航空发动机整机有限元模型转子动力学分析

陈 萌 马艳红 刘书国 洪 杰

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘 要: 现代航空发动机在工作中不断变化的机械激振,气动激振频率越来越复杂,这使得对航空发动机振动分析必须考虑各结构间的动力影响.因此,利用能够考虑陀螺力矩影响,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.首先对转子支承结构传递函数(动刚度)进行计算,并进一步研究其对转子动力特性的影响;分析比较基于不同单元模型计算时,盘轴耦合振动及盘轴连接处的角刚度对转子动力特性的影响,证明了基于实体单元的整机模型能够准确考虑各种振动模态.最后,在分析中发现了高阶转子弯曲振动模态与机匣振动耦合现象及其变化规律,在计算分析的基础上研究了在考虑机匣振动耦合时转子系统临界转速的确定方法.

关 键 词: 发动机; 转子; 动力学; 有限元法

中图分类号: V 231.96

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2007)09-1013-04

Rotordynamic analysis of whole aero-engine models based on finite element method

Chen Meng Ma Yanhong Liu Shuguo Hong Jie

(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: In modern times, the mechanical and aero forced frequency on aero-engines become more and more intricate, so dynamical interaction of different structures should be taken into account in aero-engine vibration analysis. For above reasons, a rotordynamic analysis of a whole engine model based on three-dimensional solid element was performed using the program which could take gyroscopic moment into account on NASTRAN. An unbalance response calculation of the casing was performed to predict the transfer function (dynamic stiffness) at the bearing support, as well as their effects on rotordynamics. In the analysis of models based on different elements, the effect of corner stiffness between shafts and disks was compared, as well as the coupled vibration of disks and shafts, it is proved that various vibration modes could be accurately calculated using the whole engine model based on solid element. A phenomenon of the coupled rotor bending and casing vibration was captured, as well as the effect rule, it was showed the third rotor critical speed of the coupled rotor bending and casing vibration mode was a frequency range. The method to predict critical speeds and mode shapes of the rotor considering dynamic interaction between the rotor and casing was investigated.

Key words: engines; rotors; dynamics; finite element method

现代航空发动机高推重比的发展要求结构刚度不断降低,激振频率变得越来越复杂,设计中对转子系统动力特征的要求越来越精细,主要反映在对整体振动和局部振动的要求.在转子系统动力设计中要求针对不同的力学环境和设计要求采用相应的动力模型来精确地描述其力学特征.传统的计算方法,无论是传递矩阵法还是有限元法中的梁单元[1],都无法对盘轴之间动力耦合和转

收稿日期: 2006-10-09

基金项目: 新世纪优秀人才计划资助项目

作者简介: 陈 萌(1981—),男,吉林靖宇人,博士生,chenmeng0701@sjp.buaa.edu.cn.

子机匣间动力耦合等进行准确分析.

因此,本文采用八节点实体单元对发动机整机建模,利用文献[2]中编制的基于NASTRAN中实体单元,能够考虑陀螺力矩影响的计算程序,对发动机进行计算分析,分析了支承动刚度、盘轴耦合以及转子机匣耦合等对转子动力特性的影响.最后研究了在考虑机匣振动耦合时复杂转子系统临界转速的确定方法.

1 支承动刚度对转子动力特性影响

诸多研究表明,支承动刚度[3],表征了转子和机匣间的动力耦合关系,是频率的函数.它是系统的固有特性,实际上,它也就是系统的一种传递函数,代表了机匣支承系统在所研究的频率范围内,位移响应与激励力之间的关系,如图1所示.它与转子的临界转速有着密切的关系,在发动机设计时,准确分析支承动刚度,得到动刚度随频率的变化曲线就显得尤为重要.

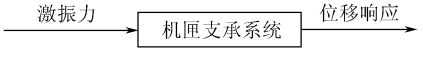


图1 支承系统的固有特性

动刚度可以通过测试或分析计算得到[4,5],本文根据参考文献[4]的方法,对图2发动机机匣的前后支承进行动刚度计算.转子支承动刚度随频率的变化曲线见图3和图4.

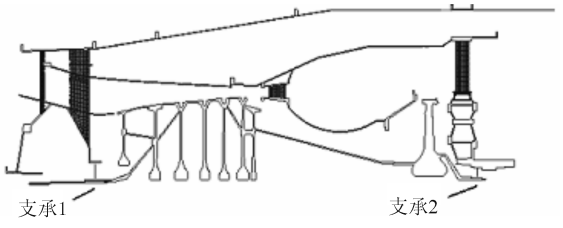


图2 整机系统截面图

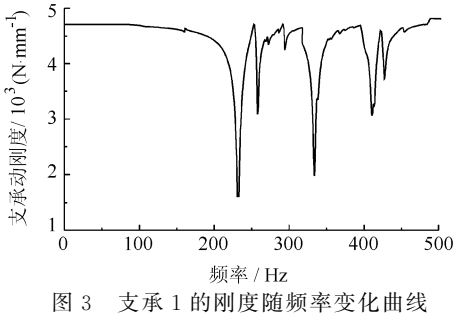


图3 支承1的刚度随频率变化曲线

在表1中给出了转子支承刚度在各个固定转速下的值,r为转子转速,单位Hz.利用表1中得到的动刚度,对转子进行动力特性分析,各种模型

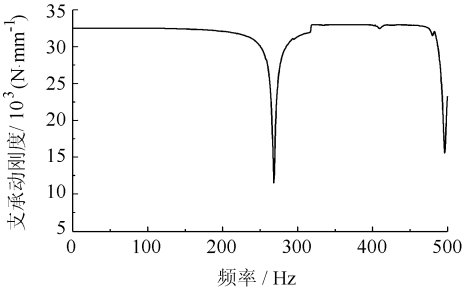


图4 支承2的刚度随频率变化曲线

临界转速计算结果见表2.结合图3、图4和表2,支承动刚度突变发生在200 Hz以后,而转子的低阶刚体振型临界转速范围内(0~150 Hz),转子的支承动刚度变化很小,发动机设计较为合理.

表1 转子支承刚度随转速变化 N/mm

位置	支承刚度				
	r=0~50 Hz	r=100 Hz	r=200 Hz	r=300 Hz	r=450 Hz
支承1	4 710	4 670	4 420	4 530	4 790
支承2	30 900	32 500	32 080	31 400	30 100

表2 临界转速计算结果 r/min

模型类型	临界转速		
	第一阶	第二阶	第三阶
静刚度 $\boldsymbol{K}_s$	2 742	8 340	24 180
动刚度 $\boldsymbol{K}_d$	2 700	8 280	24 168
整机模型	2 694	8 118	24 192

从表2可见,整机模型由于能真实地反映转子和机匣间的动力耦合,所以计算结果应该较为准确.应用静刚度计算得到的结果与整机模型结果在低阶的刚体振型模态相差较大,应用动刚度的转子模型计算结果更加接近整机模型的结果.

2 基于实体单元转子动力特性计算

2.1 连接角刚度的影响

在对涡轮风扇发动机转子进行动力特性分析时,由于其结构特征为风扇盘片和低压涡轮盘片的质量和刚度均远大于涡轮轴,在振动分析中出现了盘轴耦合振动振型的转子振动模态,如图5和图6所示,图中均存在风扇盘或涡轮盘的摆动振型.从图7所示的截面振动变形图可看出,盘片相对转子轴有一个较大的角位移,因此,盘轴连接处的角刚度是影响这种盘摆动振型的主要原因.

对某型涡扇发动机低压转子系统分别运用梁单元和实体元计算其相应的振型,结果对比如表3所示.从表3可以看出,梁单元结果比实体单元



图5 涡轮盘摆动振型图



图6 风扇盘摆动振型图

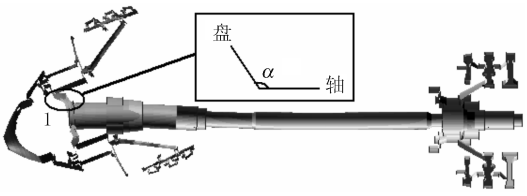


图 7　风扇盘摆动振型截面图

结果升高较大,造成这种情况的主要原因就是梁单元在简化过程中无法准确考虑盘轴连接处的角刚度,连接位置的角刚度被加强;而实体单元能够准确模拟实际的连接角刚度.

表 3　不同单元风扇盘摆动模态结果对比　r/min

类型	零转速固有频率	临界转速
梁单元结果	8 010	11 706
实体单元结果	5 076	6 210

为减少风扇盘或涡轮盘对转子系统的动力特性的影响,在轴系设计中考虑盘轴连接角刚度是十分必要的.目前,主要有 2 种方法:①将盘轴系统进行优化设计,将工作转速前的多阶临界转速集中在小范围内,使发动机开车后快速通过,如图 8[6] 所示. ②如图 9 和图 10 所示,将盘轴连接位置加强,应用这种方法,也可以将这种振动模态的临界转速提高到工作转速以上.

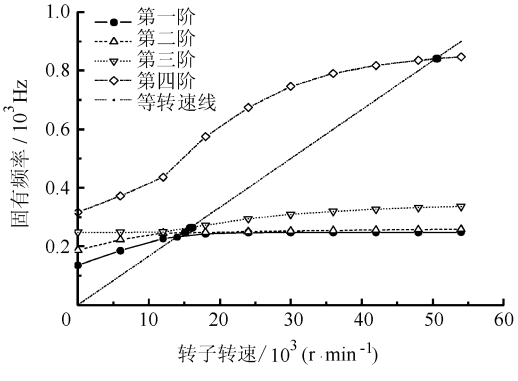


图 8　低压转子坎贝尔图

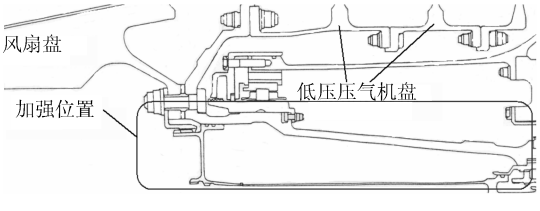


图 9　发动机风扇盘轴连接处示意图

2.2　盘轴耦合对振动的影响

对图 2 发动机转子分别用梁单元和实体单元建模并进行动力特性计算,转子零转速下固有频率和临界转速计算结果见表 4 和表 5.从表 4 和表 5 可见:采用梁单元对转子轴系进行简化,计算得到转子系统的零转速时固有频率以及临界转速与采用实体单元建模的计算结果相比,在转子刚

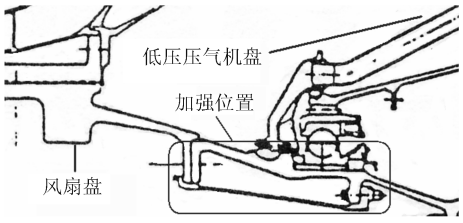


图 10　发动机风扇盘轴连接处示意图

体模态振型对应的一,二阶临界转速相差不大,高阶弯曲临界转速降低较大.除去计算误差,这主要原因是:采用梁单元进行简化时,未考虑轴系间变形对连接刚度的影响,轴的弯曲刚性被模型加强,夸大了轴的刚度,造成静频时转子弯曲振动频率比采用实体单元模型升高较大.

表 4　不同单元模型临界转速结果对比　Hz

类型	临界转速		
	第一阶	第二阶	第三阶
梁单元转子模型结果	39.5	113.1	697
实体单元转子模型结果	45	138	403

表 5　不同单元模型零转速时固有频率对比　Hz

类型	临界转速		
	第一阶	第二阶	第三阶
梁单元转子模型结果	38.05	98.4	379.5
实体单元转子模型结果	37.7	110.6	288.14

梁单元模型是将盘简化为考虑转动惯量的集中质量,盘的刚度被忽略,弯曲振动时其变形可简化为图 11,而基于实体单元模型却将盘对轴系的影响全面考虑在内,由于轮盘有厚度和刚度,不可能像轴一样变形,考虑这些原因,其变形图应该为图 12 的形式,从图中可以看出,采用实体单元建模的自转角速度 ω 和公转角速度 Ω 间夹角 θ 比采用梁单元建模明显减小,联系到陀螺力矩的计算公式,可知基于实体单元模型的陀螺力矩远小于基于梁单元模型的陀螺力矩,这就造成了图 11 和图 12 的不同,也带来了表 5 的差别.

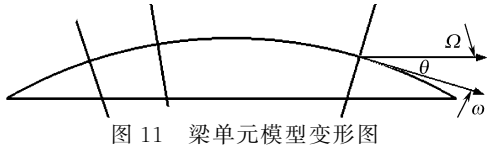


图 11　梁单元模型变形图

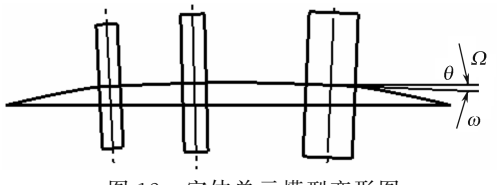


图 12　实体单元模型变形图

因此,可以得出结论:在计算转子系统弯曲临界转速时使用实体单元建模具有更高的精度.

3 基于整机复杂转子动力特性计算

转子-机匣系统可以看作机匣转速为零的双转子系统.运用程序对图2所示整机系统进行了动力特性分析,转子振动频率随转速变化曲线见图13.

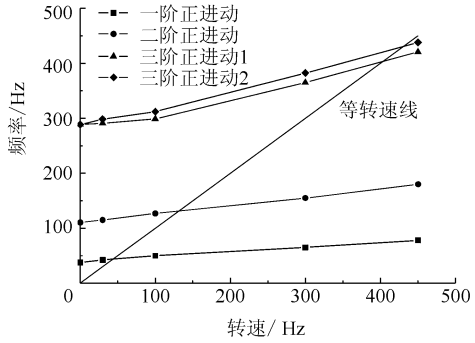
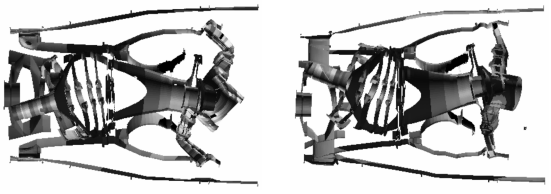


图13 转子振动频率随转速变化曲线

从图13可以看出,转子三阶正进动曲线出现了两条,从振型图14中可以看出该阶振动为转子弯曲振动和机匣支承的耦合振动,即这时转子振动都是一弯,而机匣支承的振动方式不同.



a 三阶正进动1 b 三阶正进动2

图14 转子和机匣的两种耦合振动

根据图13和图14,可以总结出在考虑机匣耦合振动时复杂转子系统临界转速的确定方法,与机匣系统耦合振动的转子模态所对应的临界转速不再是一个值,而应该是一个频率范围,本文模型的该阶临界转速就是403～431 Hz.

4 结 论

本文运用基于NASTRAN开发的转子计算程序,运用基于实体单元的整机模型对多个发动机进行了转子动力特性计算.主要目的在于能够对转子-机匣耦合振动和盘轴耦合振动等典型振型进行准确分析,主要结论可以归纳为:

1)与传统的梁单元模型相比,在计算转子系统弯曲临界转速时使用实体单元建模具有更高的精度.基于实体单元的整机模型能够比较准确地考虑盘轴连接处的角刚度及盘轴间动力耦合对转子刚度的影响,应用其进行转子动力特性计算更为精确.针对不同的计算目标可以建立不同的有限元模型,从而可以节省计算时间并使计算结果重点突出.

2)由于整机模型能够考虑支承动刚度对转子动力特性的影响,可以省去进行支承动刚度计算的过程,计算结果更为准确.同时基于整机模型进行临界转速和振型分析时,与机匣耦合振动的转子模态不再是一个固定值,而是一个频率带.

目前,基于实体单元的整机模型还只应用于转子动力特性分析中,由于其能够全面考虑发动机中各种耦合影响关系,下面的工作将是进行间隙分析和热分析.

参考文献(References)

[1] 赵险峰.带非线性阻尼的转子动力学有限元研究[D].北京:北京航空航天大学能源与动力工程学院,2000
Zhao Xiangfeng. A study on the dynamics of nonlinear damp rotor by finite element method[D]. Beijing: School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2000(in Chinese)

[2] 陈萌.基于有限元素法的转子-支承-机匣系统动力分析研究[D].北京:北京航空航天大学能源与动力工程学院,2006
Chen Meng. A study on the dynamic analysis of rotor-bearing-casing system based on finite element method[D]. Beijing: School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006(in Chinese)

[3] 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 Denfence Industry Press, 1985(in Chinese)

[4] 高金海.航空发动机整机建模技术及计算仿真研究[D].北京:北京航空航天大学能源与动力工程学院,2005
Gao Jinhai. A study on the model technology of engine casing and imitative calculation[D]. Beijing: School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2005(in Chinese)

[5] Jeffrey J, Vannini G, Camatti M, et al. Rotordynamic analysis of a large industrial turbo-compressor including finite element substructure modeling [C]//ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air. Barcelona: GT2006, 2006

[6] 史亚杰,洪杰,朱梓根.大长径比柔性转子系统设计方法研究[C]//发动机结构强度与振动专业委员会第十二届学术会论文集.成都:[出版者不祥],2004:54－58
Shi Yajie, Hong Jie, Zhu Zigen. Investigation of dynamic characteristics of flexible rotor system[C]//Aviation Academy Impetus Branch Committee 12th Academic Conference Paper of Engine Structure Intensity and Vibration Council of China Society of Aeronautics and Astronautics. Chengdu: [s. n.], 2004:54－58(in Chinese)

(责任编辑:张 嵘)