

基于转静子耦合的组合压气机动力特性分析

漆文凯, 王向辉

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘要:组合压气机被广泛用于中小型航空发动机, 高转速和机匣薄壁化使得转、静子之间的耦合日趋严重, 有必要对其转子 - 支承 - 机匣系统的动力特性进行研究。建立了不同机匣厚度的组合压气机实体模型和有限元模型, 采用有限元法, 分别对组合压气机转子 - 支承系统和转子 - 支承 - 机匣系统进行动力特性分析, 对机匣部件进行模态分析, 并对转子 - 支承 - 机匣系统进行不平衡响应分析。结果表明: 转、静子耦合不仅使组合压气机系统多出以机匣弯曲振动为主振型的临界转速, 同时对以转子弯曲振动为主振型的临界转速影响明显, 在工程中需考虑转、静子耦合效应对发动机临界转速的影响。

关键词:组合压气机; 动力特性; 耦合; 有限元; 临界转速; 航空发动机

中图分类号: V231.92 **文献标识码:** A **doi:** 10.13477/j. cnki. aeroengine. 2014. 04. 009

Analysis on Dynamic Characteristics of Combined Compressor Based on Coupling of Rotor and Stator

QI Wen-kai¹, WANG Xiang-hui¹

(College of Power and Energy, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The combined compressors are widely used in the small and medium-sized aeroengines. The dynamic coupling phenomenon between the rotor and stator is more and more serious because of the higher speed and thinner case. It is necessary to study the dynamic characteristics of rotor-bearing-case system of the combine compressor. The physical models and the finite element models of the combined compressor with different case thickness were established. The dynamic characteristic of the combined compressor was analyzed by the rotor-bearing system and the rotor-bearing-case system by the finite method. The model analysis was performed on the case, and the unbalance response was analyzed on the rotor-bearing-case system. The results show that a new critical speed appeared because of the coupling of rotor and stator, which main shape is the flexure vibration of the case. At the same time, the critical speeds with the rotor's flexure vibration are also impacted obviously. The coupling effect of rotor and stator on the critical speed should be considered in the engineering application.

Key words: combined compressor; dynamic characteristics; coupling; finite element; critical speed; aeroengine

0 引言

随着航空技术的不断发展, 现代航空发动机的设计转速越来越高, 相应地机匣壁则设计得越来越薄, 从而使发动机转子、支承以及机匣之间的相互耦合日益加强, 形成了复杂的结构动力特性。目前研究旋转机械动力特性的方法主要有 2 大类, 即传递矩阵法和有限元法。传递矩阵法因为编程简单、计算速度快且有效而被广泛应用^[1-9]。随着计算机技术的跨越式发展, 大型商用有限元软件的开发和不断完善, 有限元法以

其计算精度高、数值稳定的特点, 被越来越多的研究者所采用^[6-9]。国内外已有很多学者对航空发动机转子系统的动力特性进行了深入研究^[1-9], 但考虑机匣与转子耦合的研究还相对较少。文献[10]基于 NASTRAN 中实体单元编制的转子动力特性计算程序, 对发动机整机进行了动力特性计算, 并研究了考虑机匣振动耦合时转子系统临界转速的确定方法; 文献[11]分别运用静刚度、动刚度和整机有限元模型对某型发动机进行了转子动力特性计算, 并指出运用整机模型能够充分考虑

收稿日期: 2013-05-15

作者简介: 漆文凯(1970), 男, 博士, 副教授, 研究方向为航空发动机结构强度与振动; E-mail: qwkai@nuaa.edu.cn。

引用格式: 漆文凯, 王向辉. 基于转静子耦合的组合压气机动力特性分析 [J]. 航空发动机, 2014, 40(4): 46-50. QI Wenkai, WANG Xianghui. Analysis on the dynamic characteristics of combined compressor based on coupling of rotor and stator [J]. Aeroengine, 2014, 40(4): 46-50.

支承动刚度和各种机匣的局部振动对整机振动的影响;文献[12]建立了 1 种新型的转子 - 滚动轴承 - 机匣耦合动力学模型,利用数值积分方法获取了系统响应,并研究了航空发动机的整机振动规律;文献[13]针对实际的双转子航空发动机,建立了发动机双转子 - 支承 - 机匣耦合动力学模型,运用数值积分方法获取系统非线性振动响应,研究耦合系统的动力特性。

本文以组合压气机为研究对象,考虑了转子 - 支承 - 机匣系统的耦合效应,采用 3 维实体单元建模,利用有限元分析软件 ANSYS,对组合压气机进行动力特性分析。

1 组合压气机建模

由转子动力学^[4]可知,1 个旋转机械系统的运动微分方程式为

$$M\ddot{u} + (C+G)\dot{u} + Ku = F \quad (1)$$

式中: M 为系统质量矩阵; C 为系统阻尼矩阵; G 为系统陀螺矩阵; K 为系统的刚度矩阵; u 为系统的位移响应矢量; F 为系统所受载荷; C, G 和 u 分别为转速的函数。

该方程的特征解和特征向量对应系统的固有频率和振型,当转速与系统的固有频率相等时,该转速即为系统的临界转速。

利用 3 维实体建模软件 UG 建立机匣厚度为 5、3 和 2 mm 的组合压气机模实体型,机匣厚度为 3 mm 的组合压气机转子模型和部件模型分别如图 1、2 所示。



图 1 组合压气机转子模型

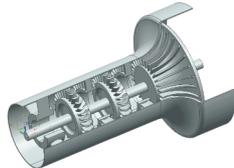


图 2 组合压气机模型

该压气机由 2 级轴流式叶轮和 1 级离心式叶轮组成。在实体模型的基础上,可以建立组合压气机转子 - 支承系统(RBS)和转子 - 支承 - 机匣系统(RBCS)的有限元模型,分别如图 3、4 所示。其中,实体单元采

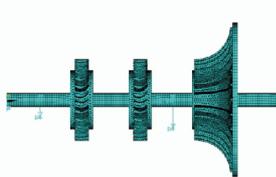


图 3 转子 - 支承系统的有限元模型



图 4 转子 - 支承 - 机匣系统的有限元模型

用 SOLID185 单元,而支承部分则采用 CONBINE14 单元模拟,模型详细参数见表 1。

表 1 组合压气机模型参数

| 类型 | $\rho/(kg/m^3)$ | E/GPa | μ | k/(N/m) |
|------|-----------------|-------|-------|-----------------|
| RBS | 7850 | 210 | 0.3 | 3×10^7 |
| RBCS | 7850 | 210 | 0.3 | 3×10^7 |

2 转子 - 支承系统动力特性分析

旋转机械有 1 种特有的现象,即在转速增大到某些特定转速时,转子的挠度会迅速增大,而当转速超过该转速时,挠度又迅速减小,这些特定的转速称为其临界转速。利用有限元分析软件 ANSYS 对建立的组合压气机转子 - 支承系统进行动力特性分析,绘制了该系统的 Campbell 图,如图 5 所示,并得到其前 3 阶临界转速,见表 2。由于同阶正、反进动的振型一致,这里仅列出前 3 阶正进动时的振型,分别如图 6~8 所示。

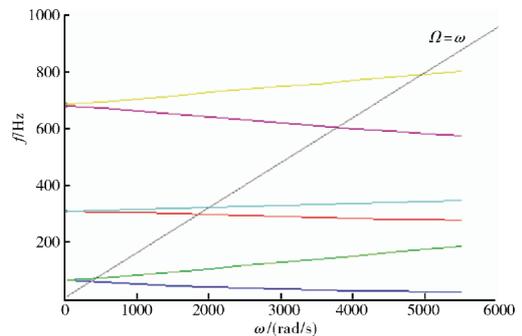


图 5 转子 - 支承系统的 Campbell

表 2 转子 - 支承系统的临界转速 rad/s

| 1- | 1+ | 2- | 2+ | 3- | 3+ |
|-----|-----|------|------|------|------|
| 354 | 435 | 1841 | 1997 | 3776 | 4942 |

注:“1”等数字表示临界转速阶次;“-”表示反进动;“+”表示正进动。

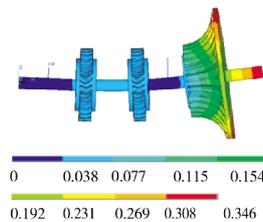


图 6 转子 - 支承系统第 1 阶正进动振型

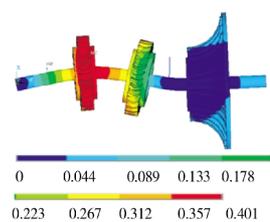


图 7 转子 - 支承系统第 2 阶正进动振型

3 机匣部件模态分析

航空发动机机匣作为发动机的承力机构,发挥着

传递转子载荷、包容转子的重要作用,随着机匣部件的日趋薄壁化,其振动特性也越来越复杂。现对厚度分别为 5、3 和 2 mm 的组合压气机机匣部件进行模态分析,通过 ANSYS 软件计算机匣部件前 5 阶固有模态,得到其固有频率及固有振型,其频率见表 3,由于 3 个模型的振型相同,限于篇幅,仅列出厚 3 mm 的机匣部件的前 5 阶固有振型,分别如图 9~13 所示。

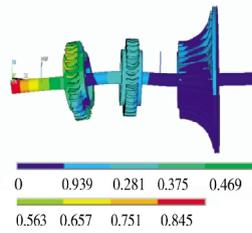


图 8 转子 - 支承系统第 3 阶正进动振型

| 厚度 / mm | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 5 | 263.51 | 263.67 | 703.86 | 1455.4 | 1497.2 |
| 3 | 237.27 | 237.46 | 629.49 | 1348.5 | 1348.8 |
| 2 | 212.06 | 212.11 | 552.61 | 1205.2 | 1206.4 |

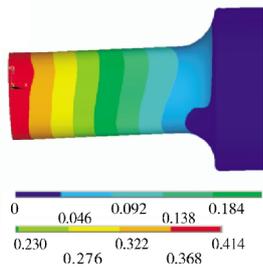


图 9 组合压气机机匣第 1 阶振型

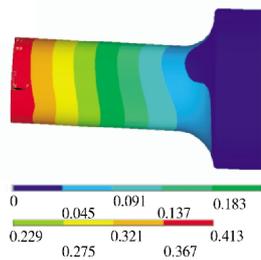


图 10 组合压气机机匣第 2 阶振型

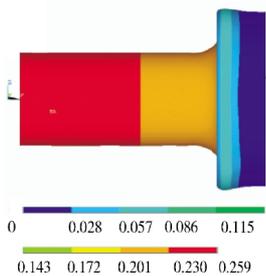


图 11 组合压气机机匣第 3 阶振型

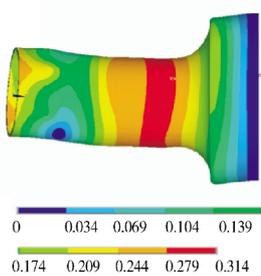


图 12 组合压气机机匣第 4 阶振型

结合表 3 以及对应频率的振型图可见,第 1、2 阶模态是机匣部件 Z、Y 方向振动的第 1 阶弯曲振动,第 4、5 阶模态是机匣部件的第 2 阶弯曲振动,而第 3 阶模态则是机匣轴向伸缩振

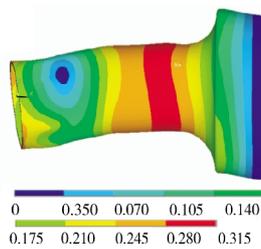


图 13 组合压气机机匣第 5 阶振型

动。同时,从表 3 中可见,机匣部件的各阶固有频率随着机匣厚度的减小而降低。

4 转子 - 支承 - 机匣系统动力特性分析

机匣厚度的减小,其抗弯刚度也随之降低,这对转子系统的动力特性将产生很大影响。本文利用 ANSYS 软件分别计算了机匣厚度为 5、3、和 2mm 的组合压气机系统的前 4 阶临界转速,并将其与转子 - 支承系统的临界转速(同一转子振型)对比,见表 4,同时得到了对应转速下的振型。限于篇幅,在此仅列出机匣厚度为 3 mm 的组合压气机系统的正进动振型,分别如图 14~17 所示。转子 - 机匣系统也应给出 Campbell,转子 - 支承 - 机匣(3 mm)系统 Campbell 如图 18 所示。

表 4 转子 - 支承系统(RBS)与转子 - 支承 - 机匣系统(RBCS)前 4 阶临界转速 rad/s

| 类型 | 1- | 1+ | 2- | 2+ |
|-----------|------|------|------|------|
| RBS | 354 | 435 | | |
| 5 mm RBCS | 347 | 426 | 1408 | 1449 |
| 3 mm RBCS | 343 | 420 | 1259 | 1330 |
| 2 mm RBCS | 336 | 415 | 1147 | 1213 |
| 类型 | 3- | 3+ | 4- | 4+ |
| RBS | 1841 | 1997 | 3776 | 4942 |
| 5 mm RBCS | 2110 | 2294 | 3947 | 5041 |
| 3 mm RBCS | 2089 | 2331 | 3975 | 5165 |
| 2 mm RBCS | 2087 | 2329 | 4009 | 5190 |

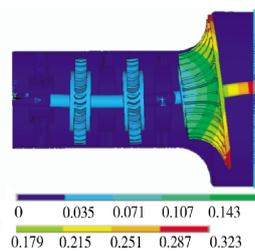


图 14 转子 - 支承 - 机匣系统第 1 阶振型

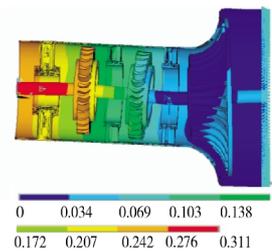


图 15 转子 - 支承 - 机匣系统第 2 阶振型

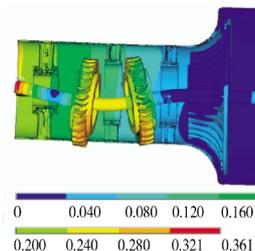


图 16 转子 - 支承 - 机匣系统第 3 阶振型

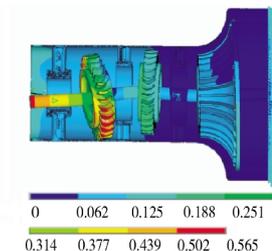


图 17 转子 - 支承 - 机匣系统第 4 阶振型

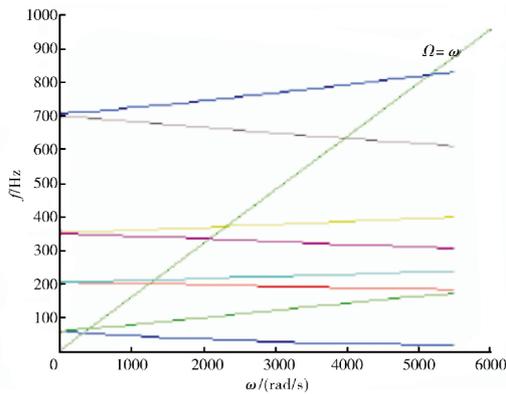


图 18 3mm RBCS campbell

从表 4 中可见,各组合压气机系统的第 2 阶临界转速和机匣第 1 阶固有频率均随机匣厚度的减小而降低,且其临界转速也比对应的机匣第 1 阶固有频率有所下降。

5 不平衡响应分析

不平衡响应分析是旋转机械系统动力特性分析的重要部分,可以预测转子在某些工况下的振动情况,还可确定转子在计及阻尼影响时的临界转速^[9]。本文利用 ANSYS 软件对机匣厚度为 3 mm 的组合压气机模型进行不平衡响应分析,从而验证计算所得临界转速正确与否。在第 1 级轴流式轮盘施加 5 g·mm 的不平衡量,阻尼比为 0.01,在转子转速为 600~60000 r/min 范围内,计算位于静子部件上的前、后支承点处的振动响应,在对数变换下,其响应值随转速变化的曲线如图 19 所示。

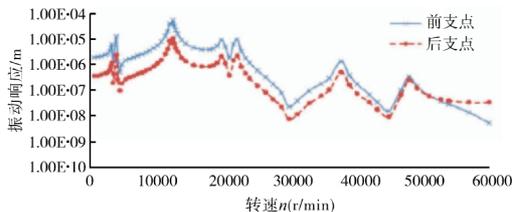


图 19 机匣前、后支点振动响应随转速变化曲线

从图 19 中可见,其响应值在 8 个转速值处达到峰值,将该峰值转速与上文计算所得临界转速进行对比,其结果见表 5。

从表 5 中可见,机匣前、后支点的振动响应峰值转速与计算所得系统临界转速误差很小,验证了计算所得临界转速值的正确性。

6 结论

(1)组合压气机转子 - 支承 - 机匣系统的各阶

表 5 支点振动响应峰值转速与系统临界转速对比 r/min

| 类型 | 1- | 1+ | 2- | 2+ |
|--------|-------|-------|-------|-------|
| 响应峰值转速 | 3300 | 4020 | 12000 | 12300 |
| 系统临界转速 | 3276 | 4011 | 12023 | 12700 |
| 误差 /% | 0.73 | 0.22 | -0.19 | -3.15 |
| 类型 | 3- | 3+ | 4- | 4+ |
| 响应峰值转速 | 19800 | 22200 | 37800 | 48000 |
| 系统临界转速 | 19949 | 22260 | 37950 | 49324 |
| 误差 /% | -0.75 | -0.27 | -0.40 | -2.68 |

临界转速低于对应的转子 - 支承系统的临界转速,且出现了以机匣弯曲振动为主振型的临界转速。

(2)随着机匣厚度的减小,组合压气机机匣部件的固有频率随之下降,而其转子 - 支承 - 机匣系统的第 1、2 阶临界转速也随之下,第 4 阶临界转速则随之升高。

(3)组合压气机机匣前后支点的振动响应峰值转速与系统临界转速值相吻合,验证了临界转速的正确性。

参考文献:

- [1] Prohl M A. A general method of calculating critical speeds of flexible rotors[J]. ASME, 1945(67):142-146.
- [2] Gunter E J. Unbalance response of a two spool gas turbine engine with squeeze film bearings[R]. ASME 81-GT-219.
- [3] Gunter E J. Design of nonlinear squeeze-film dampers for aircraft engines [J]. Journal of Lubrication Technology, 1999(1): 57-64.
- [4] Kazao Y, Gunter E J. Dynamics of multi-spool gas turbines using the matrix transfer method applications [J]. International Journal of Turbo and Jet Engines, 1990 (6): 143-152.
- [5] 赵明,魏德明,任平珍,等. 模态综合法计算双转子临界转速研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2003, 16(3): 38-41. ZHAO Ming, WEI Deming, REN Pingzhen, et al. Study of twin-rotor critical speed by mode synthesis [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2003, 16(3): 38-41. (in Chinese)
- [6] 张谦, 曹磊. 基于 ANSYS 的临界转速计算 [J]. 振动工程学报, 2004, 17(S1): 234-237. ZHANG Qian, CAO Lei. Critical speed analysis based on ANSYS[J]. Journal of Vibration Engineering, 2004, 17(S1): 234-237. (in Chinese)
- [7] Chiang H W, Hsu C N, Tu S H. Rotor-bearing analysis for turbomachinery single and dual rotor systems [J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(6): 1096-1104.
- [8] Wei H, Chiang D, Hsu C N. Turbomachinery dual rotor bearing system analysis[R]. ASME 2002-GT-30315.

- [9] 陈萌,洪杰,朱彬,等. 基于实体单元的转子动力特性计算方法[J]. 北京航空航天大学学报,2007,33(1):10-13.
CHEN Meng,HONG Jie,ZHU Bin,et al. Rotor dynamic analysis based on solid element [J]. Journal of Beihang University, 2007,33(1):10-13. (in Chinese)
- [10] 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.
CHEN Meng,MA Yanhong,LIU Shuguo,et al. Rotor dynamic analysis of whole aero engine models based on finite element method[J]. Journal of Beihang University, 2007, 33(9):1013-1016. (in Chinese)
- [11] 洪杰,王华,肖大为,等. 转子支承动刚度对转子动力特性的影响分析[J]. 航空发动机,2008,34(1):23-27.
HONG Jie,WANG Hua,XIAO Dawei,et al. Effects of dynamic stiffness of rotor bearing on rotor dynamic characteristics[J]. Aeroengine,2008,34(1):23-27. (in Chinese)
- [12] Chen G. A new rotor ball bearing stator coupling dynamic model for whole aeroengine vibration [J]. Journal of Vibration and Acoustics,2009,131(6):061009-1-061009-9.
- [13] 陈果.双转子航空发动机整机振动建模与分析[J]. 振动工程学报,2011,24(6):619-632.
CHEN Guo. Vibration modeling and analysis for dual rotor aeroengine[J]. Journal of Vibration Engineering,2011,24(6):619-632. (in Chinese)
- [14] 钟一鄂,何衍宗,王正. 转子动力学[M]. 北京:清华大学出版社,1987:143-194.
ZONG Yi'e,HE Yanzong,WANG Zheng. Rotor dynamics [M]. Beijing: Tsinghua University Press,1987,143-194. (in Chinese)
- [15] 顾家柳,丁奎元,刘启洲,等. 转子动力学[M]. 北京:国防工业出版社,1985:59-94.
GU Jialiu, DING Kuiyuan, LIU Qizhou, et al. Rotor dynamics [M]. Beijing :National Defence Industry Press,1985:59-94. (in Chinese)