

多级端齿连接的转子系统损伤评估及动力学分析

付 杰¹, 李 超², 武昌耀³, 苗淩淩², 洪 杰^{1,2}, 王永锋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;

3. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 以典型多级端齿连接结构的燃气发生器转子为研究对象, 分析了转子系统的动力学特性, 并对转子及端齿在临界转速下的应变能分布特征进行了分析。对连接结构的界面损伤提出了界面损伤评估方法, 采用界面接触状态系数、界面接触应力和摩擦功对装配状态下、起动状态下和工作状态下的转子结构系统的界面接触损伤进行了评估。最后对考虑界面损伤的转子动力学特性进行了分析。结果表明: 端齿 D 的界面损伤较为严重, 起动状态下端齿 D 的有效接触区域占比 20%; 工作状态下: 在多重载荷(装配载荷、离心载荷、温度载荷)的作用下, 端齿 D 的有效接触区域占比 34.67%, 有效接触区域相较起动状态有所改善, 但端齿 D 的摩擦功增加了 231.6%, 端齿 D 左右端齿的相对径向变形较大, 达 0.23~0.25 mm, 界面滑移较为严重, 对转子的稳健性影响较大; 考虑界面接触损伤, 转子的 1 阶和 2 阶临界转速分别变化了 3.11% 和 0.55%, 弯曲临界转速降低了 7.77%。

关 键 词: 涡轴发动机; 端齿连接结构; 燃气发生器转子; 损伤评估; 动力学特性

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Damage assessment and dynamic characteristics analysis of rotor systems with multi-stage curvic couplings connection

FU Jie¹, LI Chao², WU Changyao³, MIAO Haoming², HONG Jie^{1,2}, WANG Yongfeng²

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

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

3. Hunan Aviation Powerplant Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: Taking the typical multi-stage curvic couplings of a gas generator rotor as the research object, the dynamic characteristics of the rotor system were analyzed, and the strain energy distribution of the rotor and curvic couplings at critical speeds was examined. An interface damage assessment methodology was developed to evaluate the contact damage of the rotor structure system under different operational conditions, including the assembly state, start-up state, and working state. The evaluation incorporated parameters such as the interface contact state coefficient, interface contact stress, and friction work. Finally, the dynamic characteristics of the rotor considering interface damage were analyzed. The

收稿日期: 2025-05-22

基金项目: 国家科技重大专项(J2022-IV-0004-0021, J2022-VII-0001-0043)

作者简介: 付杰(1998—), 男, 博士生, 主要从事航空发动机整机结构动力学及安全性。E-mail: fujie0603@buaa.edu.cn

通信作者: 李超(1977—), 男, 副研究员, 博士, 主要从事航空发动机整机结构动力学及安全性设计。E-mail: Lichao7715@163.com

引用格式: 付杰, 李超, 武昌耀, 等. 多级端齿连接的转子系统损伤评估及动力学分析[J]. 航空动力学报, 2025, 40(X): 20250244. FU Jie, LI Chao, WU Changyao, et al. Damage assessment and dynamic characteristics analysis of rotor systems with multi-stage curvic couplings connection[J]. Journal of Aerospace Power, 2025, 40(X): 20250244.

results indicated that the interface damage of curvic couplings D was relatively severe. During the start-up state, the effective contact area ratio of curvic couplings D was approximately 20%. Under working conditions subjected to multiple loads (assembly load, centrifugal load, and thermal load), the effective contact area ratio of curvic couplings D increased to 34.67%, representing an improvement compared with the start-up state. However, the friction work of curvic couplings D rose significantly by 231.6%, and the relative radial deformation between curvic couplings D and its adjacent teeth reached 0.23—0.25 mm, resulting in substantial interface sliding. This phenomenon had a considerable impact on the robustness of the rotor system. Furthermore, considering the effects of interface contact damage, the first and second critical speeds of the rotor changed by 3.11% and 0.55%, respectively, while the bending critical speed decreased by 7.77%.

Keywords: turboshaft engine; curvic couplings; gas generator rotor; damage assessment; dynamic characteristics

航空发动机是由多个零组件组合而成的复杂机械系统, 为了便于零组件拆装与更换, 常采用连接结构连接多个结构组件^[1]。而圆弧端齿因其拆装方便、自动定心和传扭稳定等优点, 使其获得了航空发动机结构设计者的青睐。为了减少发动机的质量, 在涡轴/涡桨发动机中, 常使用多级端齿连接结构连接转子各个部件, 使用长拉杆将整体连接起来^[2]。这种设计使得转子结构存在多个接触界面, 在服役环境下, 转子的结构状态会发生变化, 界面的接触状态也会发生变化, 转子的动力学特性也会受到影响^[3]。

针对圆弧端齿连接结构, 尹泽勇等^[4-5]考虑了端齿轴段与整体轴段间的刚度差异, 提出了“端齿梁元”的概念, 对圆弧端齿连接转子的动力学特性及其影响因素做出了研究, 并考虑变轴力的载荷情况, 研究了轴向预紧端齿连接转子的强度及动力特性; Pisani 等^[6]分别采用二维和三维有限元建模的方法, 对端齿连接结构的性能进行了研究; Kim 等^[7]提出了一种新的端齿连接结构的建模方法, 该方法将 GW(Greenwood-Williamson)接触模型与齿和环面的相结合考虑进行三维实体有限元建模, 该建模方法预测的转子固有频率与试验的最大相差误差在 2% 以内。

而对于带端齿连接结构的转子系统, 国内外学者也开展了众多研究。王龙凯等^[8]、杨郑烈等^[9]考虑了端齿连接结构的接触效应, 研究了带端齿连接结构的转子系统的动力学特性, 给出了端齿连接结构刚度的等效方法, 得出了相比于连续转子, 考虑连接结构的转子的连接转速会降低 5% 左右, 并进一步分析了不同预紧力下转子的预应力模态特性; 张帅等^[10]研究了端齿-拉杆转子的

刚度弱化对模态的影响, 并从试验进行了验证; 裘子剑等^[11]研究了航空发动机双排端齿连接结构的局部刚度非线性特征对转子动力特性的影响, 建立了考虑端齿齿面接触状态的双排圆弧端齿扇区模型, 得到了双排圆弧端齿的弯曲刚度分布特性, 并研究了双排圆弧端齿连接结构对转子系统动力特性的影响, 结果表明: 双排圆弧端齿连接结构弯曲刚度随弯矩的增大而减小。

针对不同工况下端齿连接转子结构的研究, Jin^[12]推导出一种新的包含端齿连接结构和变截面结构的转子叶片机匣(RBC)系统简化模型, 研究了预紧力对 RBC 系统的固有特性、非线性摩擦响应(包括稳态振动和瞬态振动)的影响, 得出了预紧力对系统的扭转振动和叶片弯曲振动有显著影响; Yin 等^[13]对温度载荷下的端齿连接结构进行了研究, 从仿真和试验两个方面研究了脉冲激励后转子在温度载荷下的碰摩特性; Wang 等^[14]提出了一种新的转子系统非线性分析模型, 创建了一个机械模型来评估螺栓预紧力和扭矩对弧齿锥齿轮连接刚度的影响, 并考虑了端齿之间的黏性和滑动状态, 有效地描述了端齿连接结构的阻尼效应。Heng 等^[15]研究了航空发动机转子在工作条件下动态载荷对端齿连接结构的影响, 从仿真与试验两个方面对不同动态载荷下弧齿锥齿轮联轴器接触刚度的动态损失规律进行了研究, 结果表明, 与静态条件下的接触刚度相比, 动态载荷显著降低了端齿连接结构的接触刚度。

对于非连续转子结构系统, 界面接触会影响转子结构的力学特性, 需要对界面接触进行评估与分析。洪杰等^[16]、马艳红等^[17]提出了定量描述连接界面刚度损失与修正模型, 并针对非连续转

子系统的动力学设计,提出了基于应变能分布优化的连接结构刚度损失抑制方法。邱欣可等^[18]基于应变能理论对端齿连接结构的弯曲刚度进行了研究,并研究了弯曲刚度损失对弯曲模态的影响,并分析了不同端齿级数在重力作用下的应变能分布。雷冰龙等^[19]、洪杰等^[20-21]采用连接界面接触状态系数、接触应力对连接结构的界面接触状态进行定量评估。

根据国内外学者的研究现状可以看出,对于端齿连接结构带来的刚度损失以及对转子的动力学特性都有较深的研究,但是对于多级端齿连接结构的整体性分析较少,而且对于多级连接结构的转子在装配、起动和工作状态时的连接界面接触状态变化研究更少。因此,对于多级连接结构仍需进行接触状态的定量评估与分析。

本文以多级端齿连接的转子结构系统为研究对象,总结并提出了连接界面接触损伤评估方法,并运用该方法对转子结构在装配状态、起动状态、工作状态下的多级端齿连接结构进行了损伤评估。并根据得到的端齿连接界面接触状态,分析了端齿连接结构在工作状态下的刚度损伤,并分析了多级端齿界面损伤对燃气发生器(后文简称燃发)转子动力学特性的影响。

1 带端齿连接的转子动力学特性

本节主要对端齿连接结构的接触界面进行受力与传载分析,并在不考虑连接结构影响情况下,对燃发转子的动力学特性进行了分析。

1.1 端齿连接结构的力学特征分析

以典型多端齿连接结构燃发转子为研究对象,如图1所示。以该燃发转子为研究对象,对其端齿连接结构力学特征进行分析。

在转子结构系统中,端齿连接结构主要受到轴向载荷、周向扭矩的作用,但考虑到转子的振动其也会受到横向载荷(径向载荷、弯曲力矩)作用。

相互配合的两个端齿通过周向界面接触形成约束,并通过法向的压力传递轴向和周向载荷。端齿所受的外载荷通常不与其接触面垂直,连接结构接触界面上除接触正应力外还具有切向摩擦力,如图2所示,图中标出了端齿的三维结构和力学分析。

图2中 F_b 为端齿根部对端齿的轴向力,对应中心拉杆的压紧载荷; F_t 为周向力,对应扭矩载荷; F_r 为径向力,主要对应离心载荷; F_n 和 f 分别为接触面上的正压力和切向摩擦力,下标l、r、i分别

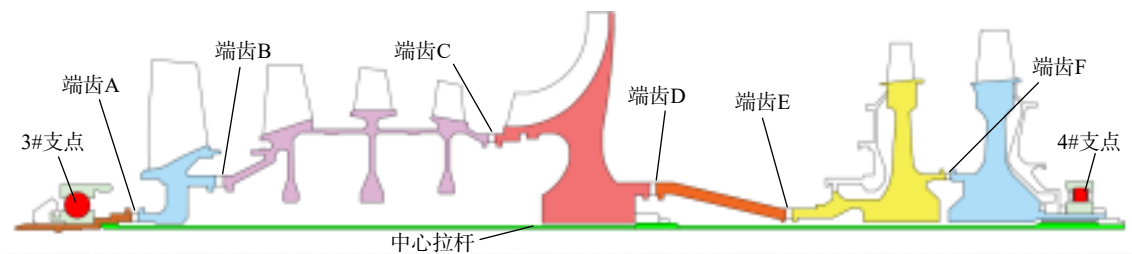


图1 多级端齿连接的燃发器转子结构

Fig. 1 Structure of the gas generator rotor with multi-stage curvic couplings

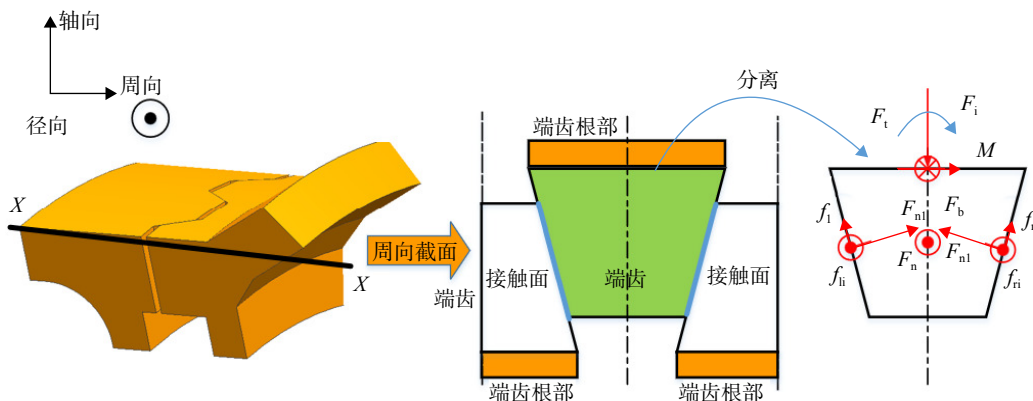


图2 端齿连接结构受力分析示意图

Fig. 2 Diagram of force analysis for the curvic couplings

表示左侧面、右侧面和径向; F_c 为离心载荷; M 为齿根处的弯矩, 可分为 3 个方向; r 为半径。

在三维空间中, 结构共有 3 个平动自由度和 3 个旋转自由度, 其对应的平衡方程为

$$\begin{cases} \sum F + \sum f = 0 & \text{力平衡} \\ \sum Fr + \sum fr + M = 0 & \text{力矩平衡} \end{cases} \quad (1)$$

由于存在齿面配合时的摩擦等因素, 使方程中的未知数个数(3 个方向的弯矩、1 个接触正应力、1 个径向力、4 个表面摩擦力)多于方程数目, 因此完全求解所有未知数还需要建立齿间的变形协调方程, 即便如此也不易求出完整的精确解。实际应用中, 可以采用有限元方法求解端齿连接

结构上的受力情况、应力分布和变形特征, 以此分析端面的接触变化情况。

1.2 转子结构特征及有限元建模

燃发转子结构是一个循环对称结构, 本文采用扇区分析方法进行研究, 为了便于端齿连接结构的研究, 取各端齿的最小公约数进行建模(即 1/10 扇区进行建模, 端齿 A 取 2 对齿, 端齿 B~F 取 3 对齿)。

移除叶片结构, 建立与之质量、转动惯量等效的等效圆环结构; 忽略局部小倒角、圆角等细节结构, 并细化局部端齿连接结构。根据简化后的转子结构简图, 建立燃发转子三维有限元扇区模型, 如图 3 所示。

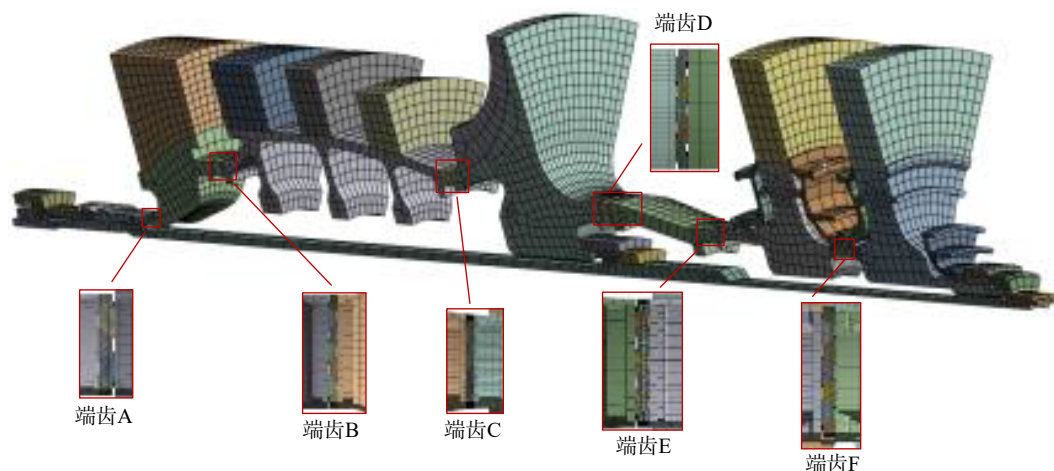


图 3 燃发转子有限元模型

Fig. 3 FEM model of the gas generator rotor

该燃发转子采用 1-0-1 的支承方案, 压气机前支点 3#支点采用滚珠轴承, 支承于前承力框架之上, 承载燃发转子的全部轴向力和部分径向力; 燃发涡轮后支点 4#支点采用滚棒轴承, 支承于涡轮间共用承力框架之上, 承载燃发转子的部分径向力。根据工程经验, 3 号支点支承刚度取为 2×10^7 N/m, 4 号支点支承刚度取为 2×10^7 N/m。

1.3 燃发转子固有特性

燃发转子在工作过程中会经过临界转速, 在经过临界时转子的振动与变形都会增大^[22]。不考虑连接结构的影响, 计算得到了燃发转子 Campbell 图如图 4 所示, 可以看出在 70 000 r/min 范围内, 存在 3 阶临界转速, 其各阶临界转速对应振型如图 5 所示。第 1 阶为涡轮平动振型, 临界转速约为 6 914.1 r/min; 第 2 阶为转子压气机俯仰振型, 临界转速约为 13 768 r/min; 此两阶振型均为转子

刚体振型, 转子结构变形较小。第 3 阶为转子 1 阶弯曲振型, 临界转速约为 49 949 r/min, 转子结构发生弯曲, 转子变形较大。

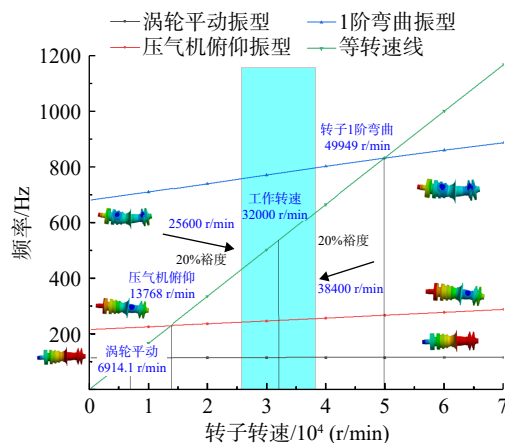


图 4 燃发转子 Campbell 图

Fig. 4 Campbell diagram of the gas generator rotor

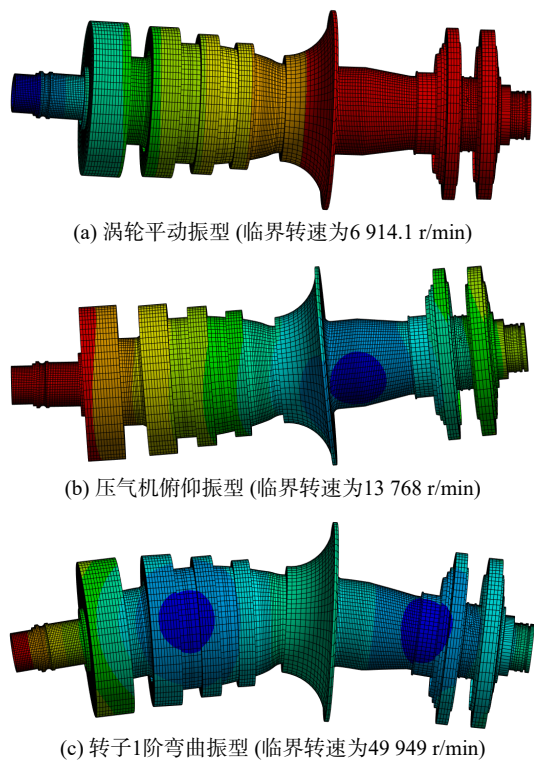


图5 燃发转子各阶模态振型

Fig. 5 Modal shapes of each order of the gas generator rotor

1.4 应变能分布特征

应变能可以反映转子变形过程中的能量分布, 可以通过应变-应力关系和变形量来计算, 如下式所示, 为应变能的计算公式。

$$U = \frac{1}{2} \int_V \sigma \varepsilon \delta V \quad (2)$$

其中 U 为应变能, σ 为应力, ε 为应变, V 为结构体积。在工程中, 常用应变能密度对结构系统的变形能进行描述, 即常说的应变能分布, 其表达式为:

$$v_\varepsilon = \frac{\sigma^2}{2E} = \frac{E\varepsilon^2}{2} = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon \quad (3)$$

其中 v_ε 为应变能密度, E 为弹性模量。

利用式(3)得到各阶模态振型下的应变能分布特征, 计算得到转子和支承应变能分布占比(支承的应变能通过胡克定律求得), 如表1所示。可以看出: ①对于涡轮平动、压气机俯仰的刚体振型, 应变能主要集中在燃发转子支承处, 涡轮平动振型中 4#支点处的应变能较大, 压气机俯仰振型中 3#支点处的应变能较为集中; ②在转子结构中, 应变能主要集中在几何变化较大、弯曲刚度较小的位置, 如盘轴连接处; ③对于转子 1 阶弯曲振型, 应变能主要分布在转子上, 转子变形特征

表1 各阶临界转速振型下转子-支承应变能占比

Table 1 Proportion of strain energy of rotor-support under each critical speed mode %

振型	3#支承	4#支承	支承	转子
涡轮平动振型	30.06	55.33	85.39	14.61
压气机俯仰振型	48.53	31.85	80.38	19.62
转子1阶弯曲振型	3.17	1.49	4.66	95.34

明显。

进一步分析各阶振型下端齿结构应变能分布比例, 如表2所示。从表中可知: ①在涡轮平动振型中, 端齿 A、端齿 C、端齿 D、端齿 E 的应变能占比较大, 其中端齿 C 的应变能最大, 占到了 0.40%, 在涡轮平动振型中, 除了端齿 C, 端齿 A、端齿 D、端齿 E 的应变能均超过了 0.10%; ②在压气机俯仰模态振型中, 压气机段的连接结构应变能较涡轮端大, 最大在端齿 A 处, 占 0.57%, 除了端齿 A 外, 端齿 B、C 的应变能也较大, 均超过了 0.10%; ③在 1 阶弯曲振型下端齿 C 的应变能比例最高, 占比 4.62%, 接近了 5.00%, 应变能集中较为严重, 端齿 D 的应变能分布比例次之, 占到了 1.35%, 也超过了 1.00%, 应变能较为集中。其他 3 个端齿结构应变能比例与刚体振型无显著差别。

表2 各阶临界转速振型下端齿结构应变能占比

Table 2 Proportion of strain energy of the curvic couplings under each critical speed mode %

端齿编号	平动振型	俯仰振型	1 阶弯曲振型
端齿 A	0.13	0.57	0.15
端齿 B	0.08	0.26	0.47
端齿 C	0.40	0.32	4.62
端齿 D	0.15	0.06	1.35
端齿 E	0.11	0.03	0.50
端齿 F	0.07	0.01	0.05

注: 此处为端齿结构占整个转子-支承系统应变能的比例, 包括支承。

根据应变能分布可知, 端齿 C、端齿 D 在转子过临界时, 应变能占比较大, 对转子振动影响较大, 对转子 1 阶弯曲振型影响最为显著。

2 端齿连接结构损伤评估

2.1 连接结构损伤评估方法

在工作过程中, 燃发转子受到预紧力、温度载荷、离心载荷等多载荷的影响, 转子会发生振动变形, 转子上的连接结构在进动过程中会受到交变载荷的影响, 连接界面会发生滑移、磨损、疲

劳等界面损伤失效。常用的界面损伤评估参数有界面接触状态系数、界面接触应力、应变能分布和摩擦功等界面接触状态系数表示转载界面(黏滞区域与滑移区域)占接触界面总面积的百分比,也称为有效接触区域占比,界面接触状态系数越大表示界面配合越稳定^[19]。界面接触状态系数 C_{conta} 表达式为

$$C_{\text{conta}} = \frac{A_{\text{sticking}} + A_{\text{sliding}}}{A_{\text{total}}} \times 100\% \quad (4)$$

式中 A_{sticking} 、 A_{sliding} 分别为黏滞接触和滑动接触面积; A_{total} 为接触面总面积。

界面接触应力是衡量接触界面之间载荷大小与损伤的主要参数,常用的有最大接触应力和平均接触应力。最大接触应力常用于评估接触界面的损伤程度,平均接触应力常用于评估接触界面的载荷大小。

摩擦功可以反映一定外载荷变化下界面磨损损伤量,常采用 Archard 的摩擦功法则来进行描述,其表达式如下:

$$W = \int_A w \delta A = \int_A \mu |\sigma_n| |d| \delta A \quad (5)$$

式中 W 为接触面积之间的摩擦功, w 为单位面积上的摩擦功, μ 为接触面之间的摩擦因数; σ_n 为法向接触应力; d 为接触节点之间相对滑移量, A 为接触面积。

如图 6 所示,为连接结构界面接触面的迟滞回归曲线^[23]。其中, S_0 为初始状态, S_x 为工作状态, σ 表示接触应力, d 表示相对滑移量,下标 0、 x 分别表示初始状态和工作状态。由于转子运动,连接结构接触界面会受到交变载荷的作用,接触面间会发生黏滞-滑移运动,接触面间发生相对的摩擦,进而带来接触界面的磨损。

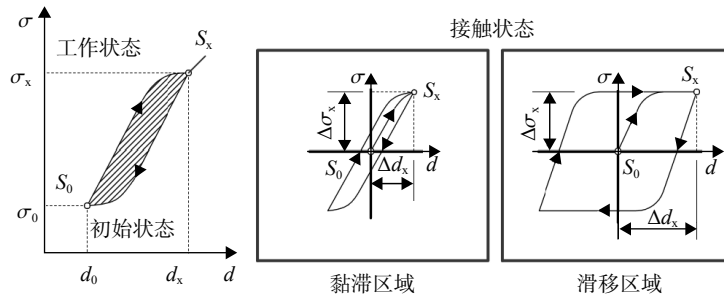


图 6 连接结构接触界面迟滞回归曲线

Fig. 6 Contact interface hysteresis regression curve

转子运转的过程中,每一个周期的循环中,接触界面之间产生的摩擦功可以通过下式表达:

$$w = \int_{d_0}^{d_x} \sigma \delta d \quad (6)$$

为了简化连接界面接触界面之间摩擦功的计算,根据接触对所在区域的接触状态,通过下式对摩擦功做近似处理:

$$w = \begin{cases} 0 & \text{黏滞} \\ 4\Delta\sigma_x \cdot \Delta d_x & \text{滑移} \end{cases} \quad (7)$$

如式(7)所示,当接触界面处于黏滞状态时,界面几乎不发生相对位移,忽略该位置产生的摩擦功;当接触对处于滑移状态时,仅以加载循环中的最大状态和初始状态两个状态下的界面接触特征参数计算摩擦功,在滑移区域内摩擦功表达式如下:

$$4\Delta\sigma_x \cdot \Delta d_x \geq \int_{d_0 - \Delta d_x}^{d_0 + \Delta d_x} \sigma \delta d \quad (8)$$

2.2 连接结构界面变形协调性评估

变形协调性是针对连接结构,在不考虑其界面配合与预紧力的情况下,分析工作转速 $\omega = 32\,000 \text{ r/min}$ 情况下,连接结构的界面配合之间的变形协调性。

针对带端齿连接结构的燃发转子,分析其各部件在离心载荷作用下的变形协调性,其变形如图 7 所示。

离心载荷作用下,各端齿连接结构沿径向变

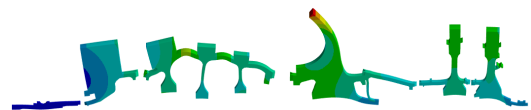


图 7 离心载荷作用下各部件的变形

Fig. 7 Deformation of each component under centrifugal load

形较大,提取各端齿连接结构接触面的中性面的径向变形,观察端齿 A~端齿 F 配合面在离心载荷作用下的径向变形,如图 8 所示。

从图 8 中可以看出,在离心载荷的作用下,端齿 C 和端齿 D 的左右配合面间的变形差较大,界面配合间存在较大的径向变形非协调,端齿 A 和端齿 E 次之,端齿 B 和端齿 F 变形最小。这说明在离心载荷的作用下,端齿 C 和端齿 D 易发生界

面滑移磨损。

而且端齿 A、端齿 C、端齿 E、端齿 F 左右配合面各径向变形差相差均小于 0.01 mm,左右配合面变形较小,而端齿 B 和端齿 D 的左右配合面之间的径向变形差相差较大,均达到了 0.02 mm 左右,接触界面存在角向的变形非协调。说明在离心载荷作用下端齿 B 和端齿 D 易发生角向的变形,影响连接接触界面的接触状态。

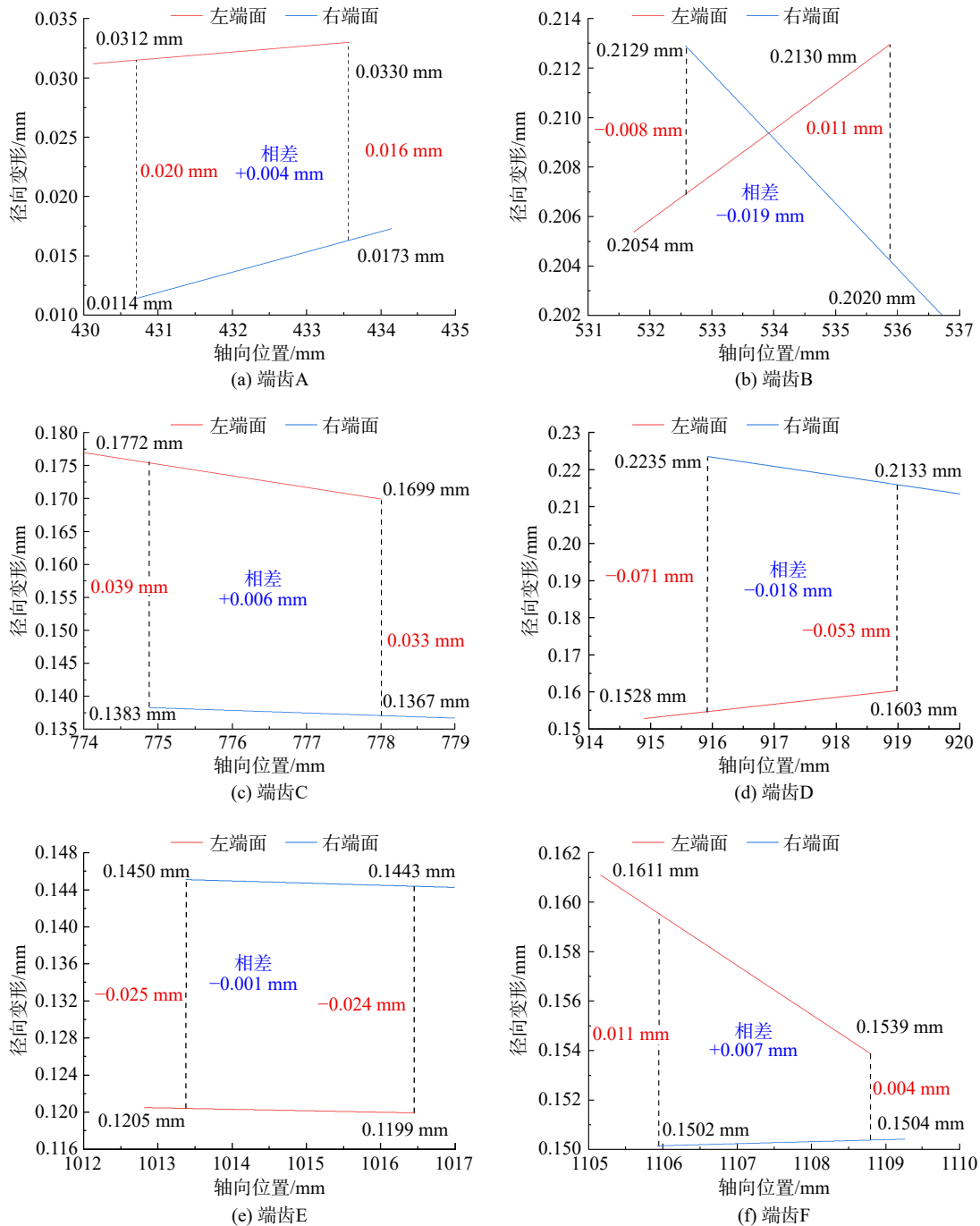


图 8 离心载荷作用下端齿连接结构径向位置变化

Fig. 8 Radial position variation of the curvic couplings under centrifugal load

2.3 界面接触特性仿真及损伤评估

2.3.1 载荷与边界条件

燃发转子采用中心拉杆,分段预紧。装配时,首先离心压气机后的大螺母通过套筒对压气机转子进行预紧,初始预紧力取 320 kN;而后,通过 4#支点后的大螺母压紧涡轮转子,初始预紧力取 90 kN。而针对扇区的燃发转子模型,施加预紧力为一个扇区的预紧力(即总预紧力的 1/10,压气机转子的预紧力为 32 kN,涡轮转子的预紧力为 9 kN),预紧力施加在中心拉杆上,如图 9 所示。端齿接触面间的摩擦因数取 0.15,扇区前后面施加循环对称约束。

燃发转子的工作转速取 $\omega = 32\,000\text{ r/min}$,工作情况下,转子受温度载荷的影响,温度场分布如图 10 所示。

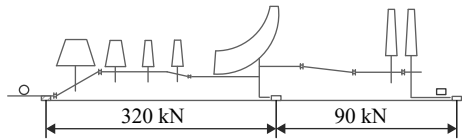


图 9 燃发转子预紧力大小及施加位置
Fig. 9 Magnitude and application position of the preload force of the gas generator rotor

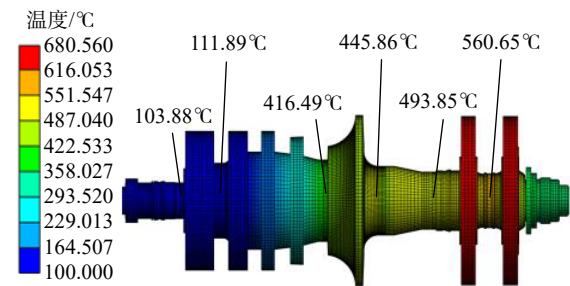


图 10 工作状态下转子温度分布
Fig. 10 Rotor temperature distribution under working conditions

2.3.2 界面接触损伤评估

针对发动机装配状态、起动状态和工作状态进行了界面接触损伤评估。装配状态指燃发转子

经过装配后开车前的初始状态,该状态下,发动机转速为 0 r/min,发动机处于室温状态,只考虑装配预紧载荷;起动状态指发动机起动时转子运转时的状态,该状态下,转子发生旋转,温度处于室温,因此只考虑装配载荷与离心载荷的作用;工作状态指发动机稳定工作时,转子运转时的状态,该状态下,转子发生旋转,转子的温度处于工作温度,因此需要同时考虑装配载荷、离心载荷及温度载荷的作用。

分析燃发转子各状态下的不同端齿接触界面的轴向力变化情况,如表 3 所示。装配状态下,其轴向接触力与预期施加的预紧力相差不大,而起动状态和工作状态下各端齿的接触界面轴向力都有较大的降低。在压气机端(端齿 A、端齿 B、端齿 C)轴向力降低了 25% 左右,起动状态和工作状态的接触力变化差异较小;在涡轮端(端齿 D、端齿 E、端齿 F)的轴向力降低幅度较大,工作状态各连接结构的轴向力比起动状态降低较多,这是因为温度载荷影响了轴向力的变化,使连接结构的接触状态变得更差了。

工作状态下,端齿 D 的轴向接触力降低了 47.37%,接近 50%,而端齿 E 和端齿 F 分别降低了 68.40% 和 65.45%,降低幅度较大,这说明温度对连接结构的轴向力影响较大。

评估了燃发转子各个状态下的端齿连接结构的接触状态,如图 11 所示。

装配状态下,各端齿连接界面之间的界面接触系数均大于 85%,端齿 A、端齿 E、端齿 F 界面更是达到了 100%,从图 11(a)中可知,端齿 C 不存在黏滞区域,端齿 B 和端齿 F 都存在较为明显的滑移区域,这表明,在施加预紧力的过程中,端齿接触面之间发生了滑移,端齿 C 整个接触面都发生了滑移,而且端齿 C 和端齿 D 的接触面间还发生了一定的分离。

从图 11(b)中可知,起动状态下,端齿连接结

表 3 各端齿连接结构接触界面轴向力变化情况分析

Table 3 Analysis of the axial force variation at the contact interface of the curvic couplings

端齿	装配接触力/N	起动接触力/N	工作接触力/N	起动差异率/%	工作差异率/%
A	314 362	231 259	231 940	-26.44	-26.22
B	310 478	239 136	239 406	-22.98	-22.89
C	307 021	231 808	232 097	-24.50	-24.40
D	88 917	51 108	46 793	-42.52	-47.37
E	84 116	27 641	26 584	-67.14	-68.40
F	84 664	32 099	28 402	-62.09	-66.45

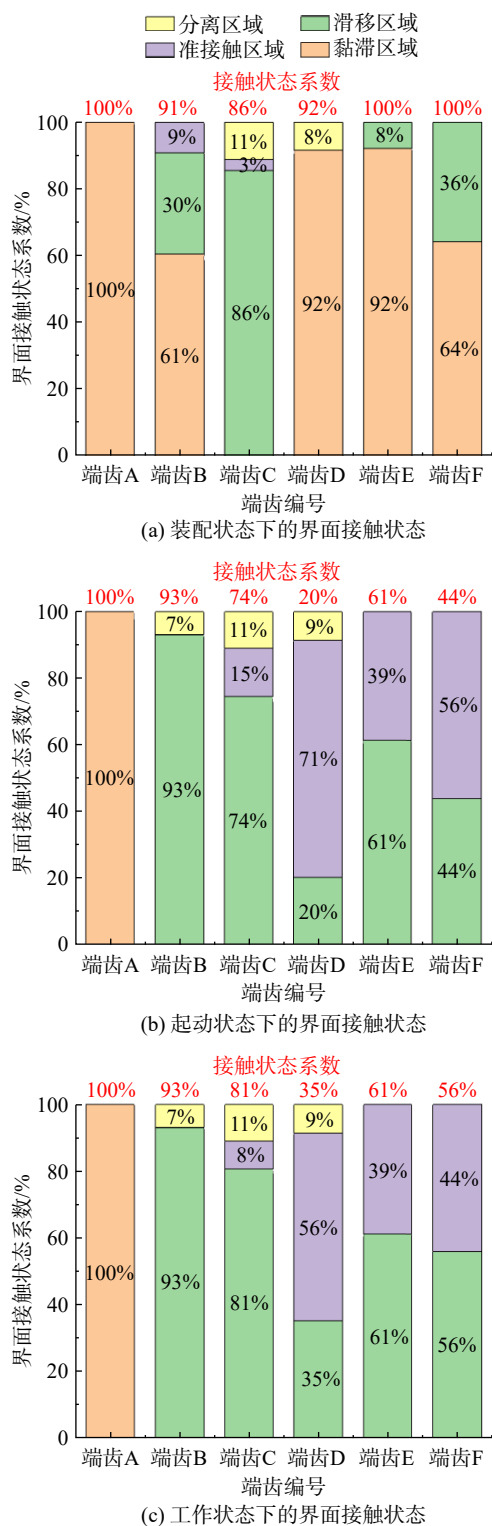


图 11 不同状态下的界面接触状态

Fig. 11 Interface contact states under different conditions

构的界面接触系数变化较大,除端齿 A 和端齿 B 之外,其他连接结构的界面接触状态系数均小于 75%,端齿 D 更是只有 20%,端齿 D 的界面接触状态较差。启动过程中,端齿 A 整个接触面均处于黏滞区域,端齿 B~端齿 F 均未出现黏滞区域,界面都发生了滑移,甚至分离,端齿 D 更是出现

了 71% 的准接触区域,这表明,离心载荷对端齿 A 的界面接触几乎没影响,对端齿 B~端齿 F 的影响较大,会加剧界面间的滑移与分离。

工作状态下,如图 11(c) 中所示,工作状态下,端齿 A、端齿 B、端齿 E 的界面接触状态系数与启动状态的几乎没变,可见温度载荷的作用下,对这 3 个端齿连接结构的界面接触状态影响较小。而工作状态下的端齿 C、端齿 D、端齿 F 的界面接触状态系数较启动状态下的界面接触系数有所增加,但端齿 D 的界面接触状态系数为 35%,仍处于一个较低的数值,可见端齿 D 的界面接触相对较差。与启动状态相比,表明温度载荷有利于改善端齿连接结构的界面接触状态。因此,在工程中热启动相较于冷启动,更有利于连接结构的稳健性。

分析各运动状态下,端齿连接结构的最大接触应力,结果如表 4 所示。从表中可以得出,载荷状态下,界面接触最大应力较大,跟初始装配载荷相关;与启动状态相比较,工作状态下,端齿 A 的最大接触应力增加了 10.56 MPa,而端齿 B 和端齿 E 的最大接触应力变化不大,端齿 C 的最大接触应力降低了 4.15 MPa,而端齿 D 和端齿 F 最大接触应力降低较多,分别降低了 15.137 MPa 和 12.109 MPa。

表 4 各端齿连接结构最大接触应力分析

Table 4 Analysis of the maximum contact stress of curvic couplings

端齿	MPa		
	装配状态	启动状态	工作状态
A	319.16	132.96	143.52
B	136.45	92.159	91.699
C	111.99	118.46	114.31
D	32.673	65.339	50.202
E	50.533	25.97	25.828
F	41.926	39.55	27.751

利用式(7),考虑各界面的滑移区域,结合最大滑移距离,得到启动状态和工作状态下各端齿连接结构接触界面单位面积上的摩擦功,如表 5 所示。

压气机端的摩擦功较大,因为界面滑移区域占比较大,而涡轮端的摩擦功相对较小,但是工作状态下,端齿 D 的滑移距离较大,滑移产生的摩擦功也较大,工作状态下界面磨损较为严重。

工作状态下,燃发转子受到装配载荷、离心

表 5 各端齿连接结构摩擦功分析
Table 5 Analysis of friction work of curvic couplings

端齿	起动状态		工作状态	
	滑移距离/ 10 ⁻² mm	摩擦功/ (kJ/m ²)	滑移距离/ 10 ⁻² mm	摩擦功/ (kJ/m ²)
A				
B	7.797	26.73	7.667	26.16
C	8.465	29.86	7.987	29.39
D	10.225	5.32	25.342	17.64
E	4.616	2.94	4.763	3.00
F	3.840	2.66	4.685	2.90

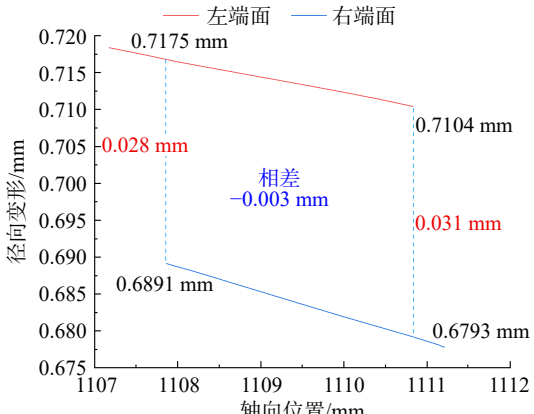
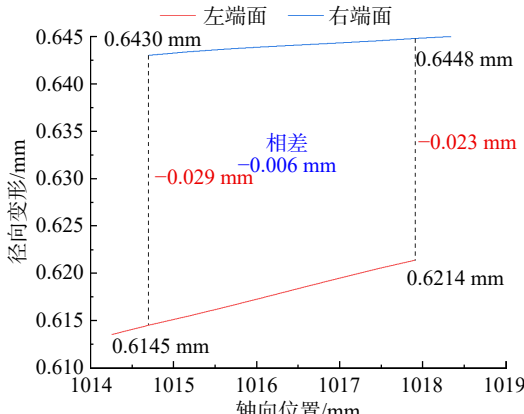
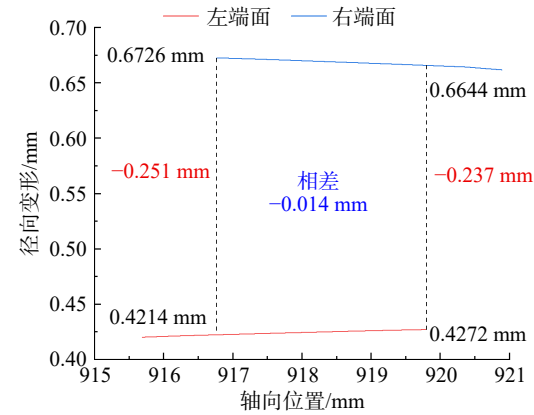
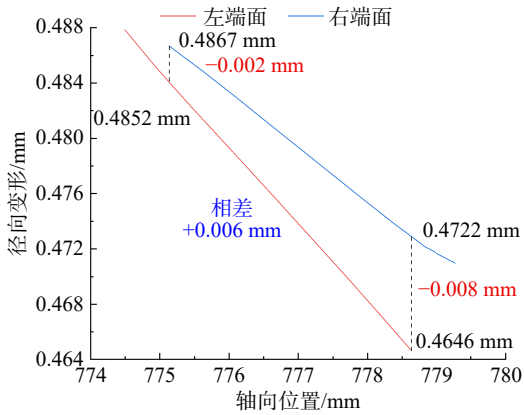
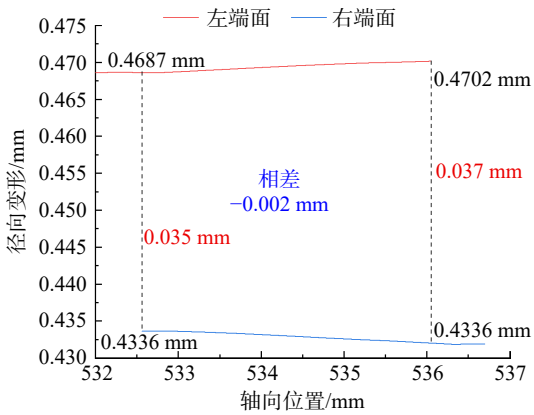
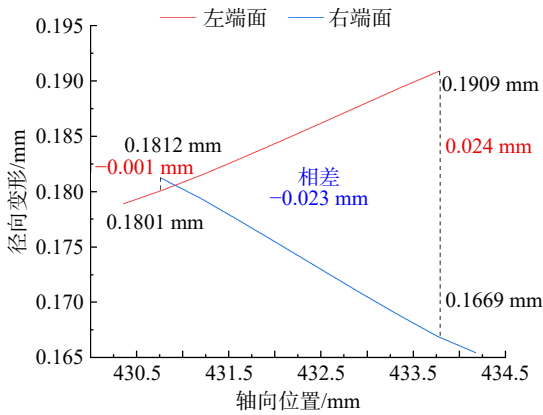


图 12 工作状态下端齿连接结构径向位置变化

Fig. 12 Radial position variation of the curvic couplings under working conditions

损;端齿 D 左右端面的径向变形差较大,分别为 0.25 mm 和 0.24 mm,在工作状况下,端齿 D 的配合界面接触状态较差,左右配合面存在较大的滑移分离,会带来较大的界面刚度损伤。

在工作状态下,端齿 B、端齿 C、端齿 E、端齿 F 的左右端面径向变形差相差均小于 0.01 mm,而端齿 A 和端齿 D 左右端面变形差相差较大,特别是端齿 A,达到了 0.023 mm,存在角向的变形非协调,在工作状态下,会发生角向变形,影响界面的接触状态。

3 考虑界面损伤的转子动力学特性分析

3.1 端齿连接结构弯曲刚度损失修正

3.1.1 有限元模型修正方法

结构弯曲刚度由各截面抗弯刚度特征所决定,抗弯刚度 D 表达式

$$D = E \times I_d \quad (9)$$

式中 E 为材料弹性模量; I_d 为截面惯性矩。

因此可以通过修改材料的弹性模量 E 和连接结构的截面惯性矩 I_d 实现对弯曲刚度损失的修正。为了便于将连接结构的弯曲刚度损失组集到转子系统的动力学模型中,本文采用对连接结构轴段的材料弹性模型修正的方法对连接结构的刚度损失进行建模。在不改变结构几何特征(截面惯性矩 I_d 不变)的前提下,通过改变连接结构局部材料的弹性模量 E ,实现连接结构局部弯曲刚度损失修正。

在上文端齿连接结构界面抗弯刚度损失分析中,主要是对界面特征进行分析,而在实际转子结构中,弯曲刚度损失表现在连接结构一定区域内;在实际有限元仿真分析中,亦需要对某一区域内单元进行修正。对于连接结构修正区域,分为按经验初选,与校核调整两个步骤。

首先,计算动力学特性时,以整环形的转子模型作为研究对象,不采用扇区的计算方法,而且不考虑连接结构的接触状况,将端齿连接结构以等效圆环进行代替,以进行动力学特性的计算,如图 13 所示。

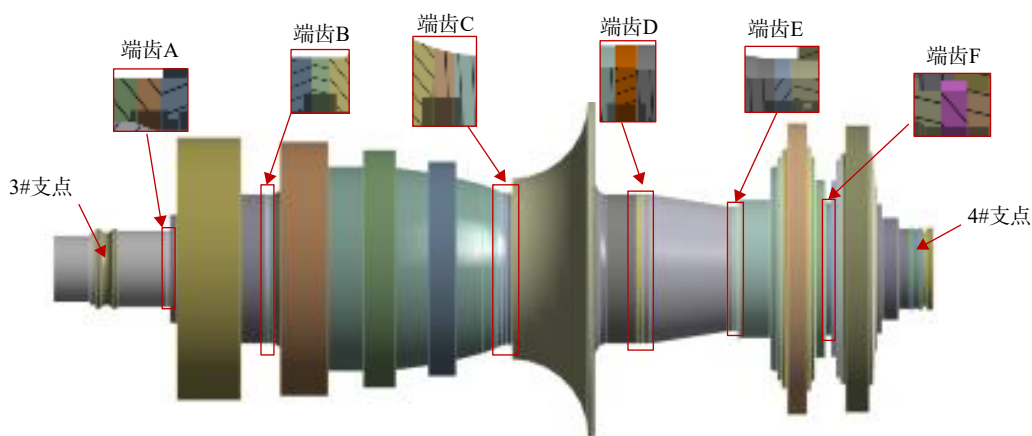


图 13 燃发转子动力特性计算模型

Fig. 13 Calculation model of dynamic characteristics of the gas generator rotor

以图 13 的动力特性计算分析模型为研究对象,以等效端齿连接结构的等效圆环为修正区域,选择此区域单元,将其材料弹性模量 E 按照前述所得的工作状态下燃发转子端齿结构损伤情况进行修正。

3.1.2 端齿连接结构刚度损失修正

以工作状态作为研究状态,考虑装配载荷、离心载荷和温度载荷共同的作用,以工作状态下的界面接触状态系数作为连接结构接触界面的修正参数,如表 6 所示。

表 6 端齿界面刚度损失修正

Table 6 Correction of stiffness loss at the curvic couplings interface

端齿	接触状态 系数/%	刚度 损失/%	原始刚度/ MPa	修正 系数/%	修正刚度/ MPa
A	100		110		110
B	93.02	6.98	111	93.02	103.25
C	80.48	19.52	112	80.48	90.138
D	34.67	65.33	181	34.67	62.753
E	61.04	38.96	181	61.04	110.48
F	55.85	44.15	181	55.85	101.09

对修正后的模型施加与工作状态分析模型相同的载荷环境与约束方式,对两者的变形特征进行对比分析,得到图 14。从图中可以看出,采用刚度修正的模型得到的变形特征与工作状态下的分析模型的变形特征相一致,两者具有相似的变形弹性线,这说明端齿界面刚度损失修正模型可信。

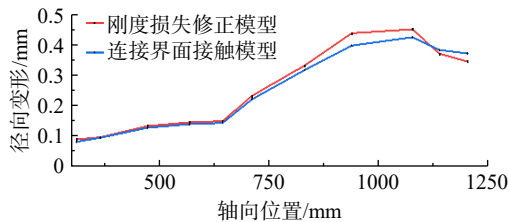


图 14 刚度修正模型与接触模型变形弹性线对比
Fig. 14 Comparison of stiffness correction model and deformation elastic line of contact model

3.2 刚度损失对燃发转子动力学特性影响

对考虑连接结构刚度损失的转子系统有限元模型进行仿真计算,定量分析连接结构刚度损失对转子系统动力特性及应变能分布的影响。

3.2.1 对临界转速与振型影响

考虑连接结构刚度损失,计算得到燃发转子 Campbell 图如图 15 所示。与不考虑刚度损失时转子动力特性对比:①考虑刚度损失的振型和不考虑刚度损失时的振型基本一致,前两阶分别为涡轮平动和压气机俯仰振型,为转子刚体模态振型;第 3 阶为转子 1 阶弯曲振型;由此可见,燃发转子端齿连接结构刚度损失,对转子振型无明显影响。②考虑刚度损失前后,第 1、2 阶临界转速分别为 6 699.1、13 692 r/min,相比于不考虑连接

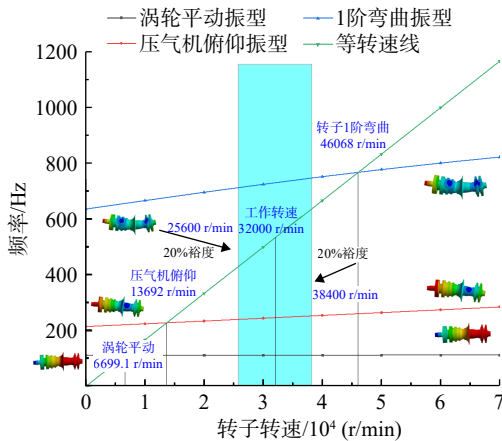


图 15 考虑连接结构刚度损失时燃发转子 Campbell 图
Fig. 15 Campbell diagram of the gas generator rotor considering the stiffness loss of the connection structure

结构刚度损失模型的临界转速,分别变化了 3.11% 和 0.55%。临界转速变化较小,其主要原因在于前两阶为转子刚体振型,转子不发生弯曲变形,连接结构弯曲刚度损失对其无明显影响;但涡轮端的连接结构界面损伤较为严重,对涡轮平动振型有一定影响。③考虑连接结构刚度损失后,转子 1 阶弯曲动频线略有下移,转子 1 阶弯曲临界转速由 49 949 r/min 降低为 46 068 r/min,即连接结构刚度损失会导致转子弯曲临界转速有所降低,降低幅度为 7.77%。

燃发转子工作于 1 阶弯曲临界转速下,连接结构刚度损失导致弯曲临界下降,靠近工作转速;相对工作转速为 32 000 r/min,转子系统弯曲临界共振裕度,由原来的 56.09% 降至 43.96%。

3.2.2 对应变能分布特征影响

对各阶临界转速振型下,应变能在转子和支承上分布比例进行对比分析,如表 7 所示。可以看出,考虑转子连接结构刚度损失后,转子应变能占比发生一定变化:对于刚体振型,转子应变能占比有所增加,增加了 0.37% 与 0.20%;而对于转子一弯振型,转子应变能占比有所减小,减小了 0.16%。

表 7 各阶临界转速振型下转子-支承应变能占比

Table 7 Strain energy proportion of rotor-support under each critical speed mode

模态 振型	考虑刚度损失/%		无刚度损失/%	
	支承 应变能	转子 应变能	支承 应变能	转子 应变能
涡轮平动	85.02	14.98	85.39	14.61
压气机俯仰	80.18	19.82	80.38	19.62
1 阶弯曲	4.82	95.18	4.66	95.34

对比分析考虑连接结构刚度损失和无刚度损失情况下各阶振型转子应变能分布,进一步分析端齿处应变能系数变化,得到各处端齿应变能系数的对比,如表 8 所示。可以看出:①各阶临界对应的模态振型下,应变能在转子上分布特征基本一致,应变能集中位置未发生明显改变;②考虑端齿处刚度损失后,端齿结构位置应变能有一些变化,其中端齿 C、端齿 D 在 1 阶弯曲振型下应变能略有增大(增大了 0.6% 和 2.1%);其主要原因在于端齿 C、端齿 D 受弯曲变形影响最为显著,刚度损失最大,修正后其等效弯曲刚度小,弯曲振型下变形较大,应变能比较集中。

表 8 各阶临界转速振型下端齿结构应变能占比对比分析

Table 8 Comparison of proportion of strain energy of the curvic couplings under each critical speed mode %

端齿	平动振型		俯仰振型		1 阶弯曲	
	无损	有损	无损	有损	无损	有损
A	0.13	0.13	0.57	0.56	0.15	0.13
B	0.08	0.09	0.26	0.28	0.47	0.46
C	0.40	0.47	0.32	0.38	4.62	5.21
D	0.15	0.38	0.06	0.16	1.35	3.46
E	0.11	0.16	0.03	0.04	0.50	0.78
F	0.07	0.12	0.01	0.02	0.05	0.08

注: 此处为端齿结构占整个转子系统应变能的比例, 包括支承。

4 结 论

本文针对燃发转子的端齿连接结构, 建立了带端齿连接的转子结构有限元模型。分析了转子结构的固有特性, 并分析了在临界转速情况下转子及端齿的应变能分布特征。

提出了连接结构损伤评估方法, 可以采用界面接触状态系数, 界面接触应力, 摩擦功对界面损伤进行评估。并对转子的变形协调性, 装配状态、起动状态和工作状态下的多级端齿连接的转子结构进行界面的损伤分析。起动状态下: 端齿 D 的有效接触区域只有 20% 左右, 端齿 F 的有效接触区域也不足 50%; 工作状态下, 考虑温度载荷、装配载荷和离心载荷, 端齿 D 的有效接触区域占比 34.67%, 端齿 F 的有效接触区域占比 55.85%, 有效接触区域相较起动状态有所改善, 但端齿 D 的摩擦功增加了 231.6%, 端齿 D 左右端齿的相对径向变形较大, 达 0.23~0.25 mm, 界面滑移较为严重, 对转子的稳健性影响较大。

并根据工作状态下界面损伤评估结果, 提出了端齿连接结构弯曲刚度修正方法, 研究了界面损伤对燃发转子动力学特性的影响。1 阶和 2 阶临界转速分别变化了 3.11% 和 0.55%, 弯曲临界转速降低了 7.77%。弯曲临界下, 考虑刚度损伤的转子端齿 C 和端齿 D 的应变能有所增大。

参考文献:

- [1] 陈光, 洪杰, 马艳红. 航空燃气涡轮发动机结构[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2010.
CHEN Guang, HONG Jie, MA Yanhong. Aviation gas turbine engine structure[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics & Astronautics Press, 2010. (in Chinese)
- [2] 洪杰, 马艳红. 航空燃气涡轮发动机结构与设计[M]. 北京:

科学出版社, 2021.

HONG Jie, MA Yanhong. Structure and design of aircraft gas turbine engine[M]. Beijing: Science Press, 2021. (in Chinese)

- [3] 马艳红, 陈雪骑, 王永锋, 等. 航空燃气轮机转子系统结构非连续性及其稳健设计[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2023.
MA Yanhong, CHEN Xueqi, WANG Yongfeng, et al. Structural discontinuity and robust design of aero gas turbine rotor system[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics & Astronautics Press, 2023. (in Chinese)
- [4] 尹泽勇, 欧园霞, 李彦, 等. 端齿轴段刚度及其对转子动力特性的影响[J]. 振动工程学报, 1993, 6(1): 63-67.
YIN Zeyong, OU Yuanxia, LI Yan, et al. Stiffness of a shaft section with curvic couplings and its effect on dynamic characteristic of a rotor[J]. Journal of Vibration Engineering, 1993, 6(1): 63-67. (in Chinese)
- [5] 尹泽勇, 欧园霞, 胡柏安, 等. 端齿连接及变轴力的影响[J]. 航空动力学报, 1994, 9(2): 20-23.
YIN Zeyong, OU Yuanxia, HU Baian, et al. End-tooth connection and influence of variable axial force[J]. Journal of Aerospace Power, 1994, 9(2): 20-23. (in Chinese)
- [6] PISANI S R, RENCIS J J. Investigating CURVIC coupling behavior by utilizing two- and three-dimensional boundary and finite element methods[J]. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 2000, 24(3): 271-275.
- [7] KIM B J, OH J, PALAZZOLO A. An improved preloaded Curvic coupling model for rotordynamic analyses[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2023, 544: 117391.
- [8] 王龙凯, 麻鹏伟, 王艾伦, 等. 考虑端齿连接的转子-滚动轴承系统非线性振动特性研究[J]. 机械强度, 2023, 45(5): 1036-1042.
WANG Longkai, MA Pengwei, WANG Ailun, et al. Study on nonlinear vibration characteristics for the rotor-rolling bearing system with curvic couplings[J]. Journal of Mechanical Strength, 2023, 45(5): 1036-1042. (in Chinese)
- [9] 杨郑烈, 王艾伦, 张海彪, 等. 考虑接触效应的端齿连接转子动力学特性研究[J]. 机械强度, 2020, 42(6): 1489-1495.
YANG Zhenglie, WANG Ailun, ZHANG Haibiao, et al. Study on dynamic characteristics of end-toothed connection rotor considering contact effect[J]. Journal of Mechanical Strength, 2020, 42(6): 1489-1495. (in Chinese)
- [10] 张帅. 拉杆转子端面齿刚度弱化对模态的影响及其验证[J]. 热力透平, 2023, 52(2): 126-129, 152.
ZHANG Shuai. Influence and its verification of stiffness weakening of end teeth on modal characteristics of central Tie-rod rotor[J]. Thermal Turbine, 2023, 52(2): 126-129, 152. (in Chinese)
- [11] 裘子剑, 刘继兴. 双排圆弧端齿连接结构对转子动力特性的影响[J]. 制造技术与机床, 2021(12): 96-101.
QIU Zijian, LIU Jixing. Influence of double-row curvic couplings connected structure on rotor dynamic characteristics[J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2021(12): 96-101. (in Chinese)
- [12] JIN Miao. The nonlinear dynamic characteristics of the aero-turboshaft engine rotor blade casing rubbing system with the curvic couplings considering the elastoplastic stage[J]. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 2024, 161: 78-102.
- [13] YIN Yijun, HENG Xing, ZHANG Haibiao, et al. Modeling method and dynamic analysis of turboshaft engine combustor rotor with curvic couplings considering thermal contact resistance under

- temperature field influence[J]. *Results in Engineering*, 2025, 25: 103853.
- [14] WANG Chongyang, LI Zihang, WANG Haoze, et al. Nonlinear modeling and vibration response analysis of rod fastening rotor-bearing system with curvic coupling[J]. *Tribology International*, 2024, 199: 109984.
- [15] HENG Xing, WANG Ailun, ZHANG Haibiao, et al. Research on the dynamic variation law of the discontinuous characteristics of the curvic coupling of aero-engine rotors under working conditions [J]. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 2024, 59: 101870.
- [16] 洪杰, 徐翕如, 苏志敏, 等. 高速转子连接结构刚度损失及振动特性[J]. 北京航空航天大学学报, 2019, 45(1): 18-25.
HONG Jie, XU Xiru, SU Zhimin, et al. Joint stiffness loss and vibration characteristics of high-speed rotor[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2019, 45(1): 18-25. (in Chinese)
- [17] 马艳红, 倪耀宇, 陈雪骑, 等. 长拉杆-止口连接弯曲刚度损失及对转子系统振动响应影响[J]. 航空学报, 2021, 42(3): 223861.
MA Yanhong, NI Yaoyu, CHEN Xueqi. Bending stiffness loss of rod-rabbit joints and its effect on vibration response of rotor systems[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2021, 42(3): 223861. (in Chinese)
- [18] 邱欣可, 曾武, 高庆, 等. 基于应变能理论的端齿弯曲刚度及其转子动力学特性影响研究[J]. 燃气轮机技术, 2022, 35(3): 19-26.
QIU Xinke, ZENG Wu, GAO Qing, et al. Research of the bending stiffness of couplings and the effect of rotor dynamic characteristics based on strain energy theory[J]. *Gas Turbine Technology*, 2022, 35(3): 19-26. (in Chinese)
- [19] 雷冰龙, 李超, 洪杰, 等. 转子连接结构力学特性稳健设计[J]. 航空发动机, 2021, 47(2): 38-44.
LEI Binglong, LI Chao, HONG Jie, et al. Robust design of mechanical properties of rotor connection structures[J]. *Aviation Engine*, 2021, 47(2): 38-44 (in Chinese)
- [20] 洪杰, 沈玉芑, 王永锋, 等. 动力涡轮转子结构系统力学特性稳健设计方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2019, 45(3): 437-445.
HONG Jie, SHEN Yupeng, WANG Yongfeng, et al. Robust design method for mechanical characteristics of power turbine rotor structural system[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2019, 45(3): 437-445. (in Chinese)
- [21] 洪杰, 徐筱李, 梁天宇, 等. 转子结构系统界面失效分析及稳健设计方法[J]. 航空动力学报, 2018, 33(3): 649-656.
HONG Jie, XU Xiaoli, LIANG Tianyu, et al. Interface failure analysis and robust design method in rotor structural system[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2018, 33(3): 649-656. (in Chinese)
- [22] 顾家柳. 转子动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.
GU Jialiu. *Rotor dynamics*[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1985. (in Chinese)
- [23] LIU, F, HONG, J, MA, Y, et al. Research on robustness analysis and evaluation method of inter-shaft bearing-rear journal of low press turbine system[C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Boston, Massachusetts, US: ASME, 2023: V11AT22A026.

(编辑: 王碧珺)