

GTF 发动机高速柔性转子系统支点动载荷控制方法

宋梓宇¹, 洪杰^{1,2}, 王永锋², 马艳红¹

(1. 北京航空航天大学 航空发动机研究院, 北京 100191;
2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 针对齿轮驱动涡扇 (geared turbofan, GTF) 发动机高速柔性转子系统, 建立力学模型与有限元模型, 在分析支点动载荷组成与特征的基础上, 提出临界转速支点动载荷控制方法与模态振型控制评估参数。通过控制临界转速模态振型中大质量惯性部件角向模态位移, 降低转子对惯性主轴倾斜旋转惯性激励敏感度, 以及控制弯曲振型节点位置靠近支点, 实现高速柔性转子弯曲振型临界转速下支点动载荷控制。结果表明, 通过在低压涡轮采用双支点布局, 以及优化低压压气机轴颈刚度, 可实现上述临界转速模态振型有效控制, 转子弯曲振型临界转速下支点动载荷可降低约 14%~65%, 验证了本文方法有效性。

关 键 词: GTF 发动机; 高速柔性转子; 不平衡响应; 支点动载荷; 临界转速模态振型控制
中图分类号: V232.4 **文献标志码:** A

Bearing dynamic load control method for high speed flexible rotor system of GTF engine

SONG Ziyu¹, HONG Jie^{1,2}, WANG Yongfeng², MA Yanhong¹

(1. Research Institute of Aero-Engine, Beihang University, Beijing 100191, China;
2. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: The mechanical model and finite element model of the high speed flexible rotor system of GTF (geared turbofan) engine were established. Based on analysis of the composition and characteristics of bearing dynamic load, the critical speed bearing dynamic load control method and modal shape control evaluation parameters were proposed. In this method, the angular motion of the large inertial component in the critical speed modal shape was controlled, the sensitivity of the rotor to couple unbalance excitation was reduced, and the node position of the bending modal shape was controlled close to the bearing, so as to realize the bearing dynamic load control under the lateral bending critical speeds of the high speed flexible rotor system. The results showed that the above critical speed modal shape control can be achieved by adopting the double supporting layout around the low-pressure turbine and optimizing the conical shell stiffness of the low-pressure compressor. The effectiveness of bearing dynamic load control method was verified by the 14% — 65% reduction of bearing dynamic load under the lateral bending critical speeds.

Keywords: GTF engine; high speed flexible rotor system; unbalance response;
bearing dynamic load; mode shape control of critical speed

收稿日期: 2022-04-29

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, 博士生, 主要从事航空发动机转子结构动力学研究。E-mail: derbose@163.com

引用格式: 宋梓宇, 洪杰, 王永锋, 等. GTF 发动机高速柔性转子系统支点动载荷控制方法[J]. 航空动力学报, 2022, 37(10): 2213-2223. SONG Ziyu, HONG Jie, WANG Yongfeng, et al. Bearing dynamic load control method for high speed flexible rotor system of GTF engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(10): 2213-2223.

先进高涵道比涡扇发动机,在总体性能参数上通常采用高涵道比、高总压比以及高涡轮前温度设计,以提高发动机推进效率与热效率,实现耗油率的降低^[1-2]。当前,气动设计已达到较高水平,进一步提高总压比与涡轮前温度,带来的燃油效率收益较小^[2]。因此,未来提高燃油效率的有效途径,主要是提高涵道比以提高推进效率。

涵道比的进一步提高,会加剧风扇转子与低压涡轮转子转速不匹配的矛盾。一方面,受风扇叶尖超声气动效率下降^[3]与轮盘强度限制^[4],风扇叶尖切线速度常限制在 450 m/s 以下^[5-6],故涵道比提高,风扇直径增加,会迫使风扇转速降低。另一方面,为保证低压涡轮和增压级的做功量,只能采取增加两者级数与径向尺寸的措施,但这使部件数量与转子质量显著增加^[2-3]。为解决上述矛盾,采用星齿轮传动装置驱动风扇,使风扇与低压转子转速解耦是有效技术途径^[2-3,7-8]。

星齿轮传动装置的引入,使低压转子转速大幅提高,最大工作转速接近 10 000 r/min。低压转子高转速、大支点跨度的特征,使其成为高速柔性转子系统,需通过数阶弯曲振型临界转速。但在弯曲振型临界转速下,高速柔性转子通常弯曲变形显著^[9-10],存在振动大、支点动载荷大、难以平稳通过临界转速的问题。

当前,为保证高速柔性转子平稳通过临界转速,主要技术途径是采用挤压油膜阻尼器^[11-12],以及对转子进行平衡^[13-15]。但挤压油膜阻尼器的非线性特性,会对柔性转子动力学特性产生显著影响,引起诸多非线性动力学问题^[16-19]。而当前高速柔性转子的平衡,主要针对涡轮/涡轮发动机的尺寸转子^[20-22],且高转速下的动平衡仍具危险性^[22]。齿轮驱动涡扇(geared turbofan, GTF)发动机中的高速柔性转子,具有大尺寸与大质量的特征,受电动机功率限制,欲在高转速下对其平衡较为困难。

因此,本文针对 GTF 发动机中的高速柔性转子系统,在分析其支点动载荷组成与特征的基础上,旨在通过转子结构动力学设计,控制转子临界转速模态振型,从而实现高速柔性转子系统弯曲振型临界转速下支点动载荷控制,为高速柔性转子系统动力学特性设计提供理论支撑。

1 高速柔性转子系统支点动载荷组成

1.1 结构特征

图 1 为典型 GTF 发动机高速柔性转子系统

结构简图。转子系统主要由低压压气机、低压涡轮轴、低压涡轮及前后支点组成,采用 1-0-1 支承方案,即低压压气机前与低压涡轮后各一个支点。转子系统有高转速、大支点跨度、质量刚度分布极不均匀的特征,使其到达工作转速前需通过数阶弯曲模态振型临界转速,转子弯曲变形显著,满足“避开共振”^[23]动力学设计的基本要求下,存在弯曲临界转速下支点动载荷大的潜在问题。

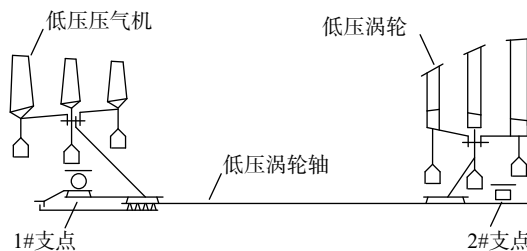


图 1 典型 GTF 发动机高速柔性转子系统结构简图

Fig. 1 Schematic diagram of high speed flexible rotor system of typical GTF engine

1.2 支点动载荷组成

根据 GTF 发动机中高速柔性转子系统的结构特征,建立图 2 所示动力学模型,对转子系统支点动载荷组成成分进行分析。

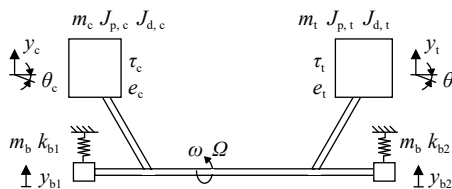


图 2 GTF 发动机高速柔性转子系统动力学模型

Fig. 2 Dynamic model of high speed flexible rotor system of GTF engine

此处仅考虑转子结构在 y 向及 θ 向的横向与角向运动,考虑支承在 y 向的横向运动。低压压气机、低压涡轮简化为集中质量单元,转子转轴及轴颈为无质量弹性梁。下述各物理量中的下标 c 、 t 、 b 分别代表压气机、涡轮及支承。图中 y_c 、 y_t 、 θ_c 、 θ_t 分别为压气机与涡轮横向及角向自由度, y_{b1} 、 y_{b2} 为前后支承横向自由度。 k_{b1} 、 k_{b2} 为支承刚度;压气机、涡轮与支承结构等效质量为 m_c 、 m_t 、 m_b ,压气机与涡轮等效转动惯量为 $J_{p,c}$ 、 $J_{p,t}$ 、 $J_{d,c}$ 、 $J_{d,t}$,转子存在初始质心偏移量 e_c 、 e_t 以及初始惯性主轴倾斜角 τ_c 、 τ_t ,转子转速频率与进动频率分别为 ω 、 Ω 。

采用影响系数法,写出弹性支承处横向位移在频域中的表达式为

$$Y_{bi} = \frac{1}{k_{bi} - m_b \omega^2} (\alpha_{bi,1} F_c + \alpha_{bi,2} F_t + \alpha_{bi,3} M_c + \alpha_{bi,4} M_t) \quad (1)$$

下标变量*i*表示支点位置(*i*=1,2), Y_{bi} 表示弹性支承横向自由度振幅。 $\alpha_{bi,1}$ 、 $\alpha_{bi,2}$ 分别代表压气机与涡轮处作用单位力时*i*号支点引起的支反力, $\alpha_{bi,3}$ 、 $\alpha_{bi,4}$ 分别代表压气机与涡轮处作用单位力矩时*i*号支点引起的支反力。

F_c 、 F_t 、 M_c 、 M_t 为压气机与涡轮产生的惯性力及惯性力矩,其表达式分别为

$$F_c = Y_c m_c \omega^2 + e_c m_c \omega^2 \quad (2)$$

$$F_t = Y_t m_t \omega^2 + e_t m_t \omega^2 \quad (3)$$

$$M_c = (-J_{p,c} \Omega \omega + J_{d,c} \Omega^2) \theta_c + (J_{p,c} - J_{d,c}) \tau_c \omega^2 \quad (4)$$

$$M_t = (-J_{p,t} \Omega \omega + J_{d,t} \Omega^2) \theta_t + (J_{p,t} - J_{d,t}) \tau_t \omega^2 \quad (5)$$

上述各式中, Y_c 、 Y_t 、 θ_c 、 θ_t 分别表示压气机与涡轮各自由度振幅。因此,支点动载荷的幅值可表示为

$$F_{bi} = \frac{k_{bi}}{k_{bi} - m_b \omega^2} (\alpha_{bi,1} F_c + \alpha_{bi,2} F_t + \alpha_{bi,3} M_c + \alpha_{bi,4} M_t) \quad (6)$$

由式(2)~式(6)可知,高速柔性转子系统支点动载荷主要来源于两方面:①大质量惯性压气机与涡轮初始质量分布不对称而产生的初始旋转惯性激励,如 $e_c m_c \omega^2$;②由转子弯曲变形产生的附加旋转惯性载荷,如 $Y_c m_c \omega^2$ 。

由于高速柔性转子在临界转速下具有显著弯曲变形特征,故为控制其支点动载荷,转子变形控制就十分重要。临界转速下转子变形控制,一方面可通过转子平衡,来减小转子初始质量分布不均引起的转子变形;另一方面,也可通过转子结构动力学设计,控制转子临界转速模态振型,实现转子变形控制。

2 GTF 发动机高速柔性转子系统结构动力学特性

本节将建立 GTF 发动机高速柔性转子系统有限元模型,分析其固有特性,以及不同形式不平衡激励下动力响应,总结转子临界转速下支点动载荷特征。

2.1 有限元建模与分析方法

图 3 为 GTF 发动机高速柔性转子系统有限

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,1#支点位置弹簧单元外端施加固定约束,2#支点位置弹簧单元外端施加径/周向约束,各支点支承刚度如表 1 所示。

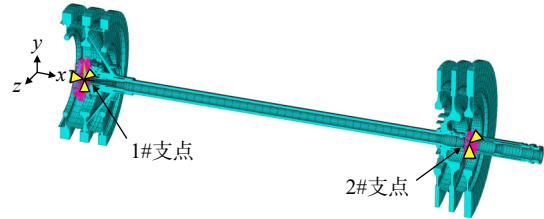


图 3 GTF 发动机高速柔性转子系统有限元模型

Fig. 3 Finite element model of high speed flexible rotor system of GTF engine

表 1 转子系统支承刚度

Table 1 Support stiffness of rotor system

支点位置	支承刚度/ 10^7 (N/m)
1# 支点	4
2# 支点	6

需要说明,此处暂未考虑轴承特性对转子力学特性的影响,支承刚度则参考在研型号给出。

对转子系统固有特性的分析,采用商业软件 ANSYS 固有模态求解模块,并考虑陀螺力矩效应,获得转子各阶模态正进动特征值随转速变化曲线。

对转子系统支点动载荷特征的分析,采用 ANSYS 谐响应分析模块,在低压压气机与低压涡轮处分别施加相应的不平衡量(参考实际平衡精度要求),模拟初始质心偏移与初始惯性主轴倾斜旋转惯性激励,进行动力响应计算,获取转子系统支点动载荷特征。

2.2 转子系统固有特性

对转子系统固有特性进行分析,掌握其临界转速分布特征及固有模态振型,可定性判断压气机与涡轮部件的何种形式不平衡激励更易引起较大支点动载荷。同时,分析临界转速应变能分布,可明确转子的弯曲变形程度。

GTF 发动机高速柔性转子系统 Campbell 图如图 4 所示。灰色阴影区为考虑 20% 裕度后的工作转速范围,各阶临界转速点用黄色圆点标注, CrSP1~CrSP4 分别代表第 1~4 阶临界转速,其具体数值如表 2 所示,模态振型云图如图 5 所示。

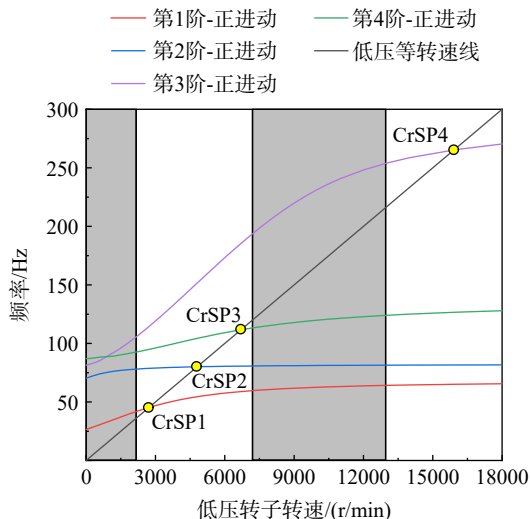


图 4 GTF 发动机高速柔性转子系统 Campbell 图

Fig. 4 Campbell diagram of high speed flexible rotor system of GTF engine

表 2 GTF 发动机高速柔性转子系统各阶临界转速
Table 2 Critical speed of high speed flexible rotor system of GTF engine

临界转速阶次	临界转速数值/(r/min)
CrSP1	2 710
CrSP2	4 802
CrSP3	6 697
CrSP4	15 912

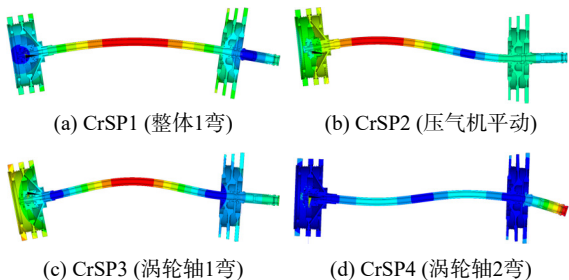


图 5 GTF 发动机高速柔性转子系统临界转速模态振型

Fig. 5 Critical speed mode shapes of high speed flexible rotor system of GTF engine

由上述结果可知, 低压转子高速柔性特征, 使其到达工作转速前需通过 3 阶临界转速, 分别为: 第 1 阶整体 1 弯临界转速、第 2 阶压气机平动临界转速、第 3 阶涡轮轴 1 弯临界转速。

第 1 阶整体 1 弯临界转速中, 压气机与涡轮以角向模态位移为主, 局部横向模态位移较小。因此, 压气机与涡轮初始惯性主轴倾斜产生的旋转惯性激励, 更易引起较大支点动载荷。

第 2 阶压气机平动临界转速中, 压气机以横

向模态位移为主, 局部角向模态位移较小。而涡轮近似为平动, 以横向模态位移为主。因此, 压气机与涡轮初始质心偏移产生的旋转惯性激励, 更易引起较大支点动载荷。

第 3 阶涡轮轴 1 弯临界转速中, 压气机同时具有显著的横向与角向模态位移, 而涡轮几乎无横向模态位移, 仅存在较小的角向模态位移。因此, 压气机的初始质心偏移, 以及压气机与涡轮初始惯性主轴倾斜产生的旋转惯性激励, 更易引起较大支点动载荷。

图 6 为前 4 阶临界转速的模态应变能分布, 应变能占比小于 3% 的部件图中未进行标注。结果表明, 各阶临界转速中低压涡轮轴应变能占比比较高, 转子弯曲变形显著。

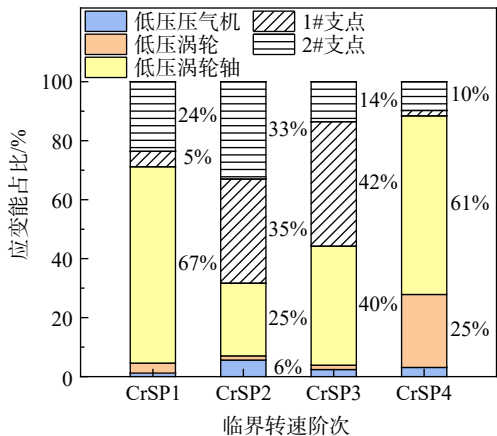


图 6 转子系统各阶临界转速应变能分布

Fig. 6 Strain energy distribution at each critical speed of rotor system

综上所述, GTF 发动机高速柔性转子系统需通过的临界转速阶次更多, 且其临界转速振型具有显著弯曲变形特征, 在对应的转子初始质量分布不均产生的旋转惯性激励下, 转子将易产生较大弯曲变形, 从而引起高支点动载荷。

2.3 转子系统支点动载荷特征

分析 GTF 发动机高速柔性转子系统在不同形式不平衡激励下的动力响应, 总结临界转速下支点动载荷特征。如图 7 所示, 为转子不平衡激励加载示意图。

在 ANSYS 中模拟转子初始质心偏移时, 据刚性转子平衡精度要求, 计算得到部件许用剩余不平衡量约为 120 g·mm。加载时分别在压气机与涡轮对应的 2 级盘轮缘设置不平衡量。

ANSYS 中模拟转子初始惯性主轴倾斜(即偶不平衡)时, 可选取转子 1 级盘与 3 级盘两个平面,

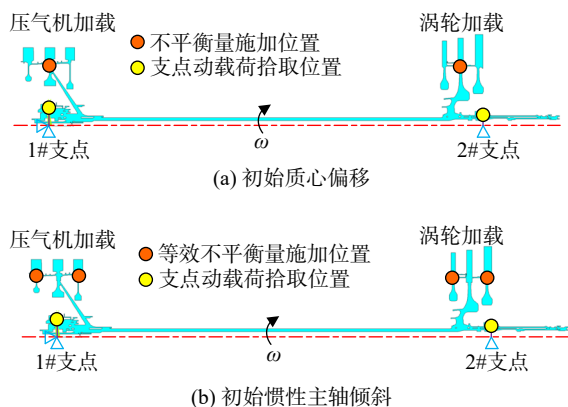


图 7 转子不平衡激励加载示意图

Fig. 7 Schematic diagram of rotor unbalance loading

施加等大相位角相反的不平衡量予以等效。根据实际装配平衡数据知惯性主轴偏置角为 $10^{-5} \sim 10^{-4}$ rad 量级, 故此处分析取 $\tau = 0.1'$ (约为 2.91×10^{-5} rad), 计算得到压气机与涡轮等效不平衡量分别为 271 g·mm 与 1 013 g·mm。

依次对压气机与涡轮加载, 进行 0~300 Hz 频率范围内谐响应分析, 结果如图 8 所示。图例中 LPCX 和 LPTX 分别表示不平衡激励来自压气机和涡轮, FX 和 MX 分别表示不平衡激励为初始质心偏移和惯性主轴倾斜。1#和 2#分别代表 1#和 2#支点。

分析上述结果, 可总结 GTF 发动机高速柔性转子系统如下三方面的支点动载荷特征:

第一, 质心偏移旋转惯性激励, 对具有转子局部平动振型的临界转速支点动载荷影响显著。高速柔性转子压气机与涡轮的质心偏移旋转惯性激励下, 通过第 2 阶临界转速时产生的支点动载荷相对较大。而在压气机质心偏移旋转惯性激励下, 通过第 3 阶临界转速时也产生了很大的支点动载荷。

第二, 惯性主轴倾斜旋转惯性激励, 对具有转子局部俯仰振型特征的临界转速支点动载荷影响显著。高速柔性转子在压气机与涡轮的惯性主轴

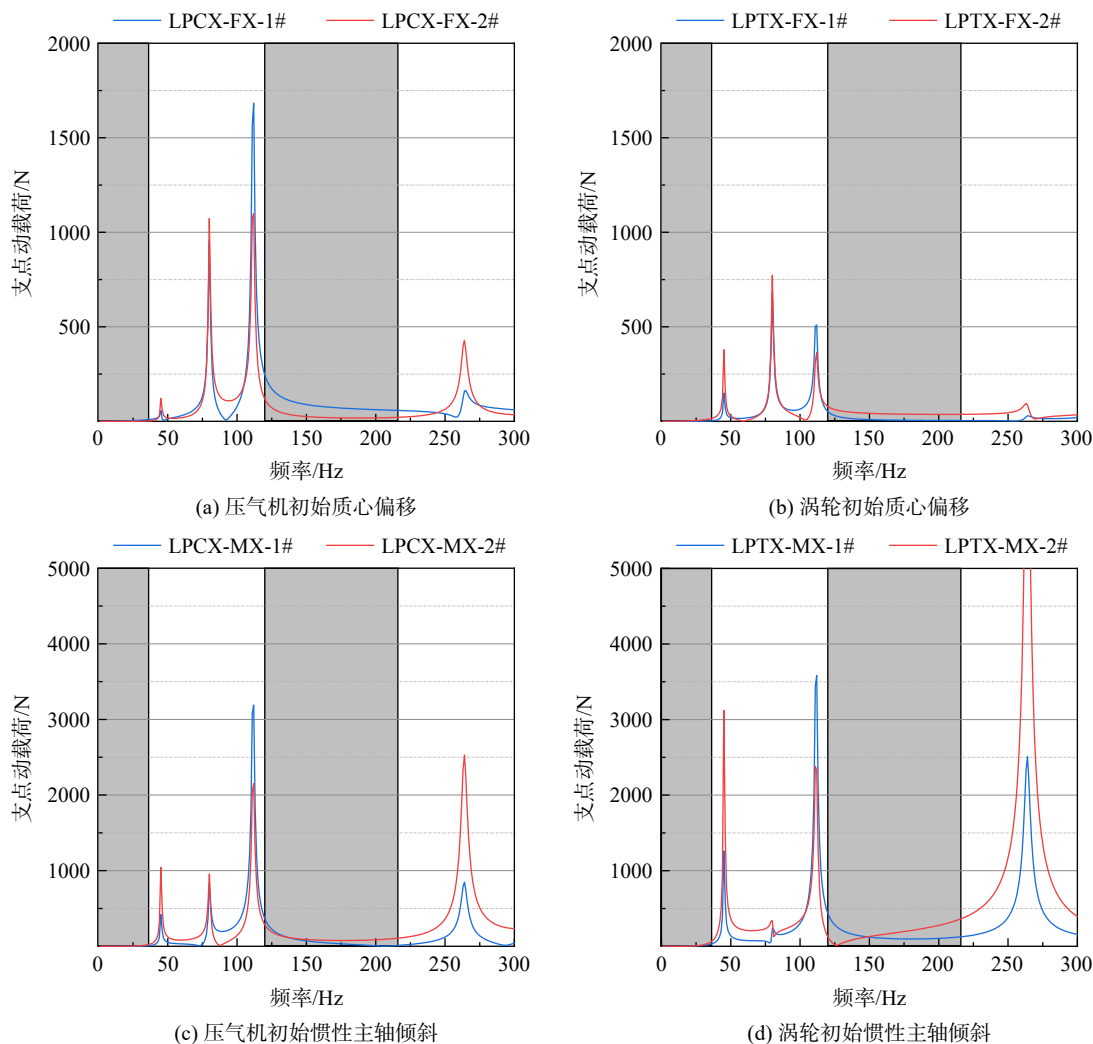


图 8 GTF 发动机高速柔性转子系统支点动载荷幅频曲线

Fig. 8 Amplitude frequency curve of bearing dynamic load of high speed flexible rotor system of GTF engine

倾斜旋转惯性激励下,通过第 1 阶与第 3 阶临界转速时产生的支点动载荷相对较大。

第三,惯性主轴倾斜相较质心偏移产生的旋转惯性激励,临界转速下引起支点动载荷更大。GTF 发动机高速柔性转子临界转速振型有显著弯曲变形特征,压气机及涡轮局部常以角向模态位移为主,惯性主轴倾斜激励更易引起高支点动载荷。

综上所述,GTF 发动机高速柔性转子系统临界转速支点动载荷控制,首要是控制惯性主轴倾斜旋转惯性激励下的支点动载荷。

3 GTF 发动机高速柔性转子系统支点动载荷控制

本节提出控制 GTF 发动机高速柔性转子系统临界转速下支点动载荷的结构动力学设计方法,并通过仿真分析进行验证。

3.1 支点动载荷控制方法概述

临界转速下,转子变形形式为被激起的临界转速振型,显著的变形使大质量惯性部件产生的附加旋转惯性载荷剧增,从而使作用在支点上的动载荷显著增加。从转子变形的角度来看,支点动载荷的大小主要取决两个因素:①转子不平衡激励所引起的转子弯曲变形程度;②振型节点与支点的相对位置。

因此,为实现支点动载荷有效控制,可通过改变转子系统质量刚度分布,一方面降低临界转速振型对不平衡激励敏感度,减小其引起的转子弯曲变形,即不平衡激励低敏感性设计思想^[23];另一方面,可控制临界转速振型节点靠近支点。

3.1.1 大质量惯性部件角向变形控制

对于具有大质量惯性的低压压气机与低压涡轮部件,其惯性主轴倾斜在生产制造和装配过程中是不可避免的,且由于临界转速下两者以角向变形为主,很小的初始偏置角就会产生巨大的旋转惯性激励,使转子发生显著弯曲变形。因此,降低临界转速振型对惯性主轴倾斜旋转惯性激励的敏感度,可有效控制临界转速下转子变形。

不同临界转速振型,对不同形式的初始旋转惯性激励具有不同的敏感程度。运用平动振型对惯性主轴倾斜旋转惯性激励低敏感度的特性,将以局部俯仰特征为主的弯曲振型,转变为以局部平动特征为主的振型,可显著降低惯性主轴倾斜旋转惯性激励载荷作用下转子的弯曲变形。

3.1.2 振型节点与支点相对位置控制

振型节点的物理意义是转子在该位置横向变

形为 0,故支点位于节点附近时,不会产生显著支点动载荷。因此,使振型节点靠近支点是控制临界转速支点动载荷的另一有效策略。弯曲振型节点,可通过改变支承刚度、支点位置/数目以及陀螺力矩效应进行控制。

3.2 模态振型控制评估参数

临界转速振型中,对支点动载荷有重要潜在影响的两个关键因素是大质量惯性部件角向变形程度和振型节点与支点相对位置。为定量评估转子系统质量刚度分布改变对临界转速振型的控制效果,本文提出大质量惯性部件俯仰因子与支点重合因子,作为模态振型控制评估参数。

3.2.1 部件俯仰因子

定义临界转速振型中大质量惯性部件俯仰因子(component incline factor, CIF)为部件首级与末级轮盘横向模态位移之比的绝对值,其表征了大质量惯性部件角向变形程度,表达式为

$$(F_{\text{comp,ci}})_i = \frac{(\phi_{\text{comp,f}})_i}{(\phi_{\text{comp,r}})_i} \quad (7)$$

式中下标 comp 代表大质量惯性部件的缩写名称(如低压压气机以 lpc 表示),下标 i 代表临界转速阶次, $(\phi_{\text{comp,f}})_i$ 与 $(\phi_{\text{comp,r}})_i$ 分别表示大质量惯性部件首级与末级轮盘横向正则模态位移。大质量惯性部件具有高局部刚度,故忽略其微小局部变形将其视为刚体,此时俯仰因子则反映了整个大质量惯性部件倾斜程度。俯仰因子为 1 时,首级轮盘与末级轮盘有相同的横向模态位移,整个部件无角向模态位移。俯仰因子越趋近于 1,大质量惯性部件倾斜程度越小,对惯性主轴倾斜旋转惯性激励敏感度越低。

3.2.2 支点重合因子

定义临界转速模态振型中支点重合因子(support coincidence factor, SCF)为支点轴向位置与距支点最近振型节点的轴向位置之比,其表征了模态振型节点与支点的相对位置关系,具体表达式为

$$(F_{\text{sup,j,sc}})_i = \frac{(x_{\text{node}})_i}{x_{\text{sup,j}}} \quad (8)$$

式中下标 j 代表支点序号,下标 i 代表临界转速阶次, $(x_{\text{node}})_i$ 代表第 i 阶临界转速模态振型中,距第 j 号支点最近的振型节点轴向位置, $x_{\text{sup,j}}$ 代表第 j 号支点的轴向位置。当支点重合因子为 1 时,模态振型节点位置与支点位置重合。支点重合因子越趋近于 1,模态振型节点越靠近支点,临界转速下支点动载荷越低。

3.3 实例验证

3.3.1 角向变形控制验证

基于部件局部角向变形控制,需对临界转速振型中涡轮局部角向变形进行控制。因涡轮自身质量惯性大,陀螺力矩效应较强,陀螺力矩作用下其角向模态位移已较小,故为进一步控制其角向模态位移,可在低压涡轮转子局部采用双支点布局。此处以该结构设计为例,对大质量惯性部件局部角向变形控制有效性进行验证。

如图 9 所示,在 2#支点右侧增加 3#支点,其支承刚度为 3×10^7 N/m。需要说明,增加 3#支点后,前 3 阶临界转速数值变化较小,第 1 阶与第 3 阶临界转速略微增加。

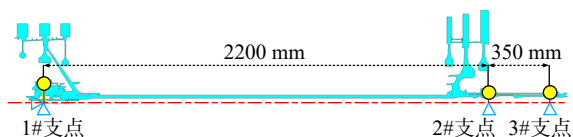


图 9 GTF 发动机高速柔性转子系统支点位置(增加 3#支点)
Fig. 9 Support location of high speed flexible rotor system of GTF engine (adding 3# support)

分析转子系统在涡轮惯性主轴倾斜旋转惯性激励下动力响应,及临界转速支点动载荷变化百分比,结果如图 10 所示。对比涡轮转子原布局与双支点布局方案下转子变形差异,作出转子临界转速下模态振型弹性线与涡轮惯性主轴倾斜激励下动力响应弹性线如图 11 所示。

结果表明,低压涡轮惯性主轴倾斜旋转惯性激励下,以压气机和涡轮局部俯仰特征为主的弯曲临界转速支点动载荷显著降低。第 1 阶整体 1 弯临界转速下 1#与 2#支点动载荷分别降低 45%、14%,第 3 阶涡轮轴 1 弯临界转速下 1#与 2#支点动载荷分别降低 44%、56%。此外,增加的 3#支点在临界转速下动载荷很小,仅约为 500 N。

由模态振型弹性线变化可知,在 3#支点约束作用下,第 1 阶临界转速振型中涡轮角向模态位移减小;第 3 阶临界转速振型中涡轮局部振型由局部俯仰转变为平动为主。

由动力响应弹性线变化可知,增加 3#支点后,相较于原布局方案,转子在第 1、3 阶临界转速下弯曲变形显著减小。第 1 阶临界转速下,涡轮与压气机局部横向变形变化不大,而角向变形显著减小,这使转子实际所受的陀螺力矩显著减小,故作用于支点的动载荷降低。值得注意,3#支点的约束作用使振型后节点远离 2#支点,使 2#支点

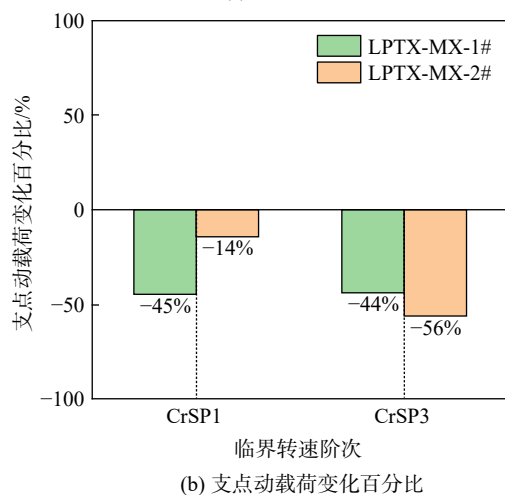
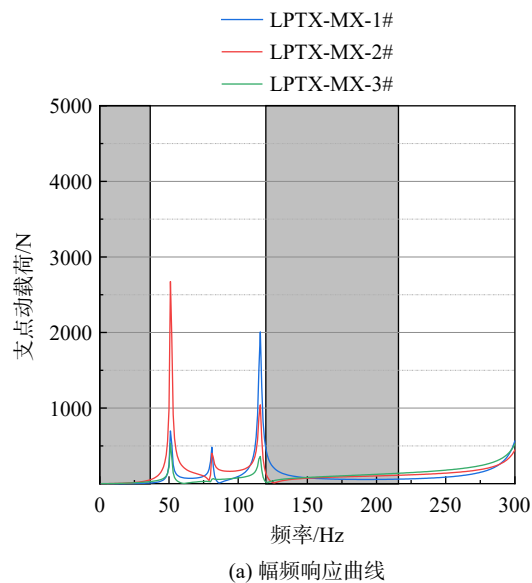


图 10 GTF 发动机高速柔性转子系统支点动载荷(增加 3#支点)
Fig. 10 Bearing dynamic load of high speed flexible rotor system of GTF engine (adding 3# support)

动载荷降低不及 1#支点显著;第 3 阶临界转速下,压气机与涡轮角向变形显著减小,同时涡轮双支点布局有效控制了其横向变形,使两大质量惯性部件附加旋转惯性载荷显著减小,因此作用于支点的动载荷大幅降低。

为定量描述涡轮局部采用双支点布局后,临界转速振型中涡轮俯仰程度的变化,分析涡轮俯仰因子如图 12 所示。

结果表明,增加 3#支点后,第 1、3 阶临界转速模态振型中,低压涡轮俯仰因子更趋近 1。第 1 阶临界转速振型中,涡轮俯仰因子由原布局方案的 2.2 下降至 1.6;第 3 阶临界转速振型中,涡轮俯仰因子由原布局方案的 0.52 增加至 0.71。涡轮俯仰因子的变化,充分表明涡轮俯仰程度的减小,涡轮局部采用双支点布局可有效控制其角向变形。

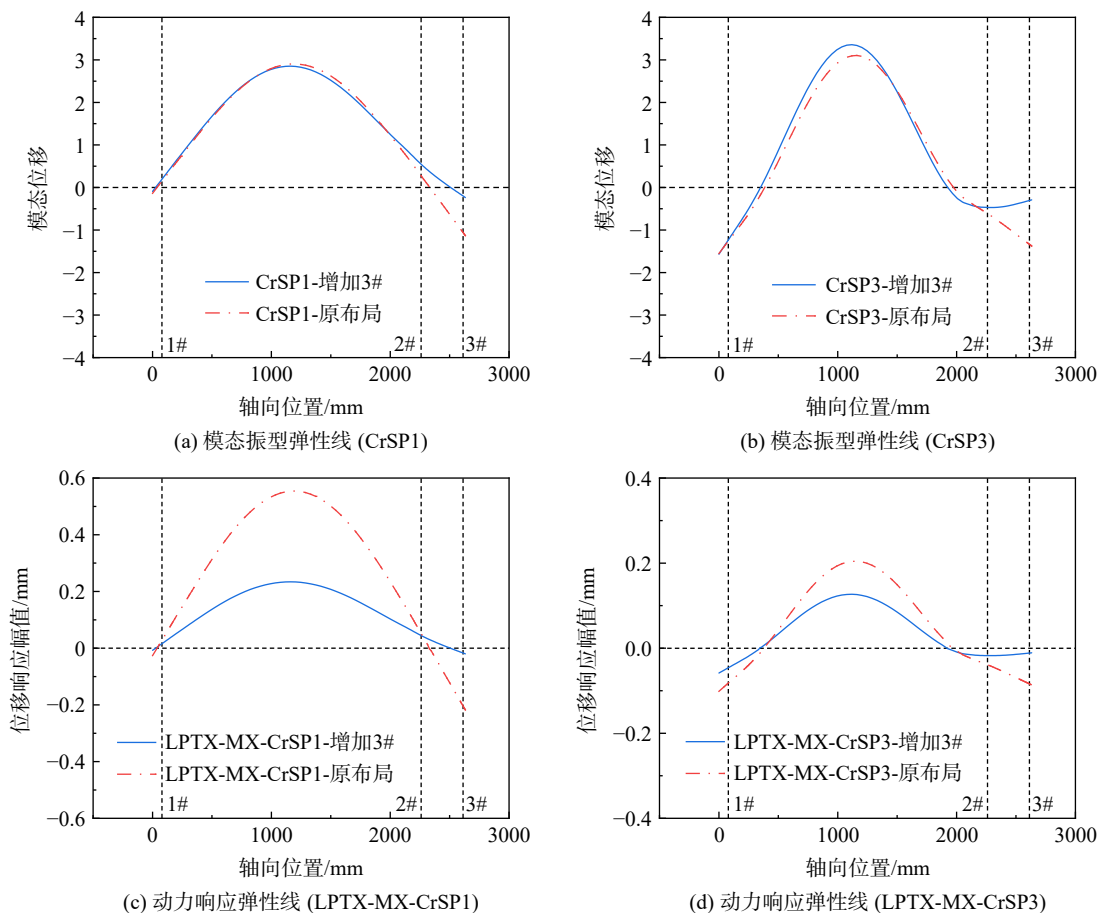


图 11 转子临界转速弹性线对比(增加 3#支点)

Fig. 11 Comparison of elastic line of rotor critical speed (adding 3# support)

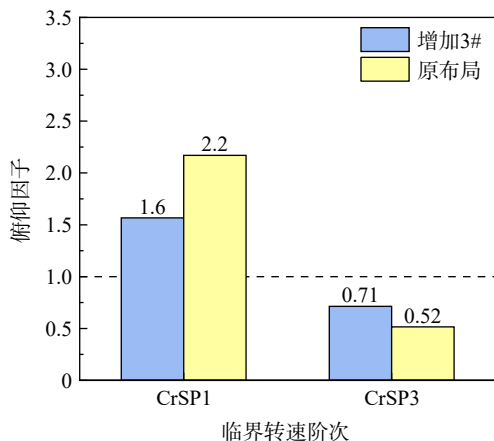


图 12 低压涡轮俯仰因子对比(增加 3#支点)

Fig. 12 Comparison of CIF of low pressure turbine (adding 3# support)

综上所述, 涡轮局部采用双支点布局, 可减小临界转速振型中涡轮俯仰程度, 降低其对涡轮惯性主轴倾斜旋转惯性激励的敏感度, 从根本上减小不平衡激励在临界转速下引起的转子变形, 从而实现支点动载荷的有效控制。值得注意的是, 3#支点并非是通过产生巨大约束力来控制转子变形。

3.3.2 振型节点控制验证

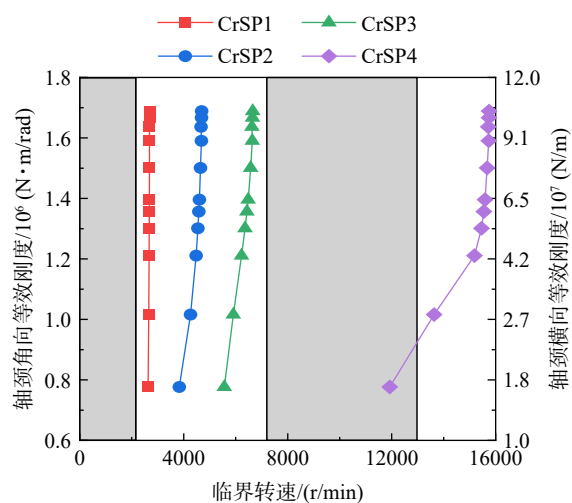
对于低压压气机而言, 局部角向变形控制方法是难以实现的。其原因在于, 低压压气机转子自身质量惯性相对较小, 陀螺力矩效应弱, 难以运用自身陀螺力矩充分减小角向模态位移, 同时低压压气机前支点轴向空间紧凑, 实际中采用局部双支点布局较困难。因此, 为减小压气机惯性主轴倾斜旋转惯性激励下临界转速支点动载荷, 可使振型节点尽可能靠近支点, 即运用模态振型节点控制方法实现支点动载荷控制。通过结构设计优化压气机轴颈刚度, 是实现振型节点控制的有效途径。此处以该结构设计措施为例, 对振型节点控制方法有效性予以验证。

实际中锥壳形轴颈刚度的调整, 主要依靠锥壳厚度与角度的改变。但为便于分析, 本文采用改变轴颈材料弹性模量的方法, 来分析轴颈刚度变化对临界转速振型节点的影响。轴颈刚度改变的力学本质是盘轴连接刚度的变化, 也会对转子临界转速数值及部件俯仰因子产生影响, 从而影响支点动载荷, 故也需对两者进行分析。

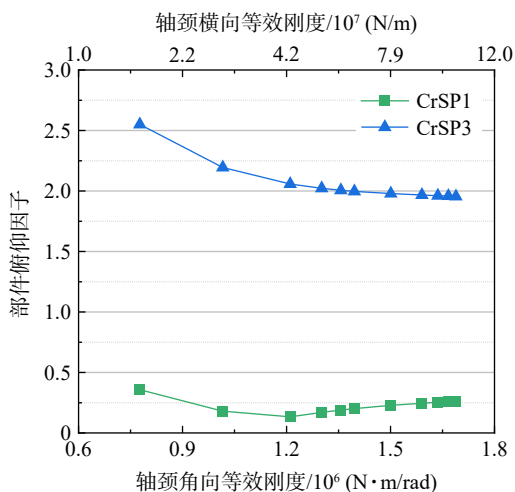
如图 13 所示, 为压气机轴颈刚度变化对转子

临界转速数值、压气机俯仰因子以及 1#支点重合因子的影响。

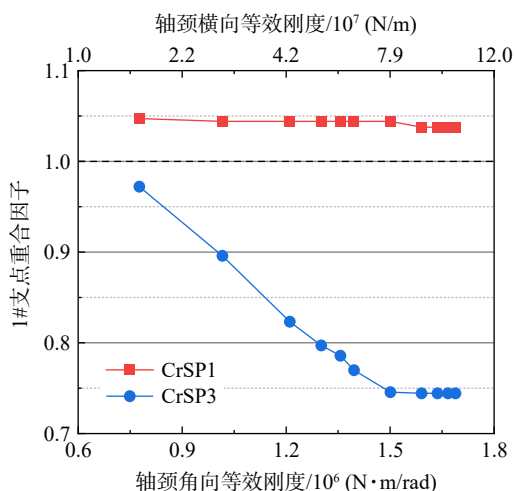
分析结果表明,随压气机轴颈刚度降低,



(a) 临界转速数值变化



(b) 压气机俯仰因子变化



(c) 1#支点重合因子变化

图 13 压气机轴颈刚度变化对临界转速模态影响

Fig. 13 Influence of compressor rear shaft stiffness on rotor critical speed mode

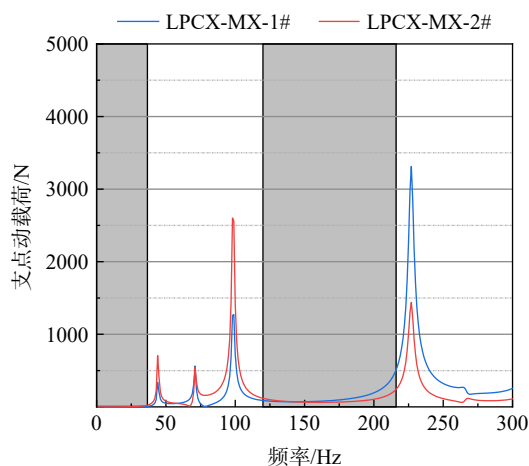
GTF 发动机高速柔性转子系统第 1 阶临界转速几乎不变,第 2 阶与第 3 阶临界转速略微降低,第 4 阶临界转速先略微降低而后显著降低。

对于临界转速振型中压气机俯仰因子,第 1 阶整体 1 弯临界转速中压气机俯仰因子变化较小,先略微降低后再升高,第 3 阶涡轮轴 1 弯临界转速中压气机俯仰变化较为显著,随着压气机轴颈刚度的降低俯仰因子显著增加。对于 1#支点重合因子,随着压气机轴颈刚度的降低,第 1 阶整体 1 弯临界转速中 1#支点重合因子几乎不变,而第 3 阶涡轮轴 1 弯临界转速中 1#支点重合因子逐渐趋于 1。

综上所述,压气机轴颈刚度的减小,可使第 3 阶临界转速振型的前节点充分靠近压气机局部 1#支点,有利于 1#支点动载荷的控制。但压气机俯仰因子的增加,也会使第 3 阶临界转速对压气机惯性主轴倾斜旋转惯性激励更易引起转子的弯曲变形,这对支点动载荷控制又有不利的一面。

选择满足临界转速裕度,且 1#支点重合因子为 0.9 时对应的压气机轴颈刚度,分析转子系统在压气机惯性主轴倾斜旋转惯性激励下动力响应,及临界转速支点动载荷变化百分比,结果如图 14 所示。

分析上述结果,可以看到第 1 阶临界转速下 1#支点动载荷略有增加,2#支点动载荷降低约 41%。其原因在于,压气机俯仰因子略有增加,而 1#支点重合因子几乎未变,压气机惯性主轴倾斜旋转惯性激励下,转子变形略有增加。2#支点动载荷显著降低则是因后振型节点更靠近支点。第 3 阶临界转速下,由于前振型节点显著靠近 1#支点,使其动载荷下降约 65%,但压气机俯仰因子的增加,也使压气机惯性主轴倾斜旋转惯性激励



(a) 幅频响应曲线

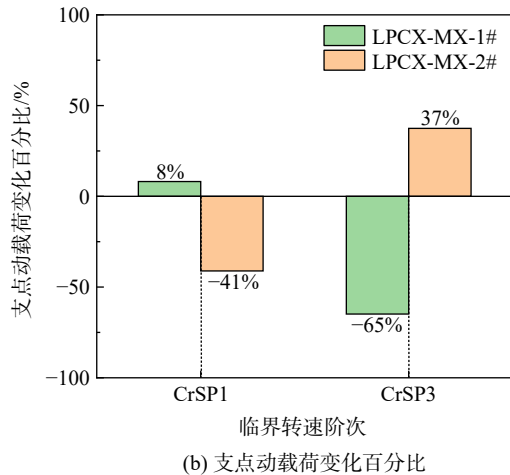


图14 GTF发动机高速柔性转子系统支点动载荷
(改变轴颈刚度)

Fig. 14 Bearing dynamic load of high speed flexible rotor system of GTF engine (changing rear shaft stiffness)

下,转子的变形更为显著,这导致了2#支点动载荷反而增加约37%,故这也是振型节点控制方法的潜在缺点。

4 结 论

本文针对GTF发动机高速柔性转子系统,对其支点动载荷组成及特征进行分析总结,提出了以临界转速模态振型控制为核心的支点动载荷控制方法,以及模态振型控制评估参数,通过有限元仿真分析验证方法有效性,主要结论如下:

1) GTF发动机高速柔性转子系统支点动载荷由大质量惯性部件初始质量分布不对称产生的初始旋转惯性激励,以及由其引起的转子弯曲变形而产生的附加旋转惯性载荷组成。控制高速柔性转子系统支点动载荷,除通过平衡改善转子初始质量分布不均外,更需控制转子的弯曲变形。

2) GTF发动机低压转子的高速柔性特征,使其到达工作转速范围前需通过多阶弯曲振型临界转速。临界转速振型中大质量惯性部件的显著局部俯仰特征,使转子在惯性主轴倾斜旋转惯性激励下,通过临界转速时更易引起显著的支点动载荷。因此,控制GTF发动机高速柔性转子系统支点动载荷的关键在于,通过转子平衡尽可能减小初始惯性主轴倾斜量的同时,调整转子系统质量刚度分布,控制临界转速模态振型,降低临界转速对惯性主轴倾斜旋转惯性激励的敏感度,以及控制振型节点靠近支点。

3) 本文提出以临界转速模态振型控制为核

心的部件角向变形控制与振型节点控制方法,可有效控制GTF发动机高速柔性转子系统临界转速下支点动载荷,支点动载荷可降低约14%~65%。提出的部件俯仰因子与支点重合因子,能定量评估结构设计对临界转速模态振型控制的有效性。

4) 对于GTF发动机的高速柔性转子系统,在低压涡轮局部采用双支点布局,可有效控制临界转速模态振型中涡轮的俯仰程度,有效减小其惯性主轴倾斜旋转惯性激励引起的转子弯曲变形,降低临界转速下支点动载荷。通过降低低压压气机轴颈刚度,可使弯曲临界转速振型节点靠近支点,也是减小局部支点动载荷的有效措施。但压气机轴颈刚度的降低,会增加压气机俯仰程度,可能使转子在压气机惯性主轴倾斜旋转惯性激励下,涡轮局部支点的动载荷有所增加。

参考文献:

- [1] 沈锡钢. 大涵道比涡扇发动机总体性能与循环参数设计[J]. 航空科学技术, 2011(4): 4-7.
SHEN Xigang. Design of performance and cycle parameters of high bypass ratio turbofan[J]. *Aeronautical Science and Technology*, 2011(4): 4-7. (in Chinese)
- [2] KURZKE J. Fundamental differences between conventional and geared turbofans[R]. ASME GT2009-59745, 2009.
- [3] 梁春华. 齿轮驱动涡扇发动机的发展和关键技术[J]. 航空科学技术, 2006(3): 14-17.
LIANG Chunhua. Key technologies and development of geared turbofan engine[J]. *Aeronautical Science and Technology*, 2006(3): 14-17. (in Chinese)
- [4] OLIVER S, HERMANN K. Aero engine concepts beyond 2030: part 1 the steam injecting and recovering aero engine[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2021, 143(2): 021001.1-021001.10.
- [5] 陈懋章, 刘宝杰. 大涵道比涡扇发动机风扇/压气机气动设计技术分析[J]. 航空学报, 2008, 29(3): 513-526.
CHEN Maozhang, LIU Baojie. Fan/compressor aero design technology for high bypass ratio turbofan[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2008, 29(3): 513-526. (in Chinese)
- [6] 陈云永, 杨小贺, 卫飞飞. 大涵道比风扇设计技术发展趋势[J]. 航空学报, 2017, 38(9): 22-29.
CHEN Yunyong, YANG Xiaohe, WEI Feifei. Development trend of high bypass ratio turbofans design technology[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2017, 38(9): 22-29. (in Chinese)
- [7] DEWANJ D, RAO G A, JOS V B. Feasibility study of some novel concepts for high bypass ratio turbofan engines[R]. ASME GT2009-59166, 2009.
- [8] LANGSTON L S. Gears steer new engine designs[J]. *Mechanical Engineering*, 2017, 139(9): 54-55.
- [9] LUND J W, ORCUTT F K. Calculations and experiments on the unbalance response of a flexible rotor[J]. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 1967, 89(4): 785-796.
- [10] RIEGER N F. Unbalance response of an elastic rotor in damped flexible bearings at supercritical speeds[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1971, 93(2): 265-275.

- [11] RABINOWITZ M D, HAHN E J. Steady-state performance of squeeze film damper supported flexible rotors[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1977, 99(4): 552-558.
- [12] CUNNINGHAM R E. Steady-state unbalance response of a three-disk flexible rotor on flexible, damped supports[J]. *Journal of Mechanical Design*, 1978, 100(3): 563-573.
- [13] PALAZZOLO A B, GUNTER E J. Modal balancing of a multi-mass flexible rotor without trial weights[R]. ASME 82-GT-267, 1982.
- [14] TONNESEN J. Further experiments on balancing of a high-speed flexible rotor[J]. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 1974, 96(2): 431-440.
- [15] DARLOW M S, SMALLEY A J, PARKINSON A G. Demonstration of a unified approach to the balancing of flexible rotors[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1981, 103(1): 101-107.
- [16] CHU F, HOLMES R. The effect of squeeze film damper parameters on the unbalance response and stability of a flexible rotor[R]. ASME 96-GT-377, 1996.
- [17] BONELLO P, BRENNAN M J, HOLMES R. A study of the nonlinear interaction between an eccentric squeeze film damper and an unbalanced flexible rotor[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2004, 126(4): 855-866.
- [18] HE F, ALLAIRE P E, DOUSTI S, et al. Forced response of a flexible rotor with squeeze film damper under parametric change[R]. ASME GT2013-95861, 2013.
- [19] 韩清凯, 王浩博, 吕昊, 等. 大型挤压油膜阻尼器非线性动力学分析与优化研究进展[EB/OL]. [2022-04-04]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/43.1409.O3.20211217.0850.002.html>.
- HAN Qingkai, WANG Haobo, LÜ Hao, et al. Progress review on nonlinear dynamics analyses and optimization for large-scaled squeeze film dampers[EB/OL]. [2022-04-04]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/43.1409.O3.20211217.0850.002.html>. (in Chinese)
- [20] 邓旺群, 高德平. 涡轴发动机动力涡轮转子高速动平衡技术研究[J]. *航空动力学报*, 2003, 18(5): 669-675.
- DENG Wangqun, GAO Deping. High speed dynamic balance technique of a power turbine rotor of a turbine shaft engine[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2003, 18(5): 669-675. (in Chinese)
- [21] 邓旺群, 高德平, 刘金南, 等. 转子高速动平衡技术在涡轴发动机整机减振中的作用[J]. *航空动力学报*, 2005, 20(1): 78-85.
- DENG Wangqun, GAO Deping, LIU Jinnan, et al. Effect of high speed dynamic balance technique on turboshaft engine vibration reduction[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2005, 20(1): 78-85. (in Chinese)
- [22] 邓旺群, 聂卫健, 徐友良, 等. 涡扇发动机高速柔性转子振动故障分析及平衡技术研究[J]. *燃气涡轮试验与研究*, 2018, 31(1): 24-30, 58.
- DENG Wangqun, NIE Weijian, XUN Youliang, et al. Vibration fault analysis and balance technique study on a high speed flexible rotor of a turbofan engine[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2018, 31(1): 24-30, 58. (in Chinese)
- [23] 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: 秦理曼)