

不同推力级高涵道比涡扇发动机 结构与力学特征定量评估*

刘继兴¹, 张大义¹, 郑华强¹, 洪杰^{1,2}

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100083)

摘要: 针对不同推力级高涵道比涡扇发动机的结构设计与定量评估的需求, 修正了弯曲刚度轴向分布系数和变形协调性参数的计算公式。对不同推力级的典型高涵道比涡扇发动机CFM56与GE90采用结构效率评估方法进行计算与对比, 结果表明: GE90高压转子的弯曲刚度分散系数高出CFM56高压转子的17.7%, 大尺寸发动机高压转子应当增强局部刚度; 在承载能力设计中大尺寸发动机重点关注风扇处可能引起的转静件碰摩, 小尺寸发动机重点关注间隙变化带来的气动效率损失; 两台发动机低压转子的弯曲应变能系数均大于20%, 对连接结构的设计应当避免应变能集中处; GE90转静间隙变化量范围 $[-4.5\text{mm}, 2.3\text{mm}]$, 明显高于CFM56的 $[-1.4\text{mm}, 1.0\text{mm}]$; 在不平衡量作用下, 整机振动动力学响应及敏感度分析中, 需同时关注不平衡量的大小和相位的影响。

关键词: 高涵道比涡扇发动机; 定量评估; 结构效率; 整机振动响应

中图分类号: V231.9 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2018) 05-1077-08

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2018.05.014

Quantitative Evaluation for Structure and Mechanical Characteristics of Different Thrust High Bypass Ratio Turbo Fan Engines

LIU Ji-xing¹, ZHANG Da-yi¹, ZHENG Hua-qiang¹, HONG Jie^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100083, China;
2. Collaborative Innovation Center of Advanced Aero-Engine, Beijing 100083, China)

Abstract: Aiming at the requirement of structural design and quantitative evaluation for high bypass ratio turbofan engines with different thrust, the formulas for calculating the axial distribution coefficient of bending stiffness and rotor-to-stator deformation coordination parameters are modified. The compare results by structural efficiency method for two different thrust high bypass ratio turbofan engines of CFM56 and GE90 exhibit that the flexural stiffness coefficient of GE90 HP rotor is higher than that of CFM56 by 17.7%, so HP rotor for largesize engines should enhance local stiffness. In the load capacity design, largesize engines focus on potential rub-impact in fan location, small size engines focus on the pneumatic loss of caused by the gap. Bending strain energy coefficient for LP rotor of CFM56 and GE90 are both over 20%, so the design of the connection structure should avoid the location of strain energy concentration. Rotor-to-stator clearance variation of GE90 ranges of $[-4.5\text{mm}, 2.3\text{mm}]$, significantly higher than the CFM56, which ranges of $[-1.4\text{mm}, 1.0\text{mm}]$. Phase of imbalance is as important as the amplitude in the analysis of the whole engine vibration response and sensitivity under the load of imbalance.

* 收稿日期: 2017-03-16; 修订日期: 2017-05-31。

作者简介: 刘继兴, 硕士生, 研究领域为航空发动机振动抑制。E-mail: jixing_liu@163.com

通讯作者: 张大义, 博士, 副教授, 研究领域为航空发动机振动抑制。E-mail: dayi@buaa.edu.cn

Key words: High bypass ratio turbofan engine; Quantitative analysis; Structural efficiency; Whole engine vibration response

1 引言

现代高涵道比涡扇发动机(High bypass ratio engine)指的是涵道比6.0~8.0以上的涡轮风扇发动机,由于其涵道比的增加,大幅提高了空气流量,降低了排气温度和速度,使得在增加推力的同时,也降低了耗油率、噪声、排气污染等技术指标,成为了大型运输机和商用客机的主要动力装置^[1]。高涵道比涡扇发动机常采用单位推力、单位燃油消耗率、推重比等参数进行性能评估,而对于结构设计,主要依赖于“强度设计准则”^[2,3]。设计准则主要针对零件或部件的静强度和振动特性进行设计,采用边界条件对零部件之间的力学影响进行等效,但对于复杂的结构系统而言,很难揭示结构与力学特征之间的关联性^[4]。此外,在型号研制以及改进设计中,尚缺乏在气动性能评估的基础上对结构力学性能水平进行定量分析的有效手段。

航空发动机结构效率概念的提出及应用为问题的解决提供了可行途径。结构效率最早见于1949年NASA的研究工作,Dow等将结构效率用于飞机承力组合板的设计^[5,6]。Williams等^[7,8]将结构效率用于承压板壳结构减重设计,通过优化最终能实现减重42%的效果。早期的结构效率研究主要是对于单个结构件的研究,1989年,Storage^[9]首次将结构效率应用在航空发动机的结构改进设计中,提出了考虑发动机重量、模态参与以及极限载荷状态下的转静件间隙变化量的结构效率量化方法。国内北京航空航天大学张大义所在团队于2010年最早开始对航空发动机的结构效率评估进行探索性工作^[10],阐述了航空发动机整机结构效率的概念及其内涵,提出了相应的评估参数以及量化计算方法,并应用于某小尺寸单轴风扇发动机的结构改进评估。在后续的研究中,文献[11,12]针对转子系统的结构效率评估,提出了具有质量加权的平均应力、弯曲刚度分散系数、等效比刚度、极限载荷作用下的最大变形量等评估参数。文献[13]针对两种斜流压气机叶盘结构设计方案,利用结构效率参数评估指出“M”型结构相对“C”型结构能够降低20%的质量,37.9%的振动响应,指明了结构优化的方向。于平超等^[14]对整机结构效率内涵进行详细阐述,并对于小型涡扇发动机不同方案的结构效率进行计算,指出原型机的设计合理

性及其主要优势。

上述已有研究主要是针对涡轴、涡桨以及小涵道比涡扇发动机的零部件进行结构效率分析与评估,而针对不同推力量级的高涵道比涡扇发动机的复杂结构系统的定量对比评估尚无报道。本文针对结构尺寸相差悬殊的CFM56(下文所述小尺寸发动机指推力10t左右的高涵道比涡扇发动机)与GE90(下文所述大尺寸发动机指推力80~100t的高涵道比涡扇发动机)转子系统和整机结构与力学特征进行分析,对结构效率评估参数进行选取,并且为了使得评估参数能够更好地反应不同发动机力学性能上的差异,对弯曲刚度轴向分布系数和变形协调性参数进行了合理修正,获得不同推力级高涵道比涡扇发动机结构特征的定量描述。

2 高涵道比涡扇发动机结构与力学特征定量评估方法

结构特征参数(SP)是为了定量描述结构特征,包括结构几何特征参数 α_i 和结构材料特征参数 β_j

$$SP = \{\alpha_i, \beta_j | i = 1, 2, 3, \dots; j = 1, 2, 3, \dots\} \quad (1)$$

式中结构几何特征参数 $\alpha_i (i = 1, 2, 3, \dots)$ 指的是航空发动机中影响结构力学性能的关键尺寸和构型参数;材料特征参数 $\beta_j (j = 1, 2, 3, \dots)$ 指的是不同构件所使用材料的机械性能。

力学特征参数 γ_k 是用以描述结构特征参数与力学性能之间内在联系的特征参数,为结构特征参数SP的函数

$$[\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_k] = [f_1(SP), f_2(SP), \dots, f_k(SP)] \quad (2)$$

式中 f_k 表示结构特征参数与力学特征参数之间对应的函数关系。 γ_k 包括承载能力、抗变形能力和力学环境适应能力。

结构效率的本质是定量描述结构特征参数变化对力学特征参数的影响,本节在之前研究基础上对于不同推力高涵道比涡扇发动机转子系统和整机的评估重点进行分析,选择合适的评估参数并进行必要的修正,给出相应参数的计算方法。

2.1 转子系统

高涵道比涡扇发动机转子系统的评估重点包括三方面:(1)承载能力,保证转子结构各部件(特别轮盘等结构负荷较大的零部件)结构安全的同时实现

质量最小,要求提高材料的使用效率;(2)抗变形能力,保证转子在不平衡量激励以及机动飞行等载荷条件下的转子变形量较小,要求转子结构具有良好的整体刚性以及局部刚性;(3)力学环境适应能力,保证转子系统在工作转速范围内不会出现具有较大危害的挠曲变形,避免出现危害结构安全的疲劳损伤。

针对以上评估重点,依据早期工作选取平均应力,弯曲刚度分散系数、等效刚度,弯曲应变能系数进行评估,并对弯曲刚度分散系数进行相应的修正。弯曲刚度分散系数反应结构弯曲刚度的轴向分布的均匀程度,表征结构特征对刚度分布的影响。文献[12]中的定义仅考虑了转子轴向最大与最小弯曲刚度,不能很好地反应转子弯曲刚度的分散性。由于转子系统弯曲刚度均在风扇、涡轮等处较大,而在支承位置处由于轴承半径的限制,弯曲刚度较小,使得弯曲刚度最大最小值相差较大,分散度系数均接近于1。因此将弯曲刚度分散系数计算公式修正为

$$\eta_k = \frac{\sum_{i=1}^n \left| \Phi_i - \frac{\sum_{i=1}^n \Phi_i l_i}{L_i} \right| l_i}{L_i \sum_{i=1}^n \frac{\Phi_i l_i}{L_i}} \quad (3)$$

式中 $\Phi_i = E I_i$ 表示单位长度弯曲刚度, l_i 表示单元段长度, L_i 表示转子结构总长度, $\sum_{i=1}^n \frac{\Phi_i l_i}{L_i}$ 表示弯曲刚度对长度的平均, η_k 表示轴段弯曲刚度相对平均弯曲刚度的分散性。 η_k 越大,表明弯曲刚度沿轴向分布越不均匀,当转子结构和材料分布均匀时, $\eta_k = 0$ 。

转子关键截面(压气机、涡轮等)处的等效刚度 K_c 反应结构的横向抗变形能力,等效比刚度 $K_p = \frac{K_c}{M}$ 表征了质量对于刚度的贡献,对于改进设计可用于评估质量减少与刚度提高的效率,但对于不同推力高涵道比涡扇发动机的评估并不适用,因为其质量相差悬殊,而结构等效刚度相差不大(特别是高压转子),必然造成大推力发动机的等效比刚度小。

弯曲应变能系数能够反应转子系统在临界转速下,转子轴系零部件应变能所占比例。理想情况下转子本身没有很明显的变形,大部分振动能量被支承吸收,并由相应的阻尼结构消耗,其定义为

$$\eta_{\text{strain},i} = \frac{W_{\text{rotor},i}}{W_{\text{sys},i}} \times 100\% \quad (4)$$

式中 i 为工作转速范围内的第 i 阶临界转速, $W_{\text{rotor},i}$ 为第 i 阶临界转速下转子轴系零部件应变能,

$W_{\text{sys},i}$ 为第 i 阶临界转速下转子系统总应变能。

2.2 整机

高涵道比涡扇发动机整机评估主要包括两方面^[14]:(1)抗变形能力,保证整机在过载/机动等非工况载荷作用下的碰摩安全性以及工况载荷作用下的气动效率,要求转静件具有较好的变形协调性;(2)力学环境适应能力,确定整机关键位置处动力响应对载荷的敏感性,要求关键位置处的振动敏感度较小。

针对以上两个方面,采用转静间隙变化量以及关键位置振动响应敏感度为评估参数。其中转静间隙变化直接影响发动机的气动效率以及碰摩安全性,而对于不同叶高的发动机,相同的叶尖间隙变化引起的气动损失不同^[15]。因此对文献[14]中的转静间隙变化量用归一化方法进行修正。采用叶高进行归一化

$$\bar{C}_i(x_i) = \frac{|C_{\text{rotor}}(x_i) - C_{\text{case}}(x_i)| + |C_c(x_i)|}{h_i} \quad (5)$$

式中 x_i 为转子轴向位置,由于径向变形协调性主要影响压气机、涡轮等具有叶片处的气动效率,因此 x_i 为各级转子叶片所在位置; $C_{\text{rotor}}(x_i)$ 为转子结构的横向位移, $C_{\text{case}}(x_i)$ 为机匣部分的横向位移, $|C_{\text{rotor}}(x_i) - C_{\text{case}}(x_i)|$ 为弹性线变形引起的间隙变化, $|C_c(x_i)|$ 为机匣截面的椭圆度产生的间隙变化; h_i 为 x_i 处转子叶片的叶高。

振动响应敏感度用于表征关键位置振动响应对于结构载荷的敏感程度,计算公式为

$$S(\omega)_n = \left| \frac{\Delta y_n(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \beta_1, \beta_2, \dots, F)/y_n}{\Delta F/F} \right| \times 100\% \quad (6)$$

式中 α 为结构几何特征参数, β 为结构材料特征参数, F 为结构载荷, y_n 为第 n 个关键位置振动响应, $S(\omega)_n$ 为第 n 个关键位置振动敏感度。 $S(\omega)_n$ 越大,表明第 n 个关键位置振动响应对载荷的敏感度越高。

3 转子系统结构与力学特征评估

本节对 CFM56 和 GE90 高低压转子系统进行结构特征分析,并对力学性能进行定量评估。由于结构承载能力分析要求具有准确的叶片数据,但目前暂不具备相应条件,且承载能力分析无需对参数进行修正,可直接采用文献[12]中的计算方法,因此本节仅从抗变形能力和力学环境适应能力两方面进行定量评估,对比分析不同推力高涵道比涡扇发动机转子系统的力学性能。

3.1 结构特征分析

CFM56与GE90转子系统如图1所示,支承方案均为高压1-0-1方案,低压0-2-1方案。CFM56在高压涡轮后采用中介轴承,轴向长度约1200mm,支点跨距1020mm,涡轮盘轮缘直径612mm。GE90采用两级高压涡轮,且在前支点处采用滚珠滚棒轴承并用,以提高负荷能力。高压转子轴向长度约为2184mm,支点跨距1965mm,涡轮盘轮缘直径877mm。两发动机高压转子系统尺寸相差悬殊,GE90高压转子轴向尺寸约为CFM56的1.82倍,支点跨距约为1.92倍,轮缘直径约为1.43倍。

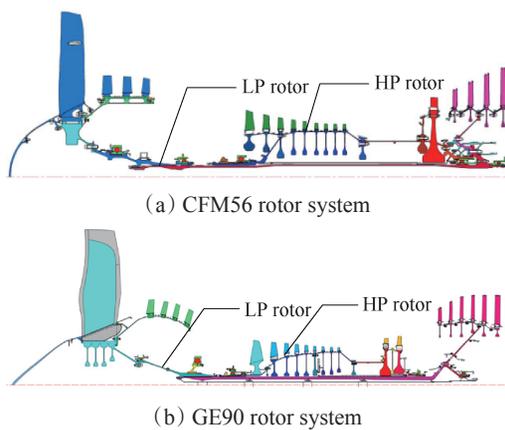


Fig. 1 Sketch of rotor system in typical HBPR engine

CFM56低压转子在风扇后采用两支点,低压涡轮采用“之”字型轴颈,提高局部角刚度,轴向长度约为2.28m,风扇直径约为1.508m。GE90低压涡轮处采用弓形轴颈,提高局部角刚度,低压转子轴向长度约为5.195m,风扇直径约为3.251m。

3.2 抗变形能力

3.2.1 弯曲刚度轴向分散系数

对转子系统进行轴向分段,得到各轴段的弯曲刚度,以最小值为基准,得到高压转子系统的相对弯曲刚度轴向分布,其中低压转子(LP rotor)弯曲刚度分布如图2所示。

根据式(4)可以计算得到高低压转子系统弯曲刚度轴向分布分散系数(Dispersion coefficient, DC),如表1所示。

Table 1 Axial dispersion coefficient of rotor system bending stiffness

| Rotor system | CFM56 | | GE90 | |
|--------------|----------|----------|----------|----------|
| | LP rotor | HP rotor | LP rotor | HP rotor |
| DC | 0.862 | 0.634 | 0.829 | 0.746 |

由图2和表1可以看出,CFM56与GE90低压转子系统弯曲刚度分布均呈现“两头大,中间小”的典

型特征,弯曲刚度分散性较大,明显高于高压转子。CFM56与GE90低压转子弯曲刚度分散系数仅相差4%,但GE90高压转子系统弯曲刚度分散系数高出CFM56高压转子17.7%,说明GE90在核心机设计中由于尺寸变大,使得其弯曲刚度分散系数变大。这表明在大尺寸的涡扇发动机设计中,高压转子的等刚度设计更为困难,更易带来局部振动问题。

若使用文献[12]中的方法计算弯曲刚度分散系数,得到GE90高压转子系统弯曲刚度分散系数为0.99,CFM56高压转子为0.97,均接近于1,不能有效反映弯曲刚度分散性。

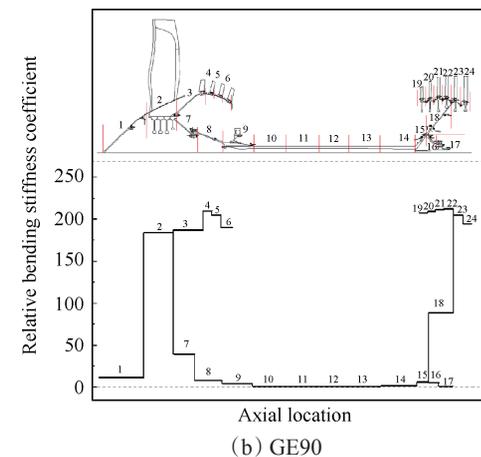
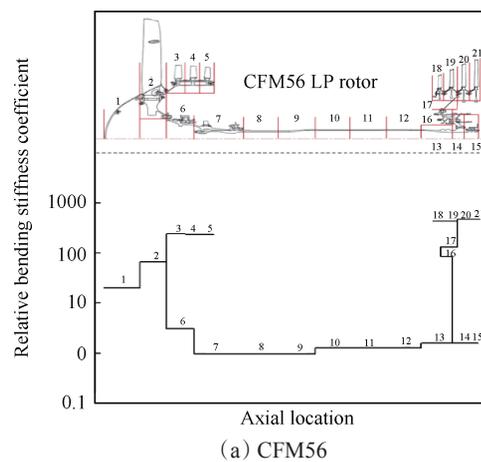


Fig. 2 Axial distribution of LP rotor system bending stiffness

3.2.2 等效刚度

建立转子有限元模型,对转子结构采用单位力法求转子等效刚度以及等效角刚度。高压转子采用刚性转子设计,要求其整体刚性较好。高压转子系统各关键截面处的横向等效刚度和等效比刚度如表2所示,其中ES为横向等效刚度,SS为等效比刚度。由计算结果可以看出:(1)高压转子系统横向等效刚度较高,质心处等效刚度最小值达到 $2 \times 10^8 \text{N/m}$;(2)

涡轮进口处的横向等效刚度明显高于压气机出口处,在相同外力载荷作用下,能够有效保证涡轮变形较小;(3)GE90高压转子系统在压气机出口与质心处的等效刚度与CFM56相当,而由于GE90高压转子质量较大,等效比刚度均明显小于CFM56。

Table 2 Equivalent stiffness of HP rotor

| Cross section | CFM56 | | GE90 | |
|-------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| | ES/(N/m) | SS/(N/m·kg) | ES/(N/m) | SS/(N/m·kg) |
| Compressor outlet | 2.285×10 ⁸ | 9.933×10 ⁵ | 2.609×10 ⁸ | 2.647×10 ⁵ |
| Turbine inlet | 6.035×10 ⁸ | 2.636×10 ⁶ | 4.219×10 ⁸ | 4.281×10 ⁵ |
| Center of mass | 2.008×10 ⁸ | 8.772×10 ⁵ | 2.089×10 ⁸ | 2.120×10 ⁵ |

NOTE: ES—Equivalent transverse stiffness, SS—Specific stiffness

低压转子系统主要通过增强风扇(Fan)和涡轮(LPT)的局部角刚度进行变形控制,典型截面等效角刚度值如表3所示,均高于10⁶N·m/rad,抗角向变形能力较好。风扇以及增压级处由于在风扇后采用两支点支承,其角向刚度高于低压涡轮,CFM56风扇角刚度约为低压涡轮的10倍;GE90低压转子系统的角刚度整体高于CFM56,如风扇角刚度约为低压涡轮的4倍,这有利于控制大尺寸发动机的结构变形。

Table 3 Equivalent angular stiffness of LP rotor

| Location | Fan | 1st booster | Last booster | 1st LPT | Last LPT |
|-----------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| CFM56 (N·m)/rad | 1.04×10 ⁷ | 2.75×10 ⁷ | 2.70×10 ⁷ | 1.03×10 ⁶ | 1.05×10 ⁶ |
| GE90 (N·m)/rad | 4.11×10 ⁷ | 3.83×10 ⁷ | 3.71×10 ⁷ | 1.01×10 ⁷ | 1.02×10 ⁷ |

综上所述,在大尺寸高涵道比涡扇发动机的高压转子设计中,应当重点关注由于转子跨度变大而导致的横向等效刚度降低;而对于小尺寸高涵道比涡扇发动机的低压转子设计,应当重点关注低压转子风扇和低压涡轮处的局部角刚度。

3.3 力学环境适应能力

利用有限元法^[16]计算高低压转子系统在工作转速范围内的共振频率,并分别提取各转子系统的各阶弯曲应变能系数(SEC),如表4和表5所示。高压转子为典型的刚性转子,在工作转速范围内(CFM56为250Hz,GE90为175Hz)不存在一阶弯曲振型。涡轮、压气机俯仰为刚体振型,转子应变能系数均低于15%。等截面梁的固有圆频率 ω ,与结构特征参数

$\frac{1}{L^2} \sqrt{\frac{I}{A}} = \frac{R}{2L^2} \sqrt{1+\alpha^2}$ 成正比,若圆截面梁等比例放大 ζ 倍时,固有频率降低 ζ 倍。因此发动机尺寸增大时,转子一弯频率降低,如CFM56高压一弯频率为GE90的1.70倍,轴向长度为1/1.82。GE90高压转子各阶共振频率均低于CFM56,但工作转速范围内的应变能系数相差较小。因此高压转子系统的设计重点是保证转子整体的刚度分布均匀,使得整体一弯模态远离工作转速。

Table 4 Bending strain energy coefficient for HP rotor

| Item | Order | f/Hz | Mode | SEC/% |
|-------|-------|-------|------------------|-------|
| CFM56 | 1 | 50.0 | Turbine pitch | 2.29 |
| | 2 | 117.7 | Compressor pitch | 14.87 |
| | 3 | 376.9 | 1st bending | 99.67 |
| GE90 | 1 | 29.1 | Turbine pitch | 10.89 |
| | 2 | 49.8 | Compressor pitch | 13.56 |
| | 3 | 225.2 | 1st bending | 94.29 |

Table 5 Bending strain energy coefficient for LP rotor

| | Order | f/Hz | Mode | SEC/% |
|-------|-------|-------|---------------|-------|
| CFM56 | 1 | 38.0 | Fan pitch | 28.74 |
| | 2 | 58.2 | Turbine pitch | 81.05 |
| | 3 | 95.3 | 1st bending | 23.02 |
| GE90 | 1 | 11.06 | Fan pitch | 49.15 |
| | 2 | 13.93 | Turbine pitch | 21.80 |
| | 3 | 22.92 | 1st bending | 83.45 |

高涵道比涡扇发动机低压转子为典型柔性转子,轴段细长,风扇和低压涡轮质量集中大,低压转子模态密集,CFM56与GE90低压转子系统在工作转速范围内(CFM56低压转子工作转速为78Hz,GE90低压转子工作转速为42.5Hz)均存在一阶弯曲模态,且转子弯曲应变能均超过20%,因此在低压转子的设计中,应当充分考虑转子在启动-停车过程中频繁过临界时弯曲应变能导致的疲劳损伤。高压转子由于其整体刚度较大,在出现一阶弯曲临界转速时,应变能集中在轴段处;而低压转子轴细长,整体刚度相对较弱,因此一弯临界转速应变能系数相比高压转子较小。

对于不同尺寸低压转子系统的设计,应当重点分析各阶转子应变能系数,合理安排连接结构位置,保证连接结构稳健性。CFM56低压转子由于其轴段较短,一弯振型轴段应变能系数相比涡轮俯仰振型较小,而GE90则相反。如CFM56低压涡轮俯仰振型应变能系数达到81.05%,因此止口/螺栓等连接结构应当避免在应变能集中的低压涡轮轴颈处;GE90整

体一弯振型应变能系数达到 83.45%,且主要集中于轴段处,要求轴段设计具有良好的抗疲劳损伤特性,避免断轴类严重事故。

4 整机结构与力学特征评估

4.1 高涵道比涡扇发动机整机动力学模型

以图 3 所示 GE90 整机有限元模型为例,说明整机建模方法及计算采用的有限元模型^[17,18]。对转子轴系结构采用 Soild186 实体单元、薄壁机匣采用 Shell181 壳单元、推力拉杆采用 Link180 杆单元,轴承采用 Combine14 弹簧单元。对多种单元进行混合建模,转子系统与承力系统通过刚度为 10^8N/m 的十字交叉型四个弹簧单元连接,在止推轴承处对弹簧单元进行轴向位移耦合,不同自由度节点之间的连接采用 MPC184 单元进行约束,低压涡轮机匣处的主安装节全约束,风扇机匣处的辅助安装节施加横向约束。GE90 整机有限元总自由度数为 408093,CFM56 整机有限元模型总自由度数为 913095。

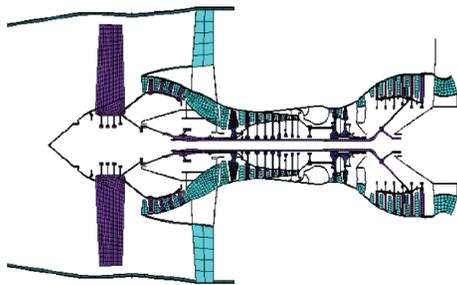


Fig. 3 Finite element model for GE90

4.2 抗变形能力分析

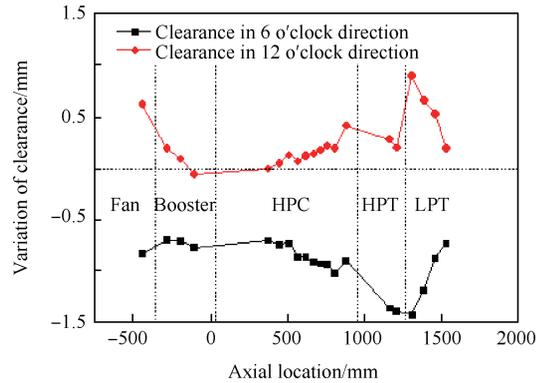
商用航空发动机安全性设计要求发动机能够在时限机动过程中承受 $6g$ 横向过载和 0.5rad/s 的偏转角速度,并且能够在这种载荷条件下维持 30s 以上^[1]。综合考虑发动机在受横向过载和随飞机机动飞行情况下的整机变形,由于 CFM56 与 GE90 工作转速不相同,因此均选择最大转速工作状态,其中 CFM56 低压转子转速为 88Hz ,高压转子转速为 250Hz ,GE90 低压转子转速为 47.2Hz ,高压转子转速为 175Hz 。

利用 ANSYS 有限元软件进行仿真计算,机动载荷通过施加转弯半径与切向速度进行模拟,计算发动机在惯性载荷作用下的变形。提取不同截面处的转静件横向变形以及机匣椭圆度变形数据,得到各轴向位置处的转静件间隙如图 4 所示。

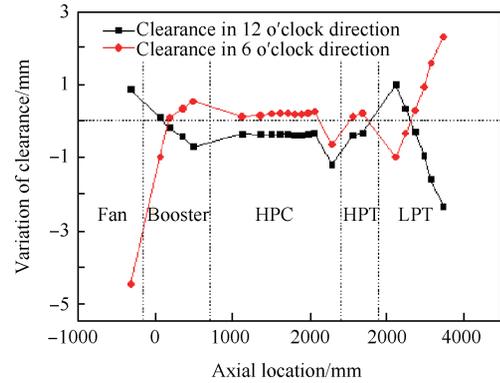
由图 4 可以看出,GE90 转静间隙变化量明显高于 CFM56,GE90 间隙变化量范围 $[-4.5\text{mm}, 2.3\text{mm}]$,CFM56 为 $[-1.4\text{mm}, 1.0\text{mm}]$;CFM56 间隙变化绝对值

最大位于低压涡轮处,这主要由于高低压涡轮作为一个整体受到较大的惯性力/陀螺力矩,仅依靠低压涡轮后支点支承,GE90 间隙变化最大位置位于风扇位置。

由于叶片初始叶高数据缺少,本文假定不同叶片叶高与流道半径成正比,根据式(6)对转静间隙变化量进行无量纲化(Nominazation value, NV),得到极限载荷状态下发动机的转静间隙变化量值如表 6 所示。



(a) CFM56



(b) GE90

Fig. 4 Variation of clearance between rotor and stator along axial direction

Table 6 Rotor-to-stator clearance variation under ultimate load

| Item | CFM56 | | GE90 | |
|---------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| | 12 o'clock | 6 o'clock | 12 o'clock | 6 o'clock |
| Fan | 1.09×10^{-3} | 8.20×10^{-4} | 5.20×10^{-4} | 2.75×10^{-3} |
| Booster | 1.51×10^{-3} | 4.20×10^{-4} | 1.00×10^{-4} | 1.17×10^{-3} |
| HPC | 3.95×10^{-3} | 7.60×10^{-4} | 8.50×10^{-4} | 5.70×10^{-4} |
| HPT | 3.70×10^{-3} | 7.70×10^{-4} | 9.00×10^{-4} | 2.10×10^{-4} |
| LPT | 3.05×10^{-3} | 1.93×10^{-3} | 2.56×10^{-3} | 2.49×10^{-3} |

由表 6 可以看出:(1)CFM56 高压转子的转静变形量较大,在高压压气机处 12 点钟方向为 3.95×10^{-3} ,

高压涡轮处为 3.70×10^{-3} , 而 GE90 在该位置分别为 8.50×10^{-4} 和 9.00×10^{-4} 。(2) GE90 低压转子在极限载荷作用下的转静间隙变化绝对值以及归一化值均高于 CFM56, 特别是风扇位置, GE90 风扇 6 点钟方向间隙变化量为 2.75×10^{-3} , 远高于 CFM56 的 8.20×10^{-4} 。

因此对于不同尺寸高涵道比涡扇发动机, 在设计中由于尺寸效应, 对于抗变形能力的评估重点不同。对于大尺寸发动机, 应当对悬臂风扇转子以及机匣的变形进行重点关注, 避免出现风扇处发生碰撞; 对于小尺寸发动机应当重点关注核心机转子的间隙变化引起的气动效率损失。

4.3 力学环境适应能力

实际航空发动机转子不平衡量分布复杂, 且不平衡量大小以及相位受加工、装配、工作循环等影响, 因此对于整机力学环境适应能力评估, 应该考虑振动响应对于不平衡量大小以及相位的敏感度^[19]。本节以安装节位置的振动响应为目标函数, 分别在风扇、低压涡轮第一级叶片、高压压气机第一级叶片和高压涡轮第一级叶片处施加 $50\text{g} \cdot \text{mm}$ 的不平衡量作为基准值, 初始不平衡量相位相同。

假设分别于风扇和高压涡轮处突增 $50\text{g} \cdot \text{mm}$ 的不平衡量, 在最大工作转速状态下计算得到安装节位置垂直方向和水平方向的振动响应敏感度如下表 7 所示。

Table 7 Sensitivity of mount vibration response to unbalanced amplitude

| Sensitivity | | Front mount | | Rear mount | |
|-------------|-----|-------------|-------|------------|------|
| | | V | H | V | H |
| CFM56 | Fan | 0.27 | 0.43 | 0.18 | 0.05 |
| | HPT | 0.74 | 0.46 | 0.49 | 0.93 |
| GE90 | Fan | -0.19 | 1.35 | 0.94 | 1.59 |
| | HPT | -0.17 | -0.06 | 0.24 | 0.04 |

可以看出, 由于安装节周向刚度不均导致整机在安装节位置垂直方向和水平方向的振动敏感度相差较大; 不同结构形式的发动机振动响应敏感度相差较大, 在进行装配不平衡量控制时, 应当有针对性的对于特殊位置提高装配要求。如 CFM56 安装节振动响应对高压涡轮处的不平衡量敏感度较大, GE90 对于风扇部分的敏感度较大, 则应重点关注敏感度较大处的不平衡量。

保持不平衡量大小为 $50\text{g} \cdot \text{mm}$, 分别改变高低压转子的不平衡量相位, 使得风扇与低压涡轮或压气机与高压涡轮不平衡量反相位, 同样得到前后安装节垂直方向和水平方向的振动响应敏感度, 结果见表 8。

Table 8 Sensitivity of mount vibration response to unbalanced phase

| Sensitivity | | Front mount | | Rear mount | |
|-------------|----------|-------------|------|------------|------|
| | | V | H | V | H |
| CFM56 | LP rotor | 3.81 | 0.22 | 0.73 | 0.31 |
| | HP rotor | 3.78 | 0.27 | 5.04 | 7.30 |
| GE90 | LP rotor | 0.47 | 0.79 | 0.60 | 1.39 |
| | HP rotor | 0.38 | 1.52 | 2.30 | 1.95 |

改变转子不平衡量相位后, 转子系统不平衡状态由静不平衡变为力偶不平衡, 由表中敏感度数据可以看出, 整机对于不平衡量相位的敏感度明显高于对不平衡量大小的敏感度, GE90 后安装节处对高压转子不平衡相位敏感度超过 1, 而对高压涡轮不平衡量大小敏感度仅为 0.24, 且对于高压转子的相位敏感度明显高于低压转子。因此在转子系统动平衡时, 对于不平衡力偶应当重点考虑, 且在整机动力学评估中, 应当考虑对于不平衡相位的敏感度。

5 结论

(1) GE90 高压转子的弯曲刚度分散系数高出 CFM56 高压转子的 17.7%, 这表明在大尺寸的涡扇发动机设计中, 高压转子的等刚度设计更为困难, 更易带来局部振动问题。

(2) 高涵道比涡扇发动机低压转子系统的弯曲应变能系数较大, 两个不同推力级发动机的计算结果均大于 20%, 因此结构设计中, 应合理安排转子连接结构的位置, 远离应变能集中区域以提高结构稳健性, 如涡轮轴与低压涡轮之间的短螺栓径向位置设计应当位于应变能较小处。

(3) GE90 间隙变化量范围 $[-4.5\text{mm}, 2.3\text{mm}]$, 明显高于 CFM56 的 $[-1.4\text{mm}, 1.0\text{mm}]$, 变形较大处位于风扇与低压涡轮处, 因此, 在大推力级涡扇发动机的设计中, 对风扇和低压涡轮采用(主动)间隙控制尤为必要。

(4) 在不平衡量作用下, 整机振动响应及敏感度分析中, 需同时关注不平衡量大小和相位的影响。

参考文献:

- [1] 洪杰, 马艳红, 张大义. 航空燃气轮机总体结构与动力学分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2014.
- [2] Chapman J W, Lavelle T M, Litt J S. Practical Techniques for Modeling Gas Turbine Engine Performance [C]. Salt Lake City: 52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, 2016.

- [3] 吕文林, 陈俊粤, 田德义. 航空涡喷, 涡扇发动机结构设计准则[R]. 北京: 中国航空工业总公司发动机系统工程局, 2000.
- [4] 殷 锴, 周文祥, 乔 坤, 等. 航空发动机部件级模型实时性提高方法研究[J]. 推进技术, 2017, 38(1): 199-206. (YIN Kai, ZHOU Wen-xiang, QIAO Kun, et al. Research on Methods of Improving Real-Time Performance[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(1): 199-206.)
- [5] Dow N F, Hickman W A. Comparison of the Structural Efficiency of Panels Having Straight-Web and Curved-Web Y- Section Stiffeners [J]. *Journal of Trauma*, 1949, 56(4): 915-7.
- [6] Dow N F, Rosen B. Structural Efficiency of Orthotropic Cylindrical Shells Subjected Toaxial Compression [J]. *AIAA Journal*, 2013, 4(3): 481.
- [7] Williams J J, Mikulas M. Analytical and Experimental Study of Structurally Efficient Composite Hat-Stiffened Panels Loaded in Axial Compression [C]. *Denver: ASME/AIAA/SAE 16th Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, 1975.
- [8] Williams J K, Stein M. Buckling Behavior and Structural Efficiency of Open-Section Stiffened Composite Compression Panels[J]. *AIAA Journal*, 1976, 14(11): 1618-1626.
- [9] Storace A. Turbine Engine Structural Efficiency Determination [C]. *Monterey: Joint Propulsion Conference*, 1989.
- [10] 张大义, 马艳红, 梁智超, 等. 整机结构设计的评估方法—结构效率[J]. 航空动力学报, 2010, 25(10): 2170-2176.
- [11] 张大义, 洪 杰, 梁智超. 航空发动机转子系统的结构效率评估方法研究[J]. 振动与冲击, 2010, 29(增刊): 49-52.
- [12] 马艳红, 陈璐璐, 张大义, 等. 航空发动机转子系统结构效率评估参数及计算方法[J]. 航空动力学报, 2013, 28(7): 1598-1606.
- [13] 张大义, 洪 杰, 马艳红, 等. 高结构效率的斜流压气机结构设计[J]. 航空动力学报, 2013, 28(4): 866-871.
- [14] 于平超, 马艳红, 王 存, 等. 航空发动机整机结构效率评估参数与计算方法[J]. 航空动力学报, 2016, 31(7): 1744-1753.
- [15] 赵旺东, 周禹彬, 杨 锐. 叶尖间隙对涡轮气动性能影响的试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2009, 22(3): 19-22.
- [16] 张 力, 洪 杰, 马艳红. 航空发动机转子系统建模方法和振动特性分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2013, 39(2): 148-153.
- [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 Da-yi, LIU Ye-hui, HONG Jie, et al. Investigation on Dynamical Modeling and Vibration Characteristics for Aero Engine [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2015, 36(5): 768-773.)
- [18] 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.
- [19] 王桂华, 刘海年, 张大义, 等. 航空发动机成附件振动环境试验剖面确定方法研究[J]. 推进技术, 2013, 34(8): 1101-1107. (WANG Gui-hua, LIU Hai-nian, ZHANG Da-yi, et al. Study on Formulating Method for Vibration Environment Test Profiles of Aero-Engine Accessories [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2013, 34(8): 1101-1107.)

(编辑: 史亚红)