星齿轮时变啮合刚度主流模型之一。参考文献[11]中的方法推导时变啮合刚度计算公式如式(1)~式(5)所示。

在势能法中内、外啮合轮齿均可简化为变截面悬臂梁^[12],并沿着啮合线方向施加啮合力。赫兹接触刚度 k_h 的计算公式为:

$$k_h = \frac{\pi EL}{4(1 - \nu^2)} \tag{1}$$

式中: E —轮齿材料弹性模量, N/m; L —有效齿宽, m; ν —轮齿材料的泊松比。

对于啮合轮齿弯曲刚度 k_b 、剪切刚度 k_s 、轴向压缩刚度 k_a 计算公式如下:

$$\frac{1}{k_b} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{3 \{ 1 + \cos\alpha_1 [(\alpha_2 - \alpha) \sin\alpha - \cos\alpha] \}^2 \times (\alpha_2 - \alpha) \cos\alpha}{2EL [\sin\alpha + (\alpha_2 - \alpha) \cos\alpha]^3} d\alpha \tag{2}$$

$$\frac{1}{k_s} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{1.2(1 + \nu)(\alpha_2 - \alpha) \cos\alpha \cos^2\alpha_1}{EL [\sin\alpha + (\alpha_2 - \alpha) \cos\alpha]} d\alpha \tag{3}$$

$$\frac{1}{k_a} = \int_{-\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{(\alpha_2 - \alpha) \cos\alpha \sin^2\alpha_1}{2EL [\sin\alpha + (\alpha_2 - \alpha) \cos\alpha]} d\alpha \tag{4}$$

式中: α_2 —齿轮基圆半齿角; α_1 —分力 F_b 与合力 F

作用线之间的夹角,反映齿轮啮合时接触位置的变化。

单齿对综合啮合刚度 $k_{r,s}$ 为:

$$k_{r,s}(\theta) = \frac{1}{\frac{1}{k_h} + \frac{1}{k_{b1}} + \frac{1}{k_{s1}} + \frac{1}{k_{a1}} + \frac{1}{k_{b2}} + \frac{1}{k_{s2}} + \frac{1}{k_{a2}}} \tag{5}$$

式中: θ —轮齿转过的角度;下标 1、2 代表不同齿。

1.3 啮合特性验证与模型准确性分析

为了在有限空间内合理分配功率载荷,本文的双转子系统设计 12 个行星轮用以连接齿圈与太阳轮,并通过合理设计各个轮齿齿数实现内、外转子以恒定转速比实现对向旋转。耦合内、外转子之间的行星齿轮基本设计参数如表 2 所示。

表 2 行星齿轮基本参数

Tab. 2 Basic parameters of planetary gear

参 数	数值
法向模数/mm	2.5
太阳轮齿数	144
行星轮齿数	24
齿圈齿数	192
压力角/(°)	20

通过 MASTA 齿轮动力学模块对行星齿轮传递误差和时变啮合刚度开展计算。由于行星轮的对称性,12 个均布行星轮处传递误差与时变啮合刚度规律相似。仅给出 0°位置行星轮,传递误差和啮合刚度随太阳轮、齿圈滚动距离的变化情况,如图 2、3 所示。

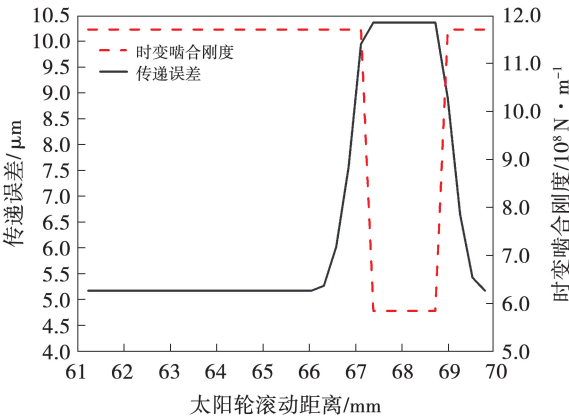


图 2 0°行星轮位置处外啮合传递误差与时变啮合刚度曲线
Fig. 2 Curve of outer meshing transmission error and time-varying meshing stiffness at 0° planetary gear position

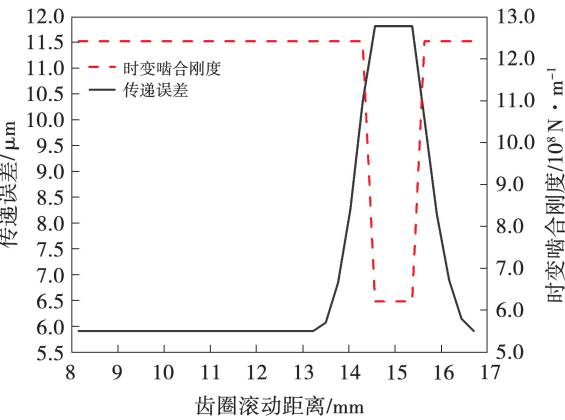


图 3 0°行星轮位置处内啮合传递误差与时变啮合刚度曲线

Fig. 3 Curve of inner meshing transmission error and time-varying meshing stiffness at 0° planetary gear position

从图 2 和图 3 中可以看出外啮合处时变啮合刚度的峰-峰值为 5.85×10^8 N/m,内啮合时变啮合刚度峰-峰值为 6.21×10^8 N/m。无论是内啮合还是外啮合,时变啮合刚度与传递误差呈现反向波动趋势,验证了行星齿轮连接模型的准确性。

1.4 双转子系统动力学模型的建立

在得到内、外转子之间连接刚度的基础上,将齿轮啮合处认为弹性连接,将齿轮的啮合刚度加入内外转子连接节点处的刚度矩阵对应的自由度位置上,可构建双转子系统转子动力学方程。

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{u}} + (\boldsymbol{C} + \boldsymbol{\Omega H})\dot{\boldsymbol{u}} + [\boldsymbol{K} + \boldsymbol{K}_b + \boldsymbol{K}_{\text{TVMS}}(t)]\boldsymbol{u} = \boldsymbol{F}_u$$
(6)

式中: $\boldsymbol{M}$ —双转子及齿轮质量矩阵; $\boldsymbol{C}$ —阻尼矩阵; $\boldsymbol{H}$ —陀螺矩阵; $\boldsymbol{\Omega}$ —转子转速; $\boldsymbol{K}$ —刚度矩阵; $\boldsymbol{K}_b$ —轴承支承矩阵; $\boldsymbol{K}_{\text{TVMS}}(t)$ —轮齿啮合的时变啮合刚度矩阵; $\boldsymbol{F}_u$ 为不平衡激励; $\boldsymbol{u}$ —广义坐标向量。

质量矩阵由表 1 中给出的双转子基本物理参数可计算得到。刚度矩阵 $\boldsymbol{K}$ 主要与材料的弹性模量有关。内、外转子均采用圆瓦滑动轴承支承,轴承支承处的特性主要影响阻尼矩阵和轴承支承矩阵,其具体数值通过 ARMD 计算得到,内、外转子工作转速下轴承支承刚度系数如表 3 所示,阻尼系数如表 4 所示。表中 K_{xx} 、 K_{yy} 代表径向主刚度, K_{xy} 、 K_{yx} 代表径向交叉刚度, C_{xx} 、 C_{yy} 代表径向主阻尼, C_{xy} 、 C_{yx} 代表径向交叉阻尼。在 MASTA 转子动力学分析模块,建立的双转子系统仿真模型如图 4 所示。

表 3 轴承支承刚度系数(N/m)

Tab. 3 Bearing support stiffness coefficient(N/m)

轴承位置	$K_{xx}/10^7$	$K_{yy}/10^8$	$K_{xy}/10^7$	$K_{yx}/10^8$
外转子后轴承	5.75	1.04	1.78	-1.21
内转子后轴承	9.82	1.10	7.05	-2.47
外转子前轴承	5.75	1.04	1.78	-1.21
内转子前轴承	9.81	1.43	4.96	-2.21

表 4 轴承支承阻尼系数(N·s/m)

Tab. 4 Bearing support damping coefficient(N·s/m)

轴承位置	$C_{xx}/10^5$	$C_{yy}/10^6$	$C_{xy}/10^5$	$C_{yx}/10^6$
外转子后轴承	3.29	1.05	-3.01	-2.99
内转子后轴承	1.06	3.22	-7.53	-7.53
外转子前轴承	3.29	1.05	-3.01	-2.99
内转子前轴承	8.87	2.82	-7.31	-7.32

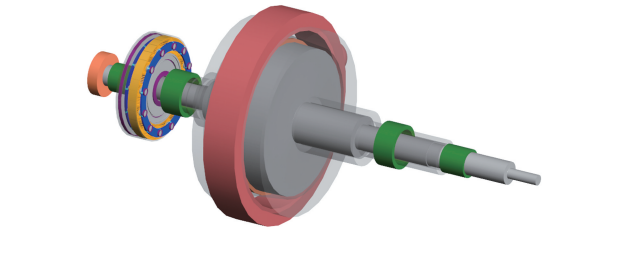


图 4 双转子系统动力学仿真模型

Fig. 4 Dynamic simulation model of dual-rotor system

2 对转双转子模态耦合特性分析

为研究双转子系统耦合情况下的模态特性,在只考虑轴承支承刚度的情况下对内、外转子分别开展了模态分析,以辨识系统各阶固有频率的主导激励源,并从固有频率和振型上分析了耦合后双转子的模态特性。

2.1 内转子模态分析

在不考虑内、外转子通过行星齿轮齿轮耦合时,对内转子进行模态分析得到其前 3 阶固有频率分别为 30.58,120.25 和 192.041 Hz,其振型如图 5 所示。从图中看出,内转子前两阶为整体弯曲振型,第 3 阶为圆盘前部轴段的局部弯曲振型。内转子与传统转子结构相似,在低阶频率下以弯曲振型为主。

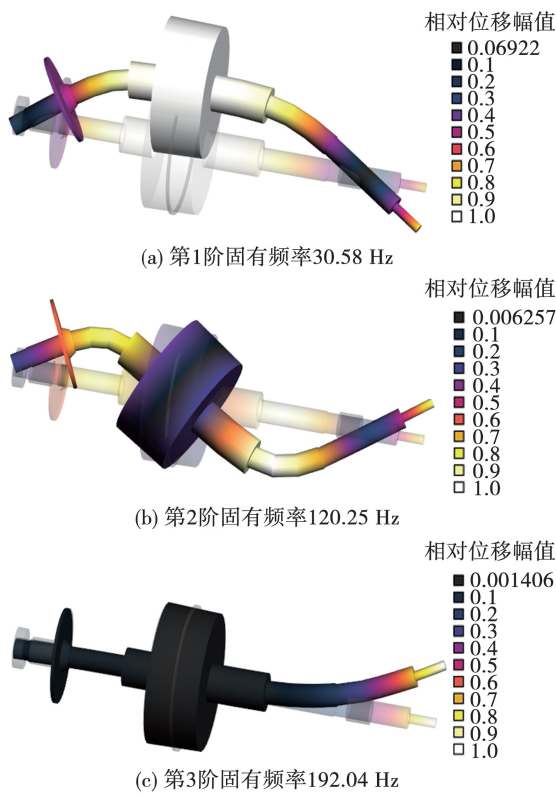


图5 内转子前3阶模态分析

Fig. 5 Analyses of the first three-order modes of inner rotor

2.2 外转子模态分析

在不考虑内、外转子通过行星齿轮齿轮耦合时，对外转子进行模态分析得到其前3阶固有频率分别为54.31, 91.37和342.20 Hz, 振型如图6所示。

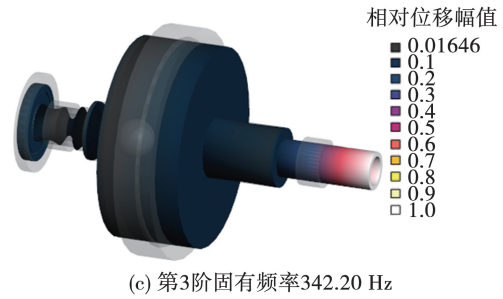


图6 外转子前3阶模态分析

Fig. 6 Analyses of the first three-order modes of outer rotor

从图中可以看出,外转子第1阶振型为平动振型,第2阶为锥动振型,而第3阶为扭振振型。这是因为外转子为大直径空心结构且长度较短,在低阶模态下以锥动振型为主。

2.3 双转子系统模态分析

在行星齿轮连接条件下的双转子系统是一个复杂的耦合系统,内、外转子的固有属性通过行星齿轮耦合到一起。由模态分析得到前3阶固有频率分别为33.70, 62.78和109.54 Hz时振型应变能和运动能图,如图7~图9所示。由图7~图9可见,第1阶模态以内转子第1阶弯曲模态为主,外转子做小幅度锥动;第2阶模态以外转子的第1阶平动为主,内转子为小幅度弯曲;第3阶模态为内外转子耦合模态,该阶模态同时耦合了内转子第2阶弯曲模态和外转子的第2阶锥动模态。

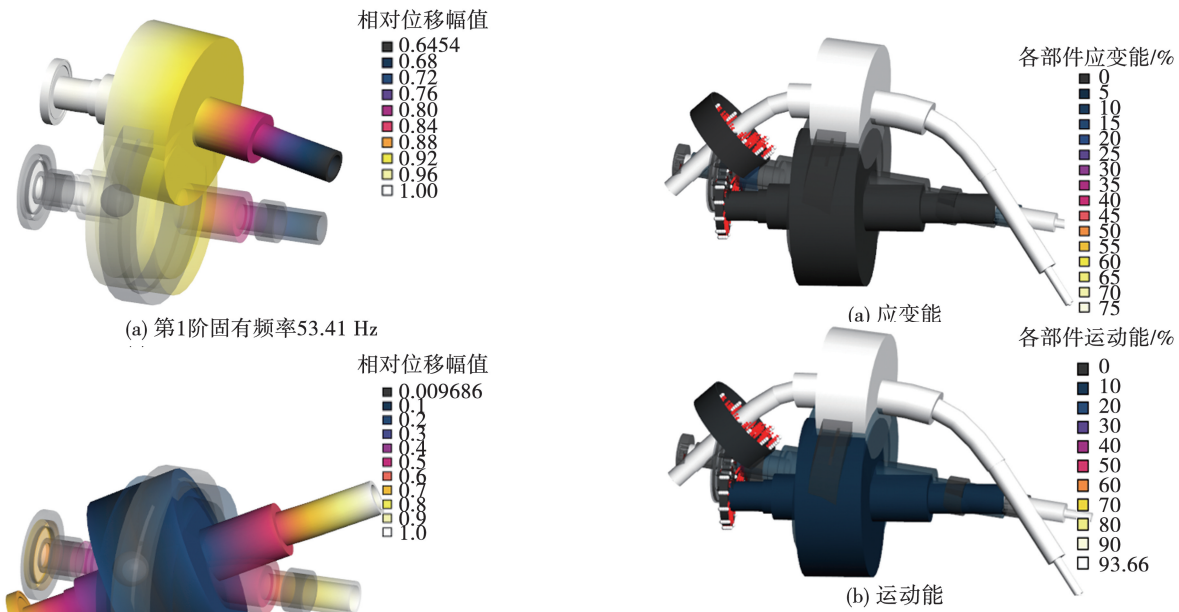


图7 各部件第1阶模态应变能和运动能

Fig. 7 First-order modal strain energy and kinetic energy of each component

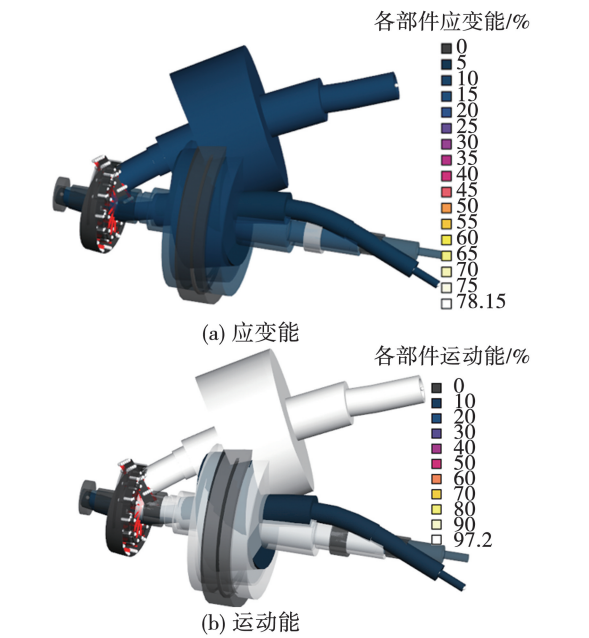


图 8 第 2 阶模态应变能和运动能

Fig. 8 Second-order modal strain energy and kinetic energy

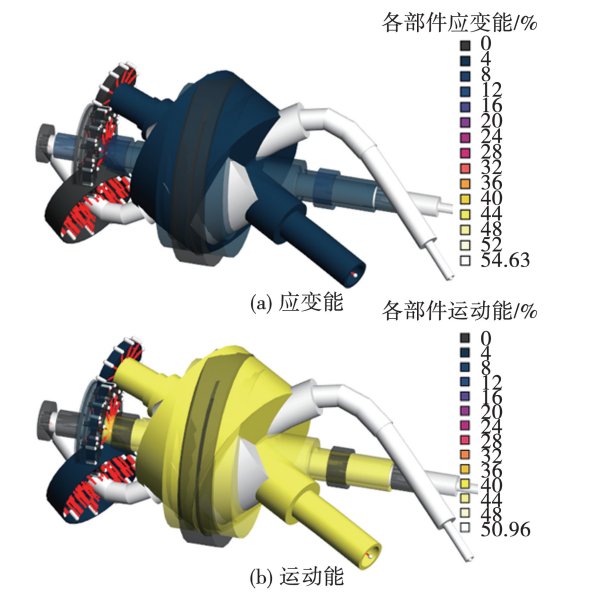


图 9 各部件第 3 阶模态应变能和运动能

Fig. 9 Third-order modal strain energy and kinetic energy of each component

模态计算结果分析表明,双转子系统的固有频率相较于主激励的单转子系统呈现明显提升,其中前两阶固有频率分别提升了 10.2% 和 17.5%。这是由于内、外转子之间存在动力学耦合效应,行星齿轮系统的连接条件使得单根转子的等效刚度增强的结果。

对双转子系统考虑陀螺力矩影响进行转子动力

学计算,可以得到以外转子转速为参考的坎贝尔图,如图 10 所示。

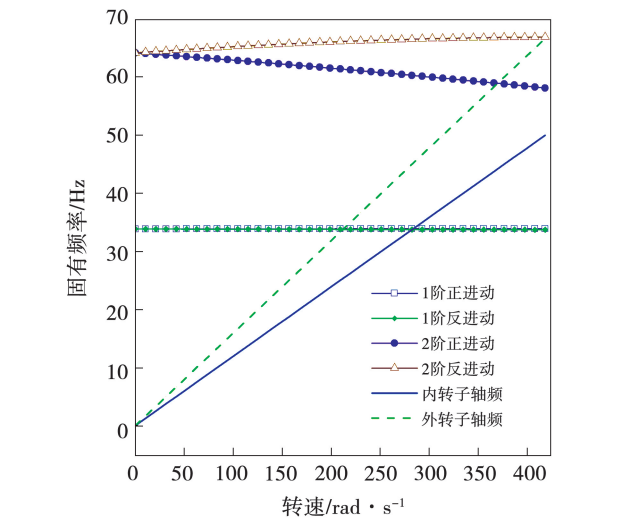


图 10 双转子系统坎贝尔图

Fig. 10 Campbell diagram of dual-rotor system

由于对转汽轮机内、外转子转速不同,系统每阶将出现分别以内、外转子为主激励的两个临界转速值。以内转子为主激励的临界转速和以外转子为主激励的临界转速。在以内转子为主激励的临界转速时,内转子做协调正进动、外转子做非协调反进动;以外转子为主激励的临界转速时,内转子做非协调反进动,外转子做协调正进动。双转子系统的陀螺力矩对 1 阶固有频率影响较小,对 2 阶固有频率影响较大,2 阶固有频率随转速分离较大。这与文献 [13] 给出的结论一致。

3 对转双转子不平衡响应分析

不平衡是双转子系统振动的主要激励源,内、外转子通过行星齿轮的耦合作用,其不平衡振动特性会相互影响。为研究内外转子不平衡激励的影响规律,在同时考虑轴承支承刚度和阻尼情况下,在内、外转子轮盘施加相等的不平衡量,采用谐响应分析方法,重点研究工作状态下支承轴承的振动响应特性。不平衡量大小依据 ISO 标准^[14],按公式(7)计算得到。

$$U = \frac{9\,549 \times G \times m}{n}$$

(7)

式中: G —平衡品质,取 $G1.0$; m —转子的质量; n —转子工作转速; U —施加的不平衡量。

以外转子为参考,转子质量取 $1\,126\text{ kg}$,转速为

2 000 r/min, 计算可得转子不平衡量为 5.376 kg·mm。

3.1 内转子不平衡激励下系统振动响应分析

双转子系统仅在内转子存在不平衡激励时,不同转速激励下支承轴承处的振动响应情况如图 11 所示。由图 11 可知:(1) 振动响应在双转子系统第一阶临界转速处达到峰值,且内转子的不平衡激励也会通过行星齿轮系统传递到外转子上,使其产生振动峰值;(2) 虽然是内转子不平衡激励,但在外转子的后轴承处产生了 11.45 μm 的较大的振动响应值,内转子前、后轴承振动响应基本相当,外转子前轴承振动响应最小值为 1.24 μm。这是因为内转子的后轴承在行星齿轮之后,振动经过行星齿轮后有所衰减,且内转子以弯曲振型为主,在其前、后支承轴承处产生的位移响应不大,而外转子以平动振型为主,且以前轴承为中心,后轴承通过行星齿轮传递的振动相对较大。

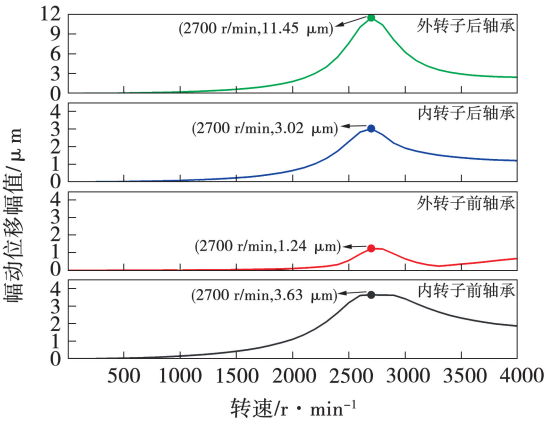


图 11 内转子不同转速激励下支承轴承处响应
Fig. 11 Response of supporting bearings under different speed excitations of inner rotor

3.2 外转子不平衡激励下系统振动响应分析

双转子系统仅在外转子不平衡激励时,不同转速激励时支承轴承处的振动响应情况如图 12 所示。由图 12 可知,当给外转子施加不同频率的不平衡激励时,在第 1 阶临界转速位置,外转子后轴承振动响应最大值为 2.91 μm,内转子前、后轴承均受到外转子激励的影响达到了振动峰值。外转子前轴承在第 1 阶临界转速处振动响应并不明显,主要是因为该阶振型以内转子为主,外转子以前轴承为中心做锥动。

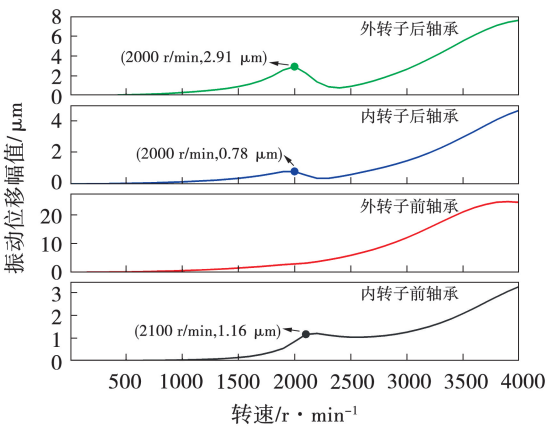


图 12 外转子不同转速激励下支承轴承处响应
Fig. 12 Response of supporting bearings under different speed excitations of outer rotor

综上,第 1 阶固有频率虽以内转子为主激励,但外转子不平衡激励也能够在该阶模态处激起支承轴承处的振动,但振动幅值相对较小。

3.3 内、外转子不平衡激励同时作用下系统振动频谱分析

内、外转子的不平衡激励同时作用在双转子系统时,通过谐响应法对其工作转速下振动进行时域叠加并进行傅里叶变换可以得到双转子系统频谱图。其中,内转子工作转速为 1 500 r/min,外转子工作转速为 2 000 r/min。图 13、图 14 为工作转速下双转子系统 X 和 Y 方向振动频谱图。

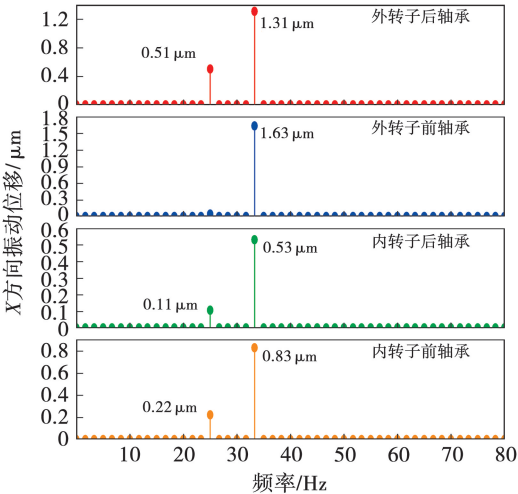


图 13 工作转速下双转子系统 X 方向振动频谱图
Fig. 13 Spectrum diagram of X-direction vibration of dual-rotor system at working speed

从图 13 可以看出,外转子后轴承振动响应主要来自外转子不平衡激励,其幅值为 1.31 μm,这是

由于内转子转速低于外转子转速,内转子轴频振动,幅值为 $0.51\text{ }\mu\text{m}$,相对较小的原因。外转子前轴承振动响应仅出现外转子的特征频率,幅值为 $1.63\text{ }\mu\text{m}$,内转子不平衡激励对该位置基本没有影响。在相同不平衡量影响下,内转子前、后轴承 X 方向振动位移在外转子的轴频幅值为 0.83 和 $0.53\text{ }\mu\text{m}$,比内转子轴频幅值 0.22 和 $0.11\text{ }\mu\text{m}$ 大,符合不平衡激励随转速升高而增大的特征。

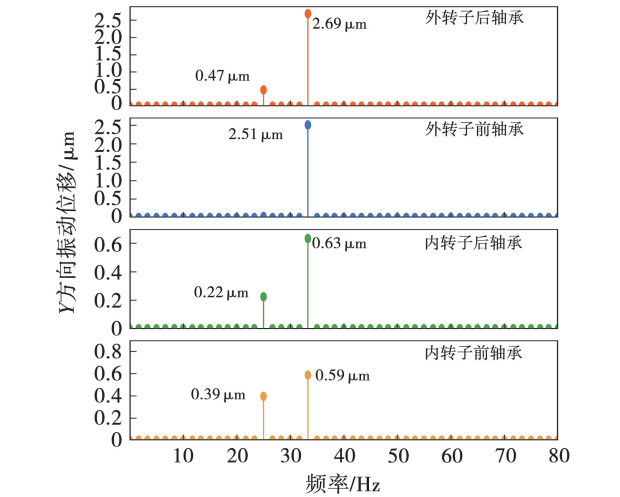


图 14 工作转速下双转子系统 Y 方向振动频谱图
Fig. 14 Spectrum diagram of Y -direction vibration of dual-rotor system at working speed

从图 14 可以看出,外转子后轴承处振动响应中同时出现内、外转子轴频幅值为 0.47 和 $2.69\text{ }\mu\text{m}$,

外转子轴频响应约为内转子轴频的 5.7 倍;而内转子不平衡激励对外转子前轴承处基本没有影响。内转子前、后轴承处振动响应均出现峰值,振动在外转子轴频较大,分别达到 0.59 和 $0.63\text{ }\mu\text{m}$ 。虽然外转子不平衡激励较大,但其振动传递需要通过行星齿轮以及整根内转子轴段,这导致在内转子前轴承处的内、外转子轴频振动相当。

4 单、双转子不平衡响应对比分析

在相同空间尺寸限制、相同功率输出情况下,采用双转子汽轮机较传统单转子汽轮机可以有效降低汽轮机转子工作转速。转子的不平衡激励与转速平方成正比,双转子汽轮机的转子应具有更好的振动特性。为此,对传统单转子结构施加相同不平衡量,并对比两种汽轮机转子的不平衡响应,结果见表 5 和表 6。其中双转子系统的内、外转子转速分别为 $1\,500\text{ r/min}$ (25 Hz)、 $2\,000\text{ r/min}$ (33.3 Hz),传统单转子转速为 $3\,900\text{ r/min}$ (65 Hz)。

从表中可见,双转子 4 个轴承处径向振动明显小于单转子轴承径向振动。在 X 方向,外转子前轴承在外转子轴频处振动最大,幅值为 $1.63\text{ }\mu\text{m}$ 单转子后轴承振动小于前轴承,幅值为 $6.69\text{ }\mu\text{m}$ 。以此对比,双转子振动是单转子振动幅值的 24.4% 。在 Y 方向,外转子后轴承在外转子轴频处振动最大,幅值为 $2.69\text{ }\mu\text{m}$ 。单转子后轴承振动小于前轴承,幅值为 $6.78\text{ }\mu\text{m}$ 。以此对比,双转子振动是单转子振动幅值的 39.7% 。

表 5 单、双转子 X 方向不平衡响应对比
Tab. 5 Comparison of unbalanced responses in X -direction between single and double rotors

轴 频	双转子响应/ μm				单转子响应/ μm	
	内转子前轴承	内转子后轴承	外转子前轴承	外转子后轴承	前轴承	后轴承
内转子 25.0 Hz	0.22	0.11	0.04	0.51	—	—
外转子 33.3 Hz	0.83	0.53	1.63	1.31	—	—
单转子 65 Hz	—	—	—	—	7.51	6.69

注:表中“—”表示无数据。

表 6 单、双转子 Y 方向不平衡响应对比
Tab. 6 Comparison of unbalanced responses in Y -direction between single and double rotors

轴 频	双转子响应/ μm				单转子响应/ μm	
	内转子前轴承	内转子后轴承	外转子前轴承	外转子后轴承	前轴承	后轴承
内转子 25.0 Hz	0.39	0.22	0.03	0.47	—	—
外转子 33.3 Hz	0.59	0.63	2.50	2.69	—	—
单转子 65 Hz	—	—	—	—	8.30	6.78

注:表中“—”表示无数据。

由此可知,双转子由于降低了工作转速,从而有效降低了轴承处振动响应。

5 结 论

本研究提出了一种考虑行星齿轮实际啮合过程的新型双转子系统建模方法,通过分析内、外转子不平衡激励下的振动响应特性,为行星齿轮耦合双转子系统的振动预测提供了理论依据。主要结论如下:

(1) 模态分析结果表明,双转子系统动力学模型呈现出多种模态特性,主要包括以内转子弯曲振动为主模态、外转子锥动模态以及内、外转子耦合模态,由于内、外转子之间存在动力学耦合效应使得转子等效刚度增强,双转子系统前两阶固有频率分别提升 10.2% 和 17.5%。

(2) 分析内、外转子不平衡激励的响应发现,内转子的轴频激励主要影响外转子后轴承,而对前轴承影响较小,这一现象与轴承位置及行星齿轮系统的振动传递特性密切相关。另外,由于外转子转速相对较高,其轴频激励对内转子前、后轴承产生的 X 方向振动幅值明显大于内转子不平衡激励的影响;在内转子前轴承的 Y 方向振动响应中,内、外转子轴频振动峰值差异相对较小。

(3) 在相同空间尺寸限制、相同功率输出情况下,对双转子汽轮机和传统单转子汽轮机的转子不平衡响应对比分析表明,由于双转子汽轮机转子转速较低,其轴频动力学特性明显优于传统单转子汽轮机。计算中双转子振动最大位置比单转子振动最小位置 X 、 Y 方向分别降低为 24.4%、39.7%。

参考文献:

[1] 伍赛特. 船用汽轮机技术特点及发展趋势研究[J]. 传动技术, 2022,36(1):41-48.
WU Saite. Research on technical features and development trend of marine steam turbine[J]. Drive System Technique, 2022,36(1):41-48.

[2] 高 杰,李彦静,张慧妍,等. 对转涡轮气动技术研究进展[J]. 热能动力工程, 2021,36(9):51-59,78.
GAO Jie, LI Yanjing, ZHANG Huiyan, et al. Research advances in contra-rotating turbine aerodynamic technology[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021,36(9):51-59,78.

[3] 马平平. 航空发动机双转子系统振动特性研究[D]. 大连:大连理工大学, 2021.
MA Pingping. Vibration analysis of the dual-rotor system for aero-engine[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2021.

[4] 李 杰,曹树谦,郭虎伦,等. 机动飞行条件下双转子系统动力学建模与响应分析[J]. 航空动力学报, 2017,32(4):835-849.

LI Jie, CAO Shuqian, GUO Hulun, et al. Modeling and response analysis of dual-rotor system under maneuvering flight[J]. Journal of Aerospace Power, 2017,32(4):835-849.

[5] 向 玲,胡雅楠,陈凯乐,等. 内外激励下双转子系统非线性动力学特性研究[J]. 振动与冲击, 2023,42(12):69-76,108.
XIANG Ling, HU Yanan, CHEN Kaile, et al. A study on the non-linear dynamic characteristics of a dual-rotor system subjected to internal and external excitations[J]. Journal of Vibration and Shock, 2023,42(12):69-76,108.

[6] 李胜远,张 欢,权亚旭,等. 支承刚度各向异性对双转子系统进动状态的影响[J]. 噪声与振动控制, 2024,44(5):93-99,127.
LI Shengyuan, ZHANG Huan, QUAN Yaxu, et al. Effect of support stiffness anisotropy on whirl state of dual-rotor systems[J]. Noise and Vibration Control, 2024,44(5):93-99,127.

[7] 周博虎. 行星齿轮—转子动力学建模及故障特性分析[D]. 太原:太原理工大学, 2023.
ZHOU Bohu. Modeling of planetary gear rotor dynamics and analysis of fault characteristics[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2023.

[8] 莫文超. 船用汽轮机—行星齿轮减速器轴系动力学特性研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2020.
MO Wenchao. Study on dynamic characteristics of marine steam turbine-planetary gear reducer shafting[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020.

[9] 王志强,荆建平,王冠洲,等. 汽轮机—行星齿轮减速器耦合动力学特性分析[J]. 噪声与振动控制, 2017,37(2):57-61.
WANG Zhiqiang, JING Jianping, WANG Guanzhou, et al. Analysis of dynamic characteristics of the turbine-gearbox coupling system[J]. Noise and Vibration Control, 2017,37(2):57-61.

[10] 孙衍宁. 行星齿轮系统啮合特性及修形减振研究[D]. 沈阳:东北大学, 2019.
SUN Yanning. Research on meshing characteristics and vibration reduction by tooth modifications of the planetary gear systems[D]. Shenyang: Northeastern University, 2019.

[11] 田 震. 安装误差及波动负载对行星轮系振动调制规律研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学, 2017.
TIAN Zhen. Research on the modulation law of planetary gear sets vibration based on manufacturing error and fluctuating load[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2017.

[12] 万博文. 弹性行星齿轮时变啮合刚度建模及载荷特性研究[D]. 杭州:浙江大学, 2023.
WAN Bowen. Research on the time varying mesh stiffness modeling and load characteristics of elastic planetary gears[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2023.

[13] 魏高山. 航发内外双转子系统耦合动力学解析方法研究[D]. 大连:大连理工大学, 2019.
WEI Gaoshan. Coupled dynamical analytical method research on internal and external dual-rotor system for aeroengine[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2019.

[14] GB/T 9239.14-2017 机械振动 转子平衡 第14部分:平衡误差的评估规程[S].
GB/T 9239.14-2017 Mechanical vibration—Rotor balancing—Part 14: Procedures for assessing balance errors[S].