

风扇叶片丢失激励下转子-支承系统结构 安全性设计策略

洪 杰^{1,2}, 许美玲¹, 马艳红^{1,2}, 梁智超¹, 张 力³

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191;

3. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 以高涵道比涡扇发动机风扇叶片丢失载荷激励下的转子-支承系统为研究对象, 提出了一套结构安全性设计策略, 即通过支承方案与载荷分配、变刚度支承结构和支承结构变形控制, 结合转子结构动力学特性设计, 实现转子结构安全性设计。研究表明: 风扇后支点采用变刚度支承结构设计, 能够在转子减速停车过程中减小风扇局部振动临界转速与相应振幅。通过设计滚珠轴承支承锥壳锥角, 能够使支承具有较高的轴向承载能力并减小转轴变形对滚珠轴承的影响。轴承座底部与转轴间采用鼓形配合面连接设计, 能够在大弯矩作用下通过配合面相互滑移避免支承随转轴变形, 保证轴承安全。研究结果可为恶劣载荷作用下高涵道比涡扇发动机结构安全性设计提供依据。

关 键 词: 叶片丢失; 风扇转子; 支承结构; 安全性设计; 变刚度; 变形控制

中图分类号: V23

文献标志码: A

Structure safety design strategy of rotor-support system due to fan blade loss

HONG Jie^{1,2}, XU Mei-ling¹, MA Yan-hong^{1,2},

LIANG Zhi-chao¹, ZHANG Li³

(1. School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China;

3. Shenyang Engine Research Institute,

Aero Engine (Group) Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: Taking the high bypass ratio turbofan engines as the research object for the rotor-support system under the load of blade loss, the strategies of structural safety design were put forward for the supporting scheme with loading distribution, variable stiffness support structure and the deformation control of support structure. Combined with the dynamic design on rotor, the safety design was realized. Research showed that, the variable stiffness support design at the rear bearing could reduce the critical speed and corresponding vibration amplitude, leading to local vibration of the fan during the process of slowing down. Through the design on cone angle of the conical shell at the ball bearing, decreasing the influence of shaft deformation on the ball bearing and the support could withstand the big axial direction load. The design of drum-like matching interface between the bottom of bearing case and rotating shaft could avoid the support deformation through the matching surfaces slipping upon

each other, thus ensuring the safety of the bearing. The research results can provide a technical reference for safety design on high bypass ratio turbofan engines under severe loadings.

Key words: blade loss; turbofan rotor; support structure; safety design; variable stiffness; deformation control

高涵道比涡扇发动机风扇尺寸巨大,易被外物打伤导致掉角或叶片丢失,将使发动机处于恶劣载荷工况。从发动机整机结构的安全性考虑,为防止叶片丢失造成二次故障,保证飞行安全,应该对风扇及其转子系统的结构安全性设计进行研究。针对风扇的安全性设计主要包括两个方面:

1) 提高风扇机匣包容性^[1],避免叶片丢失部分高速撞击破坏机匣飞出,对飞机机体造成损伤。

2) 在叶片丢失产生的瞬态横向冲击以及随后形成的巨大不平衡载荷激励下,提高转子-支承系统抗大不平衡激励的能力。

近年来,国外各航空发动机公司对高涵道比涡扇发动机风扇叶片丢失进行了深入的研究,形成了较为成熟的转子-支承系统结构安全性设计体系。针对超大不平衡激励下转子系统安全减速通过临界转速的转子动力学设计问题,提出的设计方案有前支承结构熔断失效设计^[2-3]、变刚度支承结构设计^[4-5]。针对风扇后轴承载荷大问题提出的设计方案有轴承座连接鼓形配合界面设计^[6-7]、转子弯曲刚度和支承刚度协调性设计^[8]。然而,以上文献只是对结构方案进行分析,在对其结构的工程适用性、动力学特性、关键设计参数的确定方法及其结构对安全性影响等方面缺少相关的研究。

对于叶片丢失载荷激励下的转子结构系统动力响应问题,各航空发动机设计集团进行了大量的损伤机理^[9]和计算仿真^[10]研究,研究内容涵盖转子、轴承、支承框架以及安装节在内的整机结构系统,建立了一系列兼具科学和工程价值的理论方法。国内相关问题的研究尚在起步,洪杰等^[11]针对高涵道比涡扇发动机风扇叶片丢失,建立了转子系统在叶片丢失载荷激励下的动力学机理分析模型,采用数值方法对发动机转子系统振动响应进行了计算和分析。

结合此领域的研究现状,本文针对风扇叶片丢失激励下的转子系统安全性设计要求,从支承方案与载荷分配、支承结构变刚度及变形控制3个方面提出了结构安全性设计策略,并对其产生的力学特性进行了机理研究和仿真计算,为高涵道比涡扇发动机风扇转子-支承系统的结构安全

性设计提供参考。

1 叶片丢失结构安全性设计要求

美国 MIL-STD-1783《发动机结构完整性与可靠性大纲》(ENSIP)中,对叶片丢失恶劣载荷作用下的发动机结构安全性设计提出了要求:“发动机不应发生非包容失火;不应发生转子、轴承、支承或安装节的灾难性破坏;发动机能够安全停车。”为了对发动机结构的安全性进行评估及优化设计,需要根据不同发动机结构特征和相应的力学过程开展研究。文献^[10]研究发现,对于高涵道比涡扇发动机,在风扇叶片丢失后对转子系统安全性构成威胁的主要是冲击响应和超大不平衡激励。因此,需要在相应的恶劣载荷下对转子轴段和轴承支承结构进行安全性设计。

对于高涵道比涡扇发动机转子系统,风扇叶片丢失产生的不平衡载荷远大于设计状态的不平衡载荷,使系统振动响应变得非常复杂并且具有破坏性。在发动机故障后减速停车过程中,当低压柔性转子通过临界转速时,结构的振动响应可导致转静件之间严重碰摩^[12],加剧整机振动程度,从而严重影响发动机的可靠性。此外,位于风扇后的主轴承更将承受巨大的瞬时冲击载荷以及持续的附加不平衡载荷,可能导致轴承滚动体损坏,使转子发生抱轴。

针对上述叶片丢失可能引发的危及飞行安全的问题,需要针对不同的结构破坏形式采用不同的安全性结构设计。本文以降低高速柔性转子在超大不平衡载荷激励下的振动响应和保护支承轴承完整性为目的,开展转子结构动力学安全设计策略和方法研究。

2 结构安全性设计策略

为了降低超大不平衡激励下转子振动响应以及保护风扇后支承轴承的完整性,高涵道比涡扇发动机转子-支承系统的结构安全性设计应考虑以下3个方面:

1) 调整转子支承方案,优化载荷分配。

2) 变刚度支承结构设计使风扇转子系统在大不平衡激励下以较低的转速通过临界状态。

3) 减小滚珠轴承接触角的变化,从而保护轴承的完整性。

2.1 支承方案与载荷分配

高涵道比涡扇发动机风扇转子通常采用悬臂支承结构方案,在风扇前不布置支点,风扇后两支点分别采用滚珠轴承和滚棒轴承,并与高压转子前支点共用中介机匣承力框架,涡轮后由滚棒轴承独立支承。

如图 1 所示,风扇后前支点采用滚珠轴承是高涵道比涡扇发动机普遍采用的方案,它能在低压轴折断时将风扇保持在发动机内。风扇后前支点的滚珠轴承除了承受径向载荷以外还要承受巨大的轴向载荷,但随着发动机功率的不断提高,风扇直径不断增大,在叶片丢失等恶劣条件下,巨大不平衡量造成的径向载荷和气流脉动引起的轴向载荷均大幅度提高,这时滚珠轴承很难保证轴承以及转子系统的安全性。

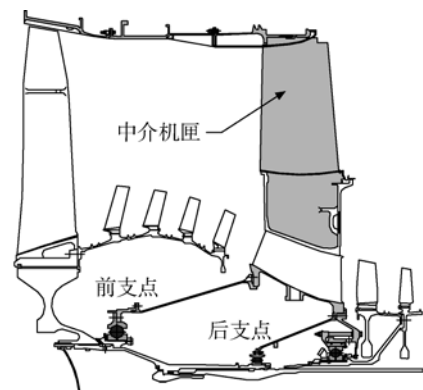


图 1 典型发动机风扇后轴承布置形式
Fig. 1 Typical arrangement of rear bearing at the engine fan

从结构安全性设计的角度,风扇后前支点采用径向承载能力强的滚棒轴承,而轴向载荷由后面的轴承承载,通过优化支承载荷的分配,能够提高轴承的抗冲击能力和安全性,避免轴承因过载导致破坏。

风扇后前支点采用滚棒轴承,若风扇断轴,风扇盘将会甩出。RB211-22B 发动机风扇转子发生多起风扇甩出事故^[13],但由于风扇是耗功的被驱动件,轴断裂飞出后转速锐减,不会发生涡轮轴断裂后轮盘飞转爆裂打坏发动机机匣及其他结构的危害,并且通过轴段损伤容限安全性设计和发动机振动监控系统改进等措施,已经基本解决其安全性问题。对于目前正在使用的几种大型发动机来说,风扇断轴故障十分罕见,远低于风扇叶片丢

失发生的概率。因此本文的安全性设计策略,主要针对的是风扇叶片丢失故障可能造成的危害。

如图 2 所示,在转子-支承系统中风扇后 1# 支点采用滚棒轴承,2# 支点采用滚珠轴承。由于 2# 支点处转轴的直径小,如果滚珠轴承直接装在此处,轴承内径则较小,承受轴向载荷的能力很小。因此在结构设计上通过增大轴承内径来保证滚珠轴承具有足够的承载能力。

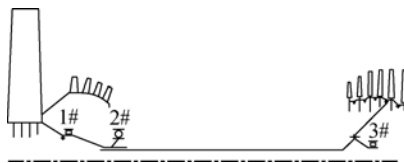


图 2 转子-支承结构中风扇后 1# 支点采用滚棒轴承示意图

Fig. 2 Rod bearing used at the 1# support behind the fan in rotor-support structure

2.2 变刚度支承结构设计

对于转子-支承系统,风扇叶片丢失之后产生的动载荷主要分为两类:丢失叶片在发动机内部碰撞对转子系统造成的瞬态横向冲击载荷;叶片丢失后转子质量偏心造成的大不平衡载荷。不平衡载荷的幅值正比于转速的平方,降低转子系统临界转速可以大幅降低过临界时的不平衡载荷,从而减小转子减速通过临界转速时的振幅和 1# 支点轴承负载。转子临界转速由转子结构、支承刚度、质量分布等因素决定,在转子的结构设计完成后,改变支承刚度就成为调整转子系统临界转速的主要手段^[14]。

风扇叶片丢失对靠近风扇的 1# 支点影响最大,其载荷的峰值远大于其他支点^[15]。主动减小 1# 支点支承刚度,可以减小该支点负载并降低转子临界转速。当 1# 支点采用滚棒轴承时,由于不需要该支点承受轴向载荷,其支承刚度可以减小至零刚度,即相当于支点主动失效。

风扇后 1# 支点滚棒轴承通过支承鼓筒支承于中介机匣,可采用以下两种设计方案使 1# 支点主动失效:

1) 在鼓筒上设计局部薄弱段,薄弱部分在大载荷作用下变形断裂,如图 3 所示。

2) 在支承鼓筒连接位置采用易断螺栓结构,螺栓被削弱的部分在大载荷作用下瞬时断裂,切断支承结构,如图 4 所示。

超大不平衡载荷的冲击作用使 1# 支点失效

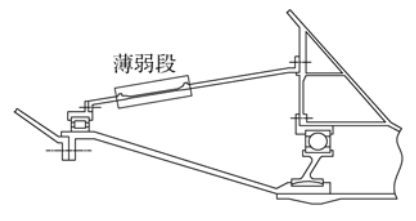


图3 鼓筒局部薄弱段设计

Fig. 3 Locally weakened drum design

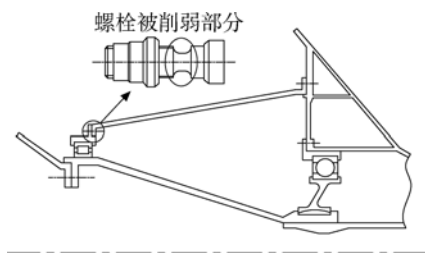


图4 易断螺栓连接设计

Fig. 4 Easy broken bolt connection design

后,相邻的2#支点独立支承低压转子前端,对滚珠轴承的安全性造成不利影响,因此需要进行安全性设计,避免因滚珠轴承损坏造成转子系统安全性故障。

2.3 支承结构变形控制

风扇叶片丢失使转子产生质量偏心,在运转过程中产生的惯性力对支承轴承产生弯矩,进而使轴承内环产生偏转角。内环偏转角会使同一个滚动体的内、外接触角同时增大或减小(当内环产生 0.028° 的偏转角,接触角的最大变化量约达 3° ^[16])。接触角作为滚珠轴承重要的结构参数之一,对轴承组件的载荷分布、运动关系、润滑、摩擦等都有重要的影响。滚珠接触角循环变化将导致滚动轴承因表面损伤失效^[17],产生突变的冲击脉冲力,引起系统谐振,导致振动和噪声增大。因此,为了保证轴承接触角变化不超过允许值,需要通过控制支承结构变形从而减小弯矩作用下轴承内环偏转角。

如图5所示滚珠轴承采用了转轴与轴承支承结构刚度协调性设计,滚珠轴承内外环支承均采用前倾的锥壳结构,锥形支座(内锥壳)、支承锥壳(外锥壳)与轴线的夹角分别为内锥壳半锥角 θ_1 和外锥壳半锥角 θ_2 ,称为锥壳的半锥角。

为了减小弯矩作用下轴承内、外环的偏转,应使内锥壳与转轴连接位置发生角向相对变形,以减小内、外锥壳的变形。此外,由于该支点采用主要承受轴向载荷的滚珠轴承,故还应当保证滚珠轴承的

内外支承结构具有足够大的轴向承载能力^[18]。为了达到以上要求,在结构设计上需要满足以下条件。

1) 轴承支承内锥壳与转轴连接结构:具有较大的轴向刚度,较小的角向刚度,提高轴向承载能力,降低轴承内环的偏转。

2) 轴承支承外锥壳与中介机匣前锥壳连接结构:具有较大的轴向刚度,较大的角向刚度,降低轴承外环偏转同时提高轴向承载能力。

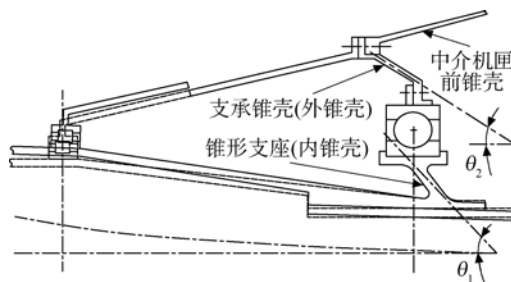


图5 转轴与轴承支承结构刚度协调性设计

Fig. 5 Coordination design on stiffness of shaft and bearing

在发动机运转过程中,当弯矩过大时,若转轴与轴承内锥壳角向刚度难以降低到削弱轴承内环变形的程度时,可以通过如图6所示轴承座连接鼓形配合界面设计,通过轴承座底部内凹的鼓面与转轴上外凸的鼓面配合来连接转轴和支承结构,发动机正常工作时通过限位环、销钉、挡环等限制鼓形配合面的相对滑移,大不平衡载荷作用下切断限位结构释放连接结构角向刚度,可以有效解除弯矩对轴承支座以及内环偏转角的影响。

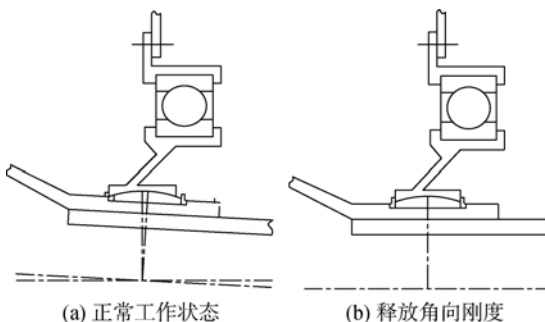


图6 轴承座鼓形配合面设计

Fig. 6 Design of drum-like matching interface at the bearing case

3 变刚度支承转子系统动力学特性分析

本节主要针对采用变刚度支承结构设计的安全性策略时,转子系统的动力特性进行分析。

3.1 变刚度支承转子固有特性

为了分析风扇后 1# 支点支承刚度对转子各阶临界转速及振型的影响规律,针对典型高涵道比涡扇发动机低压转子进行实体单元有限元建模,如图 7 所示.在计算分析中转子支承刚度采用相对于轴段弯曲刚度的当量刚度表示,以减少轴的材料、尺寸和弯曲刚度的影响。

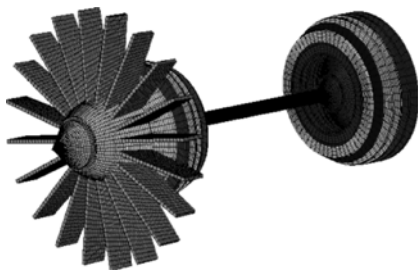


图 7 基于实体单元建立的计算模型

Fig. 7 Simulation model based on entity elements

支承结构的当量刚度定义为支承刚度与转子轴段最小等效刚度的比值,即

$$K_r = \frac{K_t}{K_{s0}} \quad (1)$$

其中 K_t 支承刚度, K_{s0} 为转子轴段最小等效刚度。

模型转子轴段最小等效刚度为 4.31×10^7 N/m,计算得到转子临界转速随 1# 支点当量刚度变化曲线如图 8 所示。

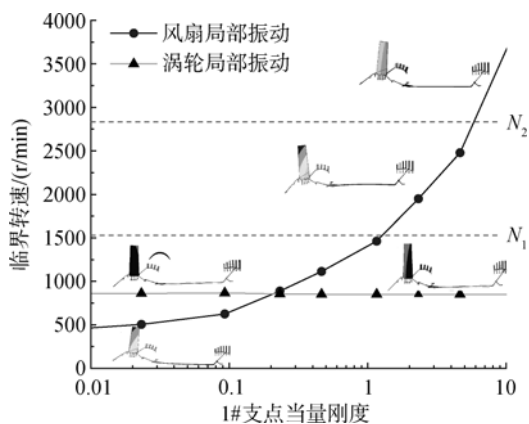


图 8 1# 支点当量刚度变化对临界转速的影响

Fig. 8 Critical speed varying with the support stiffness of 1# support

高涵道比涡扇发动机低压转子为典型的柔性转子,转轴细长,质量集中在前后两端,其振动模态有风扇、低压涡轮局部振动和整体弯曲振动.转子高速转动时,陀螺力矩增强转子弯曲刚性,使转子弯曲振动临界转速增大;而对于涡轮局部振动,

其振型为涡轮平动,由于陀螺力矩基本不随转子转速变化,因而其临界转速基本不变,并且低于慢车转速。

1# 支点当量刚度变化,对风扇局部振动临界转速及振型影响较大,临界转速随支点当量刚度的减小迅速降低.低压转子临界转速对前支承当量刚度十分敏感,当前支承当量刚度由 0.2 降低到 0.01 时,临界转速减小 46.2%.因此,在叶片丢失等大不平衡激励下,可以通过 1# 支点主动失效(当量刚度大幅下降至小于 0.01),即变刚度支承设计大幅降低转子临界转速,优化转子动力响应。

3.2 变刚度支承转子响应特性

为了验证 1# 支点失效对转子动力响应的影响,假设风扇单片叶片丢失,分别计算 1# 支点正常支承和失效两种状态下调转子的振动响应和支点径向载荷幅值,为了减少叶片质量、阻尼等因素对结果的影响,使反映的规律具有普适性,对振幅、载荷进行归一化处理。

定义相对振幅系数 R_a ,相对径向载荷系数 R_r 如下所示:

$$R_a = \frac{A_i}{A_{\max}} \quad (2)$$

其中 A_i 风扇叶尖振幅, $A_{\max}$ 为 1# 支点正常支承状态下低压转子减速停车过程中叶尖最大振幅。

$$R_r = \frac{R_i}{R_{\max}} \quad (3)$$

其中 R_i 支点径向载荷, $R_{\max}$ 为 1# 支点正常支承状态下低压转子减速停车过程中 1# 支点最大径向载荷。

风扇叶片参数及叶片丢失产生的不平衡参数如表 1 所示,计算结果归一化处理后如图 9 所示,图中 N_1 为转子慢车转速, N_2 为转子最大转速。

表 1 风扇叶片参数及转子不平衡参数

Table 1 Parameters of the fan blade and rotor imbalance

参数	数值
单片叶片质量/kg	15.86
叶片质心半径/m	0.57
单片叶片丢失引起的不平衡量/(kg·m)	9.1

由于涡扇发动机低压转子在工作转速范围内处于超临界状态,风扇叶片丢失后,转子转速迅速下降,风扇叶尖振幅逐渐增大,并在临界状态下达到最大值,风扇转子叶片及机匣结构将受到严重

的破坏;同时1#支点滚棒轴承径向负载达到最大值,易导致滚动体破碎,转子抱轴。

当1#支点主动失效后,低压转子由三支点支承变为两支点支承,慢车转速时风扇叶尖振幅下降约26.7%,风扇局部俯仰振型临界转速值降低42.3%,风扇叶尖在临界转速状态下最大位移响应降低28.1%;1#支点不再承受径向载荷,2#支点减速过程中径向载荷幅值增大12.9%。

以上计算分析表明,风扇叶片丢失后,采用1#支点主动失效设计,可以有效避免1#支点轴承过载破坏,同时大大减小转子临界转速,对应最大振动幅值也减小,提高了结构的安全性。

2#支点相对于1#支点承受较小的径向载荷,1#支点失效后径向载荷略有增大,在可以接受的范围内。

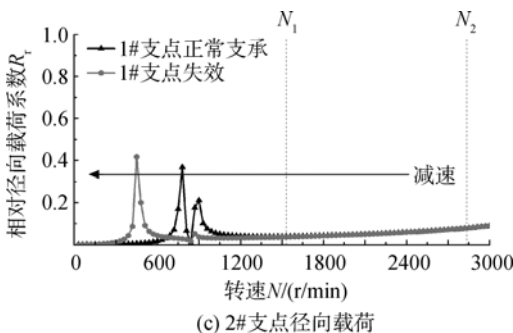
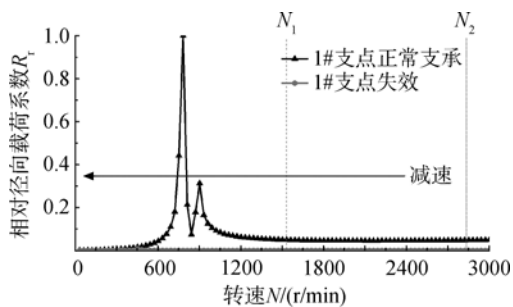
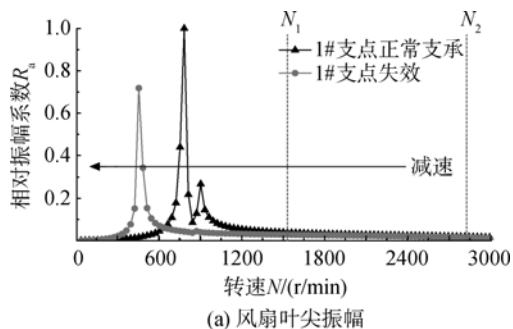


图9 1#支点失效对转子动力响应的影响
Fig. 9 Impact of 1# support failure on the rotor dynamic response

4 滚珠轴承及支承结构安全性设计

在滚珠轴承安全性设计中,可以通过合理设计支承结构的刚度来减小弯矩作用下轴承内环偏转角,设计方法有以下两种:转轴与支承结构刚度协调性设计;轴承内环与轴间采用鼓形面配合连接,大弯矩作用下释放角向刚度设计。

4.1 支承结构锥角优化

图5所示的锥壳连接结构,其角向刚度和轴向刚度受锥角等结构参数以及材料参数的影响,在不改变材料参数并且锥壳结构上下端的尺寸确定时,锥壳的角向刚度和轴向刚度主要由锥角决定,实际中可以通过支承结构锥角的优化设计,来获得较为理想的角向刚度和轴向刚度。通过数值仿真研究锥壳锥角对支承结构角向刚度、轴向刚度以及轴承内环偏转角的影响,结果如图10和图11所示。需要说明的是,计算结果中均采用的图5所示的半锥角来表示锥角。

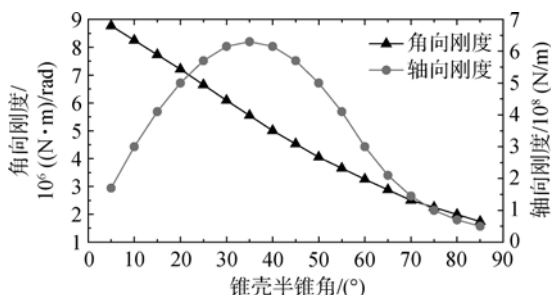


图10 锥壳连接结构角向、轴向刚度与锥壳半锥角关系
Fig. 10 Angular stiffness and axial stiffness varying with the half cone angle of conical shell connection structure

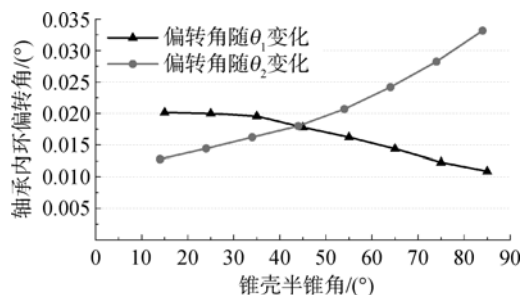


图11 轴承内环偏转角与锥壳半锥角关系
Fig. 11 Deflection angle of the inner bearing varying with half cone angle of the conical shell

从图10中可以看出,锥壳半锥角 θ_1 、 θ_2 对连接结构的角向刚度和支承结构的轴向刚度影响明显。伴随半锥角不断增大,连接结构角向刚度不断

减小;支承的轴向刚度则随半锥角增大先增大并在 35° 左右达到最大后再减小。如图 11 所示,内、外锥壳的半锥角 θ_1, θ_2 对轴承内环偏转角的影响规律相反。内环偏转角随 θ_1 增大不断减小;随 θ_2 增大不断增大。

由此可以得出,在实际设计过程中,为了降低支承与转轴连接结构角向刚度,提高支承与中介机匣连接结构角向刚度,从而减小轴承内环偏转角;同时又保证支承的轴向刚度,提高其承受轴向载荷的能力。外锥壳半锥角 θ_2 应选取在 35° 左右,内锥壳半锥角 θ_1 则需要平衡其对轴向承载能力及内环偏转角的影响,选取合适的值。

4.2 鼓形配合界面位置优化

图 6 所示轴承内环与轴段之间采用鼓形配合界面设计。当 1# 支点失效后,必须保证作用在 2# 支点鼓形配合界面两端限位环上的力能够迅速切断限位环,通过界面间相对滑移释放连接结构角向刚度。在结构尺寸确定的情况下,配合界面设计位置对限位环受力影响重大。

对支承结构进行受力分析,如图 12 所示, R 为叶片丢失位置到轴承底座底部的轴向距离; b 为转轴半径; r 为鼓形配合面到支座底部的轴向距离; θ_3 为支座半锥角。

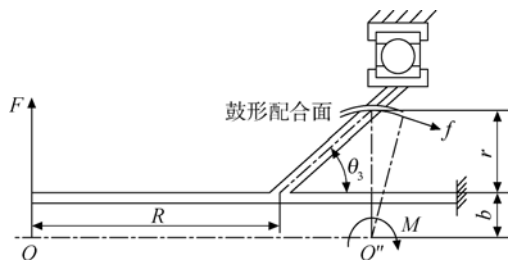


图 12 采用鼓形配合面设计的支承结构受力示意图

Fig. 12 Force diagram of supporting structure using drum-like matching interface design

假设不平衡载荷值为 F , O' 位置所受弯矩大小为 M , 配合面后端限位环受力大小为 f , 根据力矩平衡方程可得

$$M = F(R + r \cot \theta_3) = f(r + b) \quad (4)$$

$$f = \frac{F(R + r \cot \theta_3)}{r + b} \quad (5)$$

计算得到的 f 理论解可为限位环的设计提供依据。

以图 7 所示的发动机转子结构为例,其结构尺寸参数如表 2 所示,叶片在 2830 r/min 转速下丢失产生的不平衡载荷由表 1 参数计算求得,基于上述

理论公式计算得到 f - r 变化关系曲线如图 13 所示。

表 2 支承结构尺寸参数

Table 2 Parameters of the support structure

R/mm	$\theta_3/(\circ)$	b/mm
538.9	47	119.7

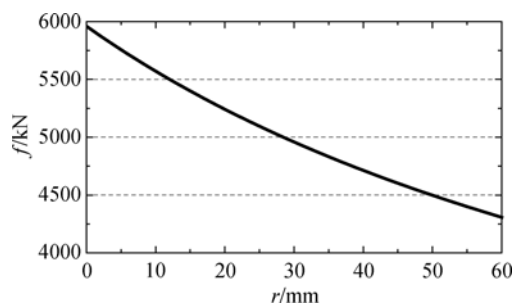


图 13 限位环受力 f 随鼓形配合面位置 r 变化关系

Fig. 13 Force f on the spacing ring varying with the position r of drum-like matching interface

从图 13 中可以看出,将鼓形配合界面设计在支座底部($r=0$ mm)相比设计在轴承内圈($r=60$ mm)限位环受力增大 38.7%,更易被切断,从而有效释放支承结构角刚度。故在工程设计时,应当将鼓形配合界面设置于支座底部,即图 6 所示。

5 结论及展望

高涵道比涡扇发动机的结构安全性设计要求发动机在叶片丢失的恶劣载荷作用下,风扇机匣要具有包容能力,同时转子系统也要具有一定的转动能力并能够安全停车。转子-支承系统在不平衡载荷作用下振动响应控制是保证发动机转-静子结构不受到严重破坏的基础。本文采用结构设计与动力学评估相结合的方法,对风扇转子系统结构安全性设计开展研究,提出了保证转子系统安全性的变刚度支承结构设计,通过对大不平衡载荷作用下风扇转子-支承系统的动力学响应仿真计算验证其有效性,并给出了滚珠轴承支承结构安全性的结构特征参数的影响规律。主要研究结论如下:

1) 风扇叶片丢失造成大不平衡载荷时,紧靠风扇后的支点采用滚棒轴承可优化支点载荷分配,提高轴承的抗冲击能力和安全性,避免滚动体过载损坏造成转子抱轴。

2) 降低风扇后 1# 轴承支承刚度可以有效降低风扇俯仰振动临界转速,减小减速停车过程中风扇振幅与 1# 支点径向载荷,保证转子能够安

全停车。

3) 1#支点失效后,2#支点采用锥壳支承结构,通过合理设计半锥角减小轴承内环偏转角,能够减小不平衡载荷产生的弯矩对轴承接触角的影响,保证轴承在风扇叶片丢失后安全运转。若弯矩过大,可在安装座底部设计鼓形配合界面,通过两鼓形配合界面间的相对滑移释放轴承角向刚度。

本文提供了一种能够使发动机遭遇恶劣载荷仍能安全停车的方法,并进行了初步的、定性的计算分析,在今后的深入研究中将针对轴承失效等具体问题详细的定量计算。

参考文献:

- [1] 宣海军,陆晓,洪伟荣,等.航空发动机机匣包容性研究综述[J].航空动力学报,2010,25(8):1860-1870.
XUAN Haijun, LU Xiao, HONG Weirong, et al. Review of aero-engine case containment research[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(8): 1860-1870. (in Chinese)
- [2] Boratgis E. Turbine engine bearing support; US, 6428269 [P]. 2001-04-18.
- [3] Kastl J A. Bearing support fuse; US, 6447248 [P]. 2002-09-10.
- [4] Gerez V. Method for enabling operation of an aircraft turbo-engine with rotor unbalance; US, 5974782 [P]. 1999-11-02.
- [5] Allen J W, Udall K F. Turbofan with frangible rotor support; US, 6109022 [P]. 2000-08-29.
- [6] Lynn A B, Charles G C, Lee F K, et al. Bearing assembly for a gas turbine engine; Germany, European Patent: 1191191 [P]. 2002-03-27.
- [7] Van Duyn K G. Turbine engine bearing; US, 6331078 [P]. 2001-12-18.
- [8] Van Duyn K G. Bearing support; US, 097413 [P]. 2006-08-29.
- [9] Kalinowski P, van Bargaen O, Liebich R. Vibrations of rotating machinery due to sudden mass loss[R]. Seoul, Korea: the 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics, 2010.
- [10] Lawrence C, Carney K, Gallardo V. Simulation of aircraft engine blade-out structural dynamics [R]. NASA/TM-2001-210957, 2001.
- [11] 洪杰,郝勇,张博,等.叶片丢失激励下整机力学行为及其动力特性[J].航空发动机,2014,40(2):19-23.
HONG Jie, HAO Yong, ZHANG Bo, et al. Mechanical behaviors and dynamic characteristics of turbofan engine due to fan blade off [J]. Aeroengine, 2014, 40(2): 19-23. (in Chinese)
- [12] 刘书国.航空发动机转静子碰摩的动力学响应研究[D].北京:北京航空航天大学,2012.
LIU Shuguo. Studies on dynamics of the rotor-to-stator rub-impact in aero engine [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)
- [13] 陈光. RB211 三转子涡轮风扇发动机[M].北京:北京航空航天大学出版社,2014:686-690.
- [14] 邓旺群,聂卫健,何萍,等.高速柔性转子临界转速随支承刚度的变化规律[J].噪声与振动控制,2015,35(3):98-101.
DENG Wangqun, NIE Weijian, HE Ping, et al. Variation laws of critical speeds of a high-speed flexible rotor with different supporting stiffness [J]. Noise and Vibration Control, 2015, 35(3): 98-101. (in Chinese)
- [15] Sinha S, Dorbala S. Dynamic loads in the fan containment structure of a turbofan engine [J]. Journal of Aerospace Engineering, 2009, 22(3): 260-269.
- [16] 张学宁,韩勤锴,褚福磊.基于简化 Jones-Harris 方法的球轴承接触角研究[J].振动与冲击,2013,32(13):150-171.
ZHANG Xuening, HAN Qinkai, CHU Fulei. Contact angle of ball bearings based on a simplified Jones-Harris method [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(13): 150-171. (in Chinese)
- [17] 曹宏瑞,何正嘉,晔艳阳.高速滚动轴承力学特性建模与损伤机理分析[J].振动与冲击,2012,31(19):134-140.
CAO Hongrui, HE Zhengjia, ZI Yanyang. Modeling of a high-speed rolling bearing and its damage mechanism analysis [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(19): 134-140. (in Chinese)
- [18] 廉永正,王明宇,潘忠文.锥壳结构轴向刚度研究[J].导弹与航天运载技术,2011(5):47-49.
LIAN Yongzheng, WANG Mingyu, PAN Zhongwen. Axial stiffness of conical shell structures [J]. Missiles and Space Vehicles, 2011(5): 47-49. (in Chinese)

(编辑:陈越)