



沈阳航空航天大学

硕士学位论文

论文题目 某型双转子航空发动机整机振动特性的有限元分析

研究生 屈美娇

专业 航空宇航推进理论与工程

研究方向 航空发动机强度、振动及噪声

指导教师 王克明（教授）

二零一五年三月

某型双转子航空发动机整机振动特性的有限元分析

沈阳航空航天大学

分类号_____

密级_____公开_____

UDC_____

学 位 论 文

题目：某型双转子航空发动机整机振动特性的 有限元分析

研 究 生 姓 名：屈美娇

学 科 专 业 名 称：航空宇航推进理论与工程

研 究 方 向：航空发动机强度、振动及噪声

论 文 类 型：应用研究

申 请 学 位：工学硕士

指 导 教 师 姓 名：王克明

指 导 教 师 职 称：教授

指 导 教 师 单 位：沈阳航空航天大学

论 文 提 交 日 期：2015 年 1 月 8 日

论 文 答 辩 日 期：2015 年 3 月 7 日

沈 阳 航 空 航 天 大 学

2015 年 03 月

SHENYANG AEROSPACE UNIVERSITY

THESIS FOR MASTER'S DEGREE

**FINITE ELEMENT ANALYSIS OF
VIBRATION CHARACTERISTICS OF A
TWIN-SPOOLE AEROENGINE**

Candidate: Meijiao Qu

Supervisor: Prof. Keming Wang

Specialty: Aeronautical and Astronautical Propulsion

Theory and Engineering

Date: March 2015

原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文是本人在导师的指导下独立完成的。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含其他个人或集体已经发表或撰写过的作品或成果，也不包含本人为获得其他学位而使用过的成果。对本文研究做出重要贡献的个人或集体均已在论文中进行了说明并表示谢意。本声明的法律后果由本人承担。

论文作者签名：

年 月 日

摘 要

航空发动机整机振动特性是航空发动机研究中的重要课题。本文采用有限元方法分析了某型双转子航空发动机的整机振动特性。

本文首先对航空发动机中的典型部件进行了有限元简化建模方法研究，提出截面等效法用以简化压气机静子叶片、带内环的整流器结构以及承力静子结构，并通过计算仿真验证了简化方法的合理性和可行性。

其次，本文建立了简单双转子模型，对文中采用的计算方法进行了验证，并研究了机匣刚性对转子临界转速的影响。为了研究某型双转子航空发动机的整机振动特性，本文建立了一个类似双转子航空发动机结构，研究了整机振动特性的计算方法。对结构分别进行静子转子分开计算和静子转子一体建模整体计算，并对比两种计算结果，分析其误差。选定了某型双转子航空发动机整机振动特性的研究方法。

最后，根据某型双转子航空发动机结构，建立转子静子结合的整机三维实体模型，在保证精度的基础上合理分网，定义边界条件，完成整机有限元模型的建立，对整机振动特性进行了计算分析，得到了高低压转子的临界转速及整机的模态振型。

关键词：航空发动机；整机振动；临界转速；模态振型；有限元

Abstract

The study of aeroengine vibration characteristics is an important task in aeroengine development and applications. This paper analyzes vibration characteristics of a twin-spool aircraft engine using finite element method.

Firstly, a simplification method of equivalent cross section is proposed which can be used to simplify the finite element models for typical parts of aeroengines. The stator vanes of compressor stators, a straightener with inner ring and a load-bearing compressor structure are simplified by the method. The reasonableness and feasibility of the method is verified by simulation.

Secondly, a simple twin-spool model is built to verify the calculation method and to study the effect of casing stiffness on critical speeds of the rotor. In order to study the vibration characteristics of the double-rotor aircraft engine, another model which is similar to double-rotor aeroengine is established. Two different methods are used to calculate dynamic characteristics of the second model. In the first method, support stiffnesses of the stator system are calculated, and then using them in rotor system calculation to get the dynamic characteristics of the model. In the second method, the stator and the rotor system are combined to calculate the dynamic characteristics of the model directly. Based on comparison results of the two methods, the second method is selected to calculate the twin-spool aeroengine.

Finally, a geometric model combining the rotor system and the stator system of a twin-spool aeroengine is established. After reasonable meshing and defining boundary conditions, the dynamic characteristics of the whole aeroengine are calculated and analyzed; the critical speeds and the normal modes of the whole engine are obtained.

Keywords: aeroengine; vibration; critical speed; normal mode; finite element method

目 录

第 1 章 绪论	1
1.1 课题来源及研究的目的和意义	1
1.2 国内外研究现状	2
1.3 本文研究的主要内容	4
第 2 章 整机振动特性有限元计算的基本理论	5
2.1 有限元计算的基本理论	5
2.1.1 有限元法的基本概述	5
2.1.2 动力学问题的有限元基础理论	6
2.2 模态分析基本理论	8
2.3 谐响应分析基本理论	10
2.4 动刚度计算基本理论	10
2.5 临界转速基本理论	11
第 3 章 典型部件的有限元建模简化	13
3.1 引言	13
3.2 压气机静子叶片的有限元建模简化方法研究	13
3.2.1 叶片受力分析及截面等效法	13
3.2.2 原叶片有限元简化建模	16
3.2.3 截面等效法有限元建模简化	18
3.2.4 模态计算结果与讨论	20
3.3 带内环整流器结构的有限元简化建模	21
3.3.1 原整流器结构有限元建模	21
3.3.2 整流器结构有限元简化建模	22
3.3.3 模态计算结果与讨论	23
3.4 压气机承力静子结构的有限元建模及简化	25
3.4.1 承力静子结构有限元建模	25
3.4.2 承力静子结构有限元简化建模	26

3.4.3	模态计算结果与讨论	26
3.5	本章小结	28
第 4 章	双转子结构动力特性分析方法研究	29
4.1	简单双转子结构临界转速计算分析	29
4.1.1	简单双转子结构简介	29
4.1.2	传递矩阵法计算结果	30
4.1.3	有限元方法计算	31
4.1.4	计算结果对比分析	32
4.2	机匣系统刚度对临界转速计算结果的影响分析	33
4.2.1	带机匣双转子结构简介	33
4.2.2	带机匣双转子结构临界转速计算	34
4.2.3	机匣刚度对双转子结构临界转速的影响	39
4.3	类似双转子发动机结构模型整机动力特性计算	40
4.3.1	类似双转子发动机模型结构简介	40
4.3.2	静子转子分开建模计算	40
4.3.3	静子转子一体建模计算	51
4.3.4	双转子航空发动机整机振动分析方法探究	52
4.4	本章小结	53
第 5 章	某型双转子航空发动机整机振动特性的有限元分析	54
5.1	某型双转子航空发动机结构简介	54
5.1.1	静子系统结构简介	54
5.1.2	转子系统结构简介	56
5.2	几何模型的建立	56
5.2.1	建模简化原则	57
5.2.2	静子系统几何模型的建立	58
5.2.2	转子系统几何模型的建立	60
5.3	有限元模型的建立	62
5.3.1	单元类型的选择	63

5.3.2 有限元网格划分	64
5.3.4 边界条件的确定	66
5.4 整机振动特性的有限元分析	67
5.5 本章小结	74
结论	75
参考文献.....	77
致谢	81
攻读硕士期间发表（含录用）的学术论文	82

第 1 章 绪论

1.1 课题来源及研究的目的和意义

航空发动机为飞机提供动力，是航空器的推进装置^[1]。发动机的性能直接决定了航空器的可靠性。随着技术的不断发展，现代航空发动机逐渐向高压、高温、高转速发展，突出了三高，即高增压比、高推重比、高涡轮前温度的要求^[2]。发动机结构刚度不断降低，零部件所承受的负载大幅度提高，导致大量强度、振动故障。航空发动机工作时，受气流激振、机械激振、温度场影响，工作环境极其恶劣，而且发动机结构复杂，导致其振动问题尤为突出。航空发动机振动问题是航空领域的重要课题^[3]。在设计中，发动机振动特性的模拟和计算起着十分重要的作用，对于发动机的研制和调试进度具有很大的影响。因此，对发动机动力特性的计算分析，在发动机设计过程中举足轻重。

航空发动机是一个无限自由度的连续结构系统，在运行过程中，这一系统受到激励产生的响应就是航空发动机的整机振动^[4]。航空发动机的整机振动问题是一个非常复杂的随机振动问题，发动机本身的结构非常复杂，直接进行分析计算十分困难。在对整机振动问题进行研究时，一般将发动机进行简化，用尽可能少的自由度数，保持其本身的振动特性^[5]。航空发动机工作环境复杂，振荡燃烧、声学振动、旋转失速、流场失衡、进口畸变以及转子不平衡等都可能会一起发动机某一构件的共振。发动机设计手册中，明确规定，发动机的工作转速必须要避开有害共振频率。设计时，通常将转子的临界转速调整到发动机最大工作转速以上，通常高于最大工作转速 20%-35%，或者将发动机的临界转速调整到发动机工作转速以下^[6]。发动机的主要振源是转子，转子的核心问题是临界转速问题。为了减小发动机振动现象，延长发动机的使用寿命，提高发动机可靠性，研究临界转速问题非常必要。确定转子各阶临界转速，并采用一定方法，调整临界转速，使其避开发动机工作转速，或在临界转速处加速通过，避免停留，从而避免振动过大造成事故。早期的航空发动机，由于其转速较低，且机匣刚度较高，在整机动力特性计算时，往往忽略静子系统的影响，单纯通过转子系统的动力特性计算，估算整机系统的动力特性^[7]。近年来，由于发动机技术不断发展，高推重比已成为现在航空发动机的一个显著特点。高转速、薄壁机匣已成为航空部发动机的普遍特点，随着机匣壁厚的减小，

机匣刚性的减弱，静子系统对临界转速等动力特性的影响日益加强，使得发动机振动动力特性越来越复杂，静子系统与转子系统的耦合振动已成为影响整机动力特性的一个主要因素^[8]。对于发动机整机动力特性的计算，仅仅通过简单的转子计算已经不能够满足复杂的发动机结构以及越来越精细的设计要求。为保证发动机安全可靠运行，对航空发动机进行整机动力特性分析，实现转子和静子结合的整机建模模拟计算十分必要。

1.2 国内外研究现状

1930年，弗兰克·惠特尔取得了使用燃气涡轮发动机的第一个专利，11年后，他的发动机完成首次飞行，惠特尔的这种发动机奠定了现代涡轮喷气发动机的基础^[9]。为了进一步提高飞机性能，人们对航空发动机提出了越来越高的要求，对发动机结构完整性、可靠性的研究越来越多。航空发动机整机振动作为发动机结构完整性研究的重要课题，被越来越多的学者广泛关注，国内外的研究者们对此作了大量的研究。

1869年，Rankine发表了题为《On the Centrifugal Force of Rotating Shafts》一文，文中讨论了在忽略阻尼时，一根匀质轴在受到初始扰动后恢复平衡的条件，并首次提出临界转速的概念，为转子动力学的发展奠定了基础^[10]。1991年，英国动力学家H.H.Jeffcott建立了模型，该模型为一根无质量轴，两端刚性铰支，轴的中间位置固定一个有质量圆盘的系统，被称为“Jeffcott转子”，并发现当转子转速大于临界转速时，由质量不平衡所引起的振动将逐渐减小，最终趋于稳定值^[11-12]。该发现引发了一场转子动力学科的变革，为了提高旋转机械的工作容量和效率，转子越来越细长，转速越来越高，其转速往往高于临界转速。这样的转子被称为挠性转子。1974年，国际理论与应用联合学会在丹麦召开会议，正式使用转子动力学（rotor dynamics）这一名称^[13]。自此转子动力学得以迅速发展。1945年，M.A.Prohl发表论文《A General Method for Calculating Critical Speeds of Flexible Rotors》成功地用初参数法推广到解决转轴的振动问题，该方法原本一直用于解决多圆盘轴的扭转振动问题，使得转子的临界转速计算可以通过表格化的方法以简单的方式实现，该方法即为最初的传递矩阵法，被广泛应用^[14-18]。该方法矩阵维数不随系统自由度变化，求解简单，但是在求解复杂大型转子系统时，出现了计算精度低、数值不稳定等现象。随着研究的深入，子结构传递矩阵法和Riccati传递矩阵法应运而生。经过改进的传递矩阵法成功地解决了复杂转子系统临界转速的计算问题，并被应用在航

空发动机转子系统的动力特性分析上。

1943年, Courant 采用变分原理和分片插值的方法求解了圣维南扭转问题, 提出了有限元法的基本思想, 由于当时机器计算能力不足, 且有限元计算非常复杂, 因此这一理论当时并未引起重视^[19]。1956年, 美国结构动力学家 Turner 和 Clough 等人成功地将机翼分界为三角形单元组合进行结构力学性能分析, 第一次提出“有限元”这一概念^[20]。1974年, 徐芝纶院士编著出版了第一部关于有限元法的专著, 开创了国内有限元应用及发展的历史^[21]。在结构矩阵分析方法的基础上, 有限元法逐渐发展起来, 被广泛用于解决转子动力学问题。随着计算机技术的发展和应用^[22], 近些年, 有限元方法被推广到解决航空发动机等大型复杂转子系统的动力特性分析中, 转子的有限元模型得以不断完善, 转动惯量、陀螺力矩等因素被考虑在内。大量商业有限元软件的兴起, 如 ANSYS、NASTRAN、HEPERWORKS 等, 也使得有限元方法更加便捷和易于操作, 模型更为完善。使用有限元方法可以建立更为准确的有限元模型, 获得复杂大型结构的系统运动方程, 随着数字计算机运算能力的增强, 大大提高了求解大型系统的能力和求解结果的可信性。因此, 有限元法在计算航空发动机动力特性方面取得了良好的进展。

航空发动机整机动力特性的研究很多, 目前主要方法有: 传递矩阵法和有限元方法^[23]。传递矩阵法的优点是数学求解简单方便, 编程容易, 计算量不大, 对计算机配置要求不高。很多学者做了大量研究, 采用传递矩阵法, 子结构传递矩阵法已成为计算转子临界转速的一种经典方法^[24]。但是其建模时受到很大的限制, 对于形状复杂的结构要做很多的简化, 甚至无法建模, 例如弯扭叶片等复杂几何结构使用传递矩阵法建模时将丢失其几何特性。传递矩阵法将轴视为梁单元, 盘系将丢失其自身振动特性。盘轴耦合、盘和叶片的耦合、转静子耦合等诸多问题被忽略, 在一定程度上制约了传递矩阵法在计算整机动力特性的精确性^[25]。与传递矩阵法相比, 有限单元法在建模上自由得多, 可以建立复杂几何结构的模型, 能够较真实地反应结构本身的动力特性, 对模型进行合理离散, 配合大型计算机, 便可计算得到结构的动力特性^[26]。有限元法在计算时, 合理建模可以很好的考虑耦合等问题。但是有限元法将连续的无限自由度问题离散成有限自由度问题, 合理离散后的模型总自由度与计算精度和计算量直接相关, 权衡计算精度与计算量, 合理计算是其中一个关键问题。为了解决这一问题, 目前采用有限元法研究的整机振动多数是静子、转子分开建模计算, 用静子模型得到支承动刚度, 再建立转子模

型进行计算^[27-30]，采用整机建模的有限元计算则相对较少。

Zheng Zhao-chang 等将机匣作为子结构单独处理，用有限元法得到子结构的运动方程，实现转子与机匣间的耦合建模计算^[31]。

Gerodin M 对机匣系统进行了有限元方法建模，并采用 New Mark 算法对该模型进行了求解^[32]。

欧园霞等综合了模态综合法与有限元素法，对发动机-支承-机匣系统的整机振动特性进行分析，用状态空间广义模态综合法计算了轴对称转子与机匣间的耦合振动，用复模态综合法计算了非轴对称转子与机匣的耦合振动^[33]。

Glasgow, Nelson 在《Stability Analysis of Rotor-Bearing Systems Using Component Mode Synthesis》一文中提出采用复模态法对转子-支承-机匣系统的动力特性进行计算^[34]。

北京航空航天大学高金海等研究了对航空发动机有限元建模的一些问题，针对幅板、大尺寸叶片等部件的有限元建模问题进行了讨论^[35]。

南京航空航天大学陈果研究了双转子发动机机匣-支承-转子的耦合动力模型，利用有限元方法对转子和机匣系统进行建模，分析了系统临界转速、应变能及不平衡响应灵敏度，以及挤压油膜阻尼器的减振特性^[36]。

赵文涛等采用半实物仿真，考虑实测的机匣支承刚度计算分析了航空发动机的整机振动特性，并对结果进行了验证^[37]。

1.3 本文研究的主要内容

本文针对某型双转子航空发动机，采用有限元法进行了整机振动特性分析，采用转子静子结合整机建模，整机计算。由于模型的复杂性，首先对一些典型部件进行有限元简化建模，并通过仿真验证简化的合理性和可靠性；其次，建立简单类似双转子航空发动机结构，进行转子静子结合的整机建模计算方法研究。对结构分别进行静子转子分开计算及整体计算，并对比两种计算结果，分析其误差；最后，根据某型双转子航空发动机结构，建立转子静子结合的整机三维实体模型，在保证精度的基础上合理分网，定义边界条件，完成整机有限元模型的建立，对整机振动特性计算分析，得到高低压转子的临界转速及整机的模态振型。

第 2 章 整机振动特性有限元计算的基本理论

有限元法是一种将无限的连续自由度问题离散成有限自由度问题，从而进行计算分析的数值计算方法。由于有限元法具有很强的通用性，尤其是在处理工程问题时，可靠性很高，因此在工程领域被广泛应用^[38]。本文中，将采用有限元方法分析航空发动机整机振动特性。

2.1 有限元计算的基本理论

2.1.1 有限元法的基本概述

许多工程问题本质上均是力学问题和物理问题，它们可以抽象出数学模型，但是只有少数简单规则的数学模型可以解出精确解。多数复杂问题无法采用解析方法计算，只能通过数值分析方法求解。数值计算方法已经发展了很多年，对于偏微分方程，主要有两大类数值分析方法，包括有限差分法和有限元法。有限差分法的特点是可以直接求解方程的近似解。将连续结构离散，在单元的边界采用差分方法进行求解。有限差分法能够求解相当复杂的问题，特别是流体力学问题。但是对于固体结构问题，采用有限元法则更为合适^[39]。有限元法是一种将连续的无限自由度问题，离散成有限个自由度问题的数值计算方法。在数学方程确定之后，采用有限元计算的步骤如下：

(1) 离散结构，将结构离散成若干个单元，单元之间由节点相互连接。

(2) 用插值函数表示单元内节点的数值，分片的表示整个求解域的变量。将无限自由度问题离散成有限自由度的问题。

(3) 通过变分原理和加权余量法，建立整个求解域内的有限元求解方程。

(4) 采用数值方法求解该方程，即可得问题的解。

有限元法是一种发展相对成熟，应用广泛的数值计算方法^[40]。有限元法有其本身的一些特点，使其能够可靠高效地运行。

有限元法对复杂的结构具有很强的适应性。因为有限元法的单元非常多样，从空间上，有限元单元可以是 1 维、2 维和 3 维的；从形状上，有限元单元有三角形、四边形、四面体、六面体，以及退化产生的许多形状；并且各种单元之间可以相互连接，1 维单

元和 2 维、3 维单元，2 维单元和 3 维单元，四面体单元和六面体单元等。单元形式的多样化和连接方式的自由化使得有限元法可以很好的离散不同形状的结构，将各种复杂的模型离散成有限元模型。

有限元法对于不同的问题有很强的可用性。有限元方法不限制插值函数的形式，所以可以很好的解决各类场的问题，并进一步解决各类场的耦合问题，例如流体和固体相互耦合、温度场和声场相互耦合等复杂的物理问题。

有限元法具有很强的可靠性。有限元方法的理论基础是变分原理和加权余量法，在数学上已经被证明过用来求解微分方程是合理且可靠的。因此，只要数学模型正确，在单元尺寸和单元类型合理的基础上，求解就是可信的。

有限元方法的表示非常规范，各个步骤都可以表示用规范的矩阵形式表示，因此，非常适合计算机编程计算。在使用计算机操作时，非常容易实现，并且十分高效。

2.1.2 动力学问题的有限元基础理论

有限元法的应用非常广泛，其中重要一个应用就是解决动力学问题。弹性动力学的基本方程为：

$$\text{平衡方程} \quad \sigma_{ij,j} + f_i = \rho u_{i,tt} + \mu u_{i,t}, \quad \Theta \quad (\text{在 } V \text{ 域内}) \quad (2.1)$$

$$\text{几何方程} \quad \varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i}) \quad (\text{在 } V \text{ 域内}) \quad (2.2)$$

$$\text{物理方程} \quad \sigma_{ij} = D_{ijkl} \varepsilon_{kl} \quad (\text{在 } V \text{ 域内}) \quad (2.3)$$

$$\text{边界条件} \quad u_i = \bar{u}_i \quad (\text{在 } s_\sigma \text{ 边界上}) \quad (2.4)$$

$$\sigma_{ij} n_j = \bar{T}_i \quad (\text{在 } s_\sigma \text{ 边界上}) \quad (2.5)$$

$$\text{初始条件} \quad u_i(x, y, z, 0) = \bar{u}_i(x, y, z),$$

$$u_{i,t}(x, y, z, 0) = \bar{u}_{i,t}(x, y, z) \quad (2.6)$$

式 2.1 中， ρ 是密度， μ 是阻尼系数， $u_{i,tt}$ 和 $u_{i,t}$ 分别是 u_i 对 t 的二次导数和一次导数，表示 i 方向的加速度和速度； $-\rho u_{i,tt}$ 和 $-\mu u_{i,t}$ 分别代表惯性力和阻尼力。 f_i 是 i 方向的体积力。

用有限元方法求解三维实体动力学问题，基本步骤如下：

(1) 连续区域的离散化

对整个求解域进行离散，由于动力学分析时，常常涉及瞬态问题，所以采用四维坐标 (x, y, z, t) ，即在空间域进行离散。

(2) 插值函数的构造

单元各节点位移可以由插值函数表示，

$$\begin{aligned} u(x, y, z, t) &= \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z) u_i(t) \\ v(x, y, z, t) &= \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z) v_i(t) \\ w(x, y, z, t) &= \sum_{i=1}^n N_i(x, y, z) w_i(t) \end{aligned} \quad (2.7)$$

即为，

$$\mathbf{u} = \mathbf{N} \mathbf{a}^e \quad (2.8)$$

其中，

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} u(x, y, z, t) \\ v(x, y, z, t) \\ w(x, y, z, t) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{N} = [\mathbf{N}_1 \quad \mathbf{N}_2 \quad \dots \quad \mathbf{N}_n] \quad \mathbf{N}_i = N_i \mathbf{I}_{3 \times 3} \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

$$\mathbf{a}^e = \begin{bmatrix} \mathbf{a}_1 \\ \mathbf{a}_2 \\ \vdots \\ \mathbf{a}_n \end{bmatrix} \quad \mathbf{a}_i = \begin{bmatrix} u_i(t) \\ v_i(t) \\ w_i(t) \end{bmatrix} \quad (i = 1, 2, \dots, n)$$

式中， \mathbf{N} 为插值函数矩阵或形函数矩阵， \mathbf{a}^e 为单元节点位移列阵。

(3) 形成系统的求解方程

对平衡方程（式 2.1）和力的边界条件（式 2.5）的等效积分形式可表示如下：

$$\int_V \delta u_i (\sigma_{ij,j} + f_i - \rho u_{i,t} - \mu u_{i,t}) dV - \int_{S_\sigma} \delta u_i (\sigma_{ij} n_j - \bar{T}_i) ds = 0 \quad (2.9)$$

对上式第 1 项进行分部积分，并代入物理方程，进行分部积分，并代入物理方程，则可得到：

$$\int_V (\delta \varepsilon_{ij} D_{ijkl} \varepsilon_{kl} + \delta u_i \rho u_{i,u} + \delta u_i \mu u_{i,t}) dV = \int_V \delta u_i f_i dV + \int_{S_\sigma} \delta u_i \bar{T}_i ds \quad (2.10)$$

将离散后的位移表达式 2.8 代入，可以得到系统的求解方程（又称为运动方程）：

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{a}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{a}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{a}(t) = \mathbf{Q}(t) \quad (2.11)$$

其中， $\ddot{\mathbf{a}}(t)$ 为节点的加速度向量， $\dot{\mathbf{a}}(t)$ 是节点的速度向量。 \mathbf{M} 是系统的质量矩阵，

\mathbf{C} 表示系统的阻尼矩阵， \mathbf{K} 是系统的刚度矩阵， $\mathbf{Q}(t)$ 是节点的载荷向量。

忽略阻尼的影响，则式 2.11 可简化为，

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{a}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{a}(t) = \mathbf{Q}(t) \quad (2.12)$$

令上式的右端为零，则式 2.11 进一步简化为，

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{a}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{a}(t) = 0 \quad (2.13)$$

式 2.13 即为系统的自由振动方程，由该方程可以解出系统的振型和固有频率，直接反映了系统的固有特性，又称为系统的特性方程。

(4) 对运动方程进行求解

对运动方程的求解一般采用直接积分法或者振型叠加法。直接积分法的代表方法有中心差分法、Newmark 方法。它是一种对运动方程直接积分进行计算的方法。振型叠加法则是首先忽略阻尼，求解自由振动的微分方程，然后用求解得到的振型变换式 2.11。将式 2.11 解耦成互不耦合的方程组，对各自自由度的计算结果进行叠加，以得到最终的计算结果。

2.2 模态分析基本理论

在动力学分析中，模态分析是一切分析的基础。经过模态分析，可以确定结构的固有频率、固有振型，充分了解系统的固有特性^[41]。模态分析是其他分析顺利进行的起点和前提。

对一个 N 自由度线性结构系统，其运动微分方程如式 2.11。当系统自由度很大时，方程组相互耦合，非常复杂。如何将方程转换为 n 个相互不耦合的独立方程组，就是模态分析的主要任务。

求解不考虑阻尼影响的系统自由振动方程，即式 2.13。它的解可以假设为，

$$a = \phi \sin \omega t \leftarrow t_0 \quad (2.14)$$

其中， ϕ 为 n 阶向量， ω 表示向量 ϕ 的振动频率， t 为时间变量， t_0 由初始条件确定，是一个时间常数。

将式 2.14 代入式 2.13，可得，

$$K\phi - \omega^2 M\phi = 0 \quad (2.15)$$

求解方程 2.15，可以确定 ϕ 和 ω ，得到 n 个特征解 $(\omega_1^2, \phi_1), \dots, (\omega_n^2, \phi_n)$ ，其中特征值 $\omega_1, \dots, \omega_n$ 代表系统的 n 个固有频率，并有， $0 \leq \omega_1 < \omega_2 < \dots < \omega_n$ 。

特征向量 $\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_n$ 代表系统的 n 个固有振型。它们之间满足，

$$\phi_i^T M \phi_j = 1 \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad (2.16)$$

这样规定的固有振型称为正则振型，下文中的固有振型，均为正则振型。

将特征解 $(\omega_1^2, \phi_1), (\omega_j^2, \phi_j)$ 代入方程 2.15 式，可得。

$$(\omega_i^2 - \omega_j^2) \phi_j^T M \phi_i = 0 \quad (2.17)$$

由上式可知，当 $\omega_i \neq \omega_j$ 时，有，

$$\phi_j^T M \phi_i = 0 \quad (2.18)$$

表明固有振型对于矩阵 M 是正交的。则，

$$\phi_i^T M \phi_j = \begin{cases} 1 & (i=j) \\ 0 & (i \neq j) \end{cases} \quad (2.19)$$

代入式 2.17 可得，

$$\phi_i^T K \phi_j = \begin{cases} 1 & (i=j) \\ 0 & (i \neq j) \end{cases} \quad (2.20)$$

定义

$$\phi = [\phi_1 \quad \phi_2 \quad \dots \quad \phi_n]$$

对一个带弹簧支承质量系统，在质量上作用简谐力 P ，设作用力 P 的幅值为 A ，频率为 ω ，即，

$$P = A \sin \omega t \quad (2.24)$$

系统将会产生幅值为 Y ，频率为 ω 的位移，用 Y 表示，则，

$$y = Y \sin \omega t \quad (2.25)$$

由力的平衡关系可得，

$$P - m \frac{d^2 y}{dt^2} - ky = 0 \quad (2.26)$$

其中， k 为弹簧的刚度系数。将式 2.24 和 2.25 代入式 2.26 可得，

$$A - mY\omega^2 - kY = 0 \quad (2.27)$$

求解得，

$$Y = \frac{A}{k - m\omega^2} \quad (2.28)$$

系统动刚度为激振力与强迫振动幅值之比，则系统动刚度为，

$$k_d = \frac{A}{Y} = k - m\omega^2 \quad (2.29)$$

由上式可知，该系统的动刚度不是常数，随着频率的变化而变化，当 $\omega > \sqrt{k/m}$ 时，动刚度为负值；当 $\omega = \sqrt{k/m}$ 时，系统动刚度为 0；当 $\omega < \sqrt{k/m}$ 时，系统刚度为正值。因此在计算时，需注意动刚度的正负问题。

2.5 临界转速基本理论

旋转机械在工作过程中，会发生振动现象，有时在某个转速下，会出现剧烈振动，低于或高于该转速时，振动则发生明显减弱，该现象主要是由临界转速现象引起的^[43]。发动机的临界转速是指，在转子转速增加到某些特定转速时，转速的挠度明显增大，转子的每一部分围绕轴线做圆周运动，转速超过该转速时，转子挠度明显减小，该特定转速即为转子的临界转速。发动机在临界转速附近工作时，会产生很大的不平衡离心力，引起整个发动机的强烈振动，导致非常严重的后果。因此，准确确定发动机的临界转速，

使发动机在工作时尽量避开临界转速，或在临界转速处加速通过不做停留非常关键。

设一个简单单盘转子模型，转轴的刚度系数为 k ，质量不计，转轴自重引起的静挠度忽略。轴的中间有一个轮盘，轮盘质量为 m ，转子两端铰支。由于轮盘材质不均匀、加工误差等因素，轮盘的重心与形心不重合，有一个偏心距 e 。当转子旋转时，在轮盘不平衡力离心力的作用下，转轴将产生扰度 y ，产生弹性恢复力。系统稳定工作时，离心力和弹性恢复力相互平衡。设稳定工作转速为 ω ，则有，

$$m\omega^2(y+e)-ky=0 \quad (2.30)$$

可求得，轴的挠度为，

$$y = \frac{k}{\frac{k}{m} \cdot \frac{1}{\omega^2} - 1} \quad (2.31)$$

根据式 2.31 可得，当 y 趋于无限大时，即为振动无限大，此时对应的转速为临界转速 $\omega_{cr} = \sqrt{k/m}$ ，且与偏心距无关。转子的临界转速和转子的弯曲固有频率两个概念有本质区别。临界转速是指在该转速下，转轴本身挠度明显增大，转子出现失稳现象；而固有频率是零转速，即不转的转轴作弯曲振动时的频率。

对于轮盘在轴中间的简化的单盘转子系统，转轴的临界转速与其弯曲固有频率相等。在临界转速下，转轴除绕其自身轴线旋转，即自转之外，同时还带着轮盘绕两支点连线旋转，也就是公转或进动，自转与公转的复合运动称为涡动。当自转方向与进动方向一致时，称为正涡动或正进动；反之，则称为反涡动或反进动。在实际中，轮盘常常安装在偏向轴的一侧，即偏离轴的中间位置，或者不对称，此时，盘的运动将变得复杂，转盘还会发生摆动。轮盘的偏摆将形成一个力矩，即为陀螺力矩，该力矩将产生增强或减弱转轴刚性的效果，将会增大或者减小转子临界转速的数值，这种现象称为陀螺效应。当转盘的自转方向与公转方向相同，即为正进动时，陀螺力矩使临界转速降低，反之，当转盘反进动时，陀螺效应使临界转速升高。

第 3 章 典型部件的有限元建模简化

3.1 引言

航空发动机结构复杂,在进行有限元计算时,常常需要对模型进行简化,在保留其动力特性的基础上,减少离散后模型自由度,使得计算规模可控,提高计算效率。航空发动机结构总体说来就是一个转子-支承-机匣系统。对发动机系统来说,叶片、轮盘、轴、鼓筒、轴颈、轴承、轴承座、轴与轴及轴盘之间的各种连接件、支承着转子系统的机匣及支板等重要零部件的合理建模直接关系到发动机动力特性的计算结果。如果这些零件模型与实际发动机相差甚远,则在计算时,会使发动机动力特性产生很大的误差。但是,如果这些零部件每个都按照其实际几何建立模型,则会使整个系统的自由度数大大增加,计算所需内存和时间都将大幅度增加,甚至造成无法计算的情况。因此,对航空发动机典型零部件简化方法进行研究,合理简化航空发动机有限元模型具有重要意义,是对航空发动机进行整机动力特性分析的前提和基础。

3.2 压气机静子叶片的有限元建模简化方法研究

3.2.1 叶片受力分析及截面等效法

压气机静子叶片大多为实心薄叶片,外端常带缘板,内端多带内环。叶片分为具有叶型形状的“叶身”部分和叶身以外的“基体”部分。叶身外形由若干规定剖面上的一组离散点确定,叶型的叶背型线与叶盆型线在前、后缘以圆弧、椭圆或特定曲线连接。整流叶片积叠线为直线并沿径向安装。本文讨论的叶片为实心叶片,其叶身几何如图 3.1 所示,叶型截面参数如图 3.2 所示。叶片叶身较为平直,各截面重心连线可取为一条直线(即 x 轴),沿 x 向略有扭转,叶片厚度沿 x 方向是变化的。叶身自上而下由八个规定剖面上的叶型截面沿 x 轴扫略而成。叶型截面最大厚度 C_{max} ,弦长 L 自上而下逐渐减小,中弧线最大高度 h 先减小后增大,第五截面处最小。叶片用点焊的方式与整流器外环和内环连接,可视为两端固支。材料参数如表 3.1 所示。

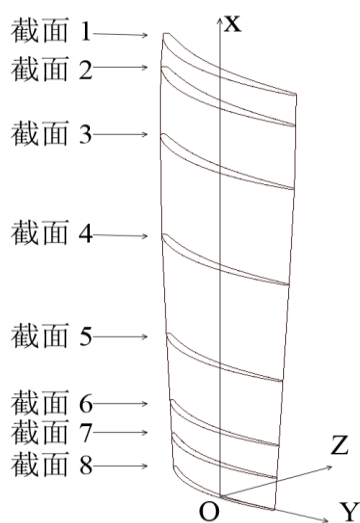


图3.1 叶身几何

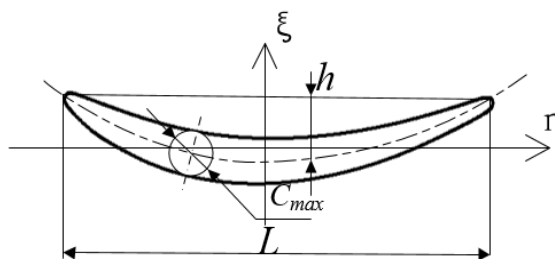


图3.2 叶型截面参数图

表3.1 叶身材料参数

密度 ρ /(kg/m ³)	弹性模量 E /(N/m ²)	泊松比
7.85×10^3	2.1×10^{11}	0.3

压气机静子叶片又称压气机整流叶片，其作用是使气流方向发生转折并通过气流的扩散使静压提高，主要承受气动力及热载荷。典型的压气机静子叶片包括承力静子叶片、带内环的整流器叶片和悬臂静子叶片。

承力静子叶片受力最为复杂，除承受气动力和热载荷之外，还要承受由转子重力、转子不平衡力、机动载荷（含陀螺力矩）和轴向力等所产生的转子支承力的作用。计算分析时，通常在叶片的外端加位移边界条件，在内端加支承力，其受力简图如图 3.3 所示。由图可知，叶片 1 和 5 发生拉压变形，叶片 3 和 7 发生弯曲变形，叶片 2、4、6、8 发生拉弯组合变形。叶片工作时，在气动力的作用下，会发生一定程度的扭转变形，由于内端固定，叶身整体仍以弯曲和拉压变形为主。承力静子叶片结构的合理建模对转子支承刚度以及发动机临界转速的计算影响较大。

带内环的整流器结构与承力静子结构相似，其叶片两端约束形式与承力叶片一样，内环或外环发生形变时，叶片受力特点与承力叶片类似，以拉压和弯曲变形为主。带内环的整流器结构对静子系统的刚度有一定影响。

悬臂静子叶片工作时，主要承受气动力作用，主要发生弯曲和扭转变形。由于悬臂静子叶片多数尺寸较小，质量和刚度不大，对静子系统的刚度和发动机特性的影响很小。

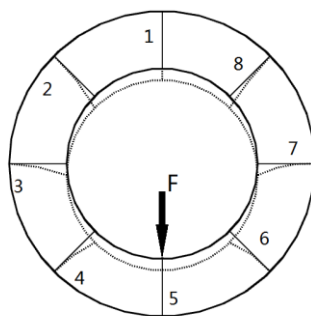


图3.3 静子承力叶片受力示意图

由叶片受力分析可知，压气机静子叶片以横向弯曲和纵向（拉压）形变为主。因此，为得到准确的发动机动力特性，建模时压气机静子叶片应该保留叶片本身的弯曲和纵向振动特性。本文将依据这两种振动特征对叶片进行等效简化及简化效果评价分析。

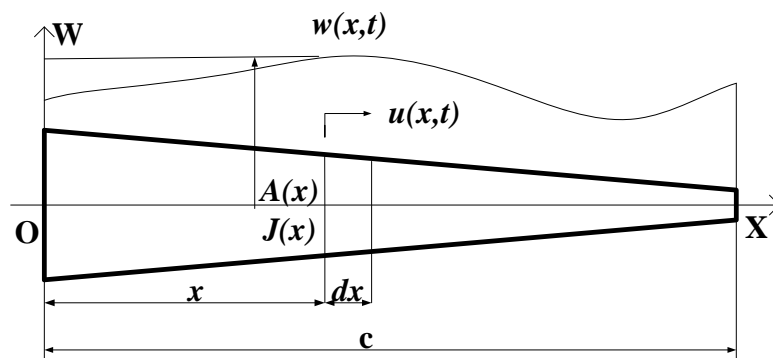


图3.4 变截面梁纵向振动和弯曲振动参数示意图

将实际叶片考虑为变截面梁，如图 3 所示。取各截面重心连线为 x 轴，设叶高为 c ，记叶片在坐标 x 处的横截面积为 $A(x)$ ， $u(x,t)$ 表示坐标为 x 的截面在时刻 t 的纵向位移，材料性质各向均匀，弹性模量为 E ，密度为 ρ ，变截面梁的纵向自由振动微分方程为：

$$\rho A(x) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left[EA(x) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right] = 0 \quad (3.1)$$

梁的弯曲振动频率通常低于它的纵向振动频率，更容易被激发起。记坐标 x 处的截面惯性矩为 $J(x)$ ， $w(x,t)$ 表示坐标 x 的截面中性轴在时刻 t 的横向位移，则变截面梁的弯曲自由振动微分方程为：

$$\rho A(x) \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EJ(x) \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \right] = 0 \quad (3.2)$$

由方程 3.1 和 3.2 可知，变截面梁的纵向自由振动位移只与 $A(x)$ 有关，弯曲自由振动位移与 $A(x)$ 和 $J(x)$ 有关。因此，压气机静子叶片有限元简化模型的建立需要满足以下两个原则：

- (1) 简化前后各截面面积 $A(x)$ 不变；
- (2) 简化前后各截面惯性矩 $J(x)$ 不变。

基于上述简化原则，对叶片叶身实体模型进行几何简化，根据有限元网格划分特点，将叶片叶身截面采用长方形代替。简化叶片模型时，需要确定的模型参数为 E 、 ρ 、 c ，以及长方形等效截面的截面积 $A'(x)$ 、惯性矩 $J'(x)$ 、长 $a(x)$ 、宽 $b(x)$ 。其中，简化后模型的 E 、 ρ 、 c 与简化前模型相同，为已知。 $A'(x)$ 、 $J'(x)$ 、 $a(x)$ 、 $b(x)$ 需要通过式(3)到式(6)联立解出。其中，原叶型参数 $A(x)$ 、 $J(x)$ 可通过软件从三维模型直接提取。

$$A'(x) = A(x) \quad (3.3)$$

$$J'(x) = J(x) \quad (3.4)$$

$$a(x) \cdot b(x) = A'(x) \quad (3.5)$$

$$\frac{a(x)b^3(x)}{12} = J'(x) \quad (3.6)$$

解方程 3.3-3.6，即可得叶型截面等效长方形的尺寸。这样的考虑基于理想状态之下，忽略了拉压和弯曲的刚度叠加效果。

三维软件中可查看任意截面的截面参数，因此，叶身任意位置的叶型截面均可以这样等效。本文所取各截面均为叶身离散点所在的规定剖面，但是该方法并不受此限制。经过计算得到原叶形各截面的等效截面，从截面的等效简化实现整个叶片叶身的等效简化。

3.2.2 原叶片有限元简化建模

以原叶片图纸为基准，将图纸上 8 个规定剖面上的离散点输入 Unigraphics (UG) 三维几何建模软件，用逆向点造型方法，沿叶高方向扫掠完成几何建模。模型 1 几何模型如图 3.5 所示。

将 UG 建立的叶片几何模型导入 HYPERMESH 有限元前处理软件进行网格划分。由于模型 1 结构复杂，形状不规则，选取四面体进行网格划分，为保证网格划分的质量

和计算精度，对曲率较大的曲面进行网格细化。有限元网格模型如图 3.6、3.7 所示。将划分好单元的有限元模型，导入 ANSYS 软件进行后处理计算。

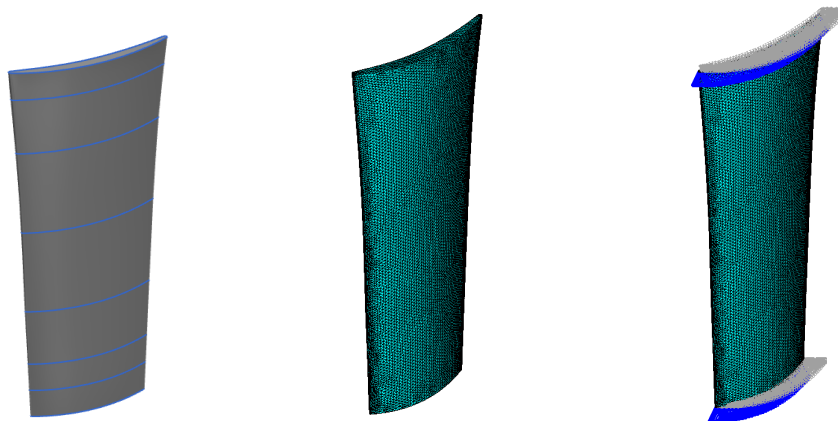


图3.5 模型1几何模型 图3.6 模型1有限元模型 图3.7 模型1带约束有限元模型

有限元计算中，模型规模会对计算结果产生很大影响，为排除网格对结构本身固有特性计算的影响，本文对模型进行了单元敏感性分析。图 3.8 为模型 1 前 3 阶弯曲振动固有频率随着单元数量的变化曲线。

由图 3.8 知，在单元数大于 10^5 时，叶片前 3 阶弯曲振动固有频率趋于稳定，这说明该规模的网格能较准确地反映该叶片结构的固有特性。同样，本文其它模型计算都经过网格敏感性验证。

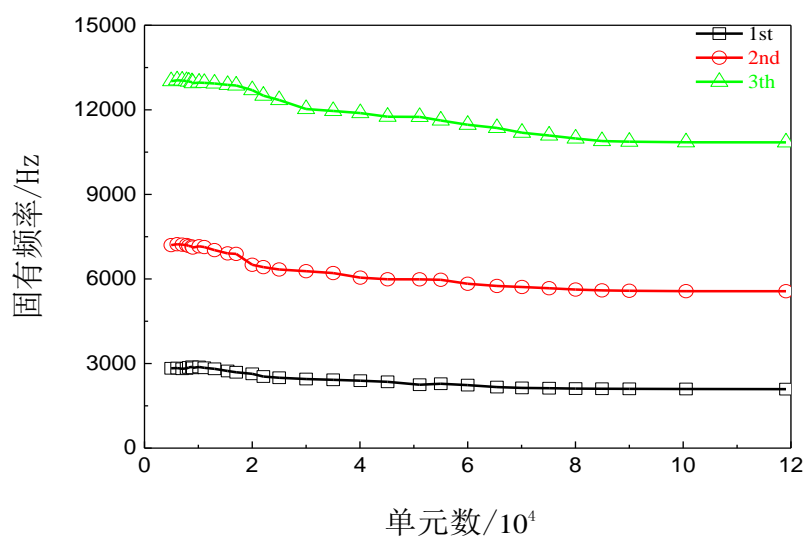


图3.8 固有频率随单元数变化趋势

3.2.3 截面等效法有限元建模简化

基于截面等效法，分别建立原叶片的 8 截面等效简化、6 截面等效简化、4 截面等效简化、2 截面等效简化 4 种不同的三维几何模型，如图 2 所示。通过比较计算得出的固有频率，最终得到最为合理的结构简化方法。UG 软件中，在 x 轴各截面位置上画出计算得到的等效长方形，沿叶高方向扫掠生成变截面梁，截面连接线为多点拟合的曲线，建立如图 3.9 所示的截面等效简化几何模型。

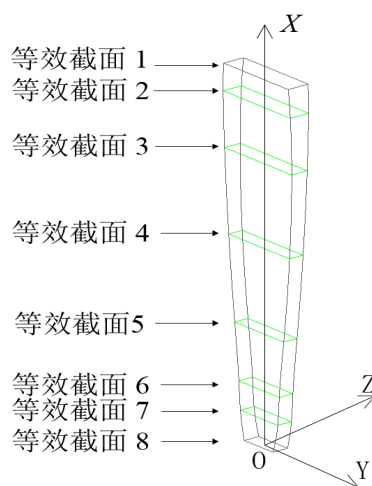


图3.9 等效叶片模型

模型 2：运用截面等效法，计算 8 个长方形截面的等效简化截面参数，在 UG 软件中，由这 8 个等效长方形截面扫掠生成 8 截面简化叶片模型。其几何模型如图 3.10 所示。在 HYPERMESH 软件中用六面体进行单元划分其有限元网格模型如图 3.11 所示，带约束有限元模型如图 3.12 所示。

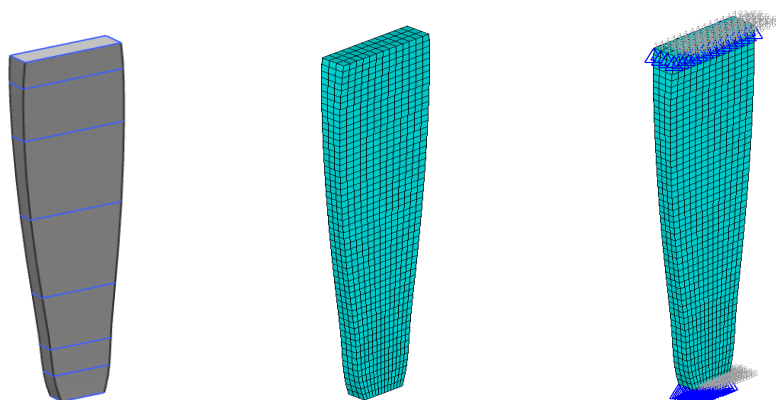


图3.10 模型2几何模型 图3.11 模型2有限元模型 图3.12 模型2带约束有限元模型

模型 3：运用截面等效法，计算 6 个长方形截面的等效简化截面参数，在 UG 软件

中,由这 6 个等效长方形截面扫掠生成 6 截面简化叶片模型。其几何模型如图 3.13 所示。在 HYPERMESH 软件中用六面体进行单元划分其有限元网格模型如图 3.14 所示,带约束有限元模型如图 3.15 所示。

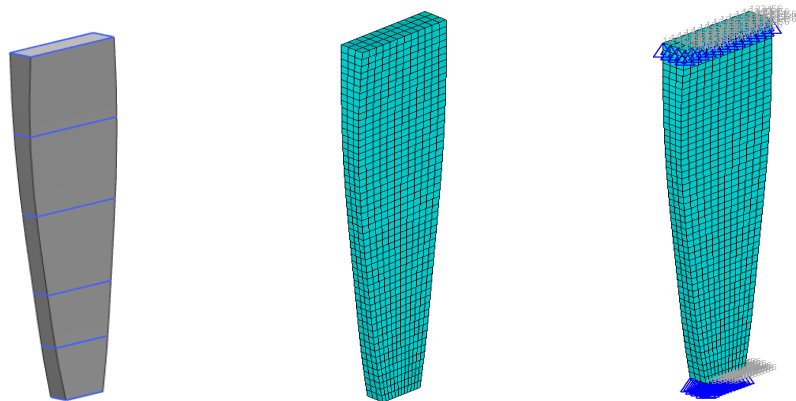


图3.13 模型3几何模型 图3.14 模型3有限元模型 图3.15 模型3带约束有限元模型

模型 4: 运用截面等效法,计算 4 个长方形截面的等效简化截面参数,在 UG 软件中,由这 4 个等效长方形截面扫掠生成 4 截面简化叶片模型。其几何模型如图 3.16 所示。在 HYPERMESH 软件中用六面体进行单元划分其有限元网格模型如图 3.17 所示,带约束有限元模型如图 3.18 所示。

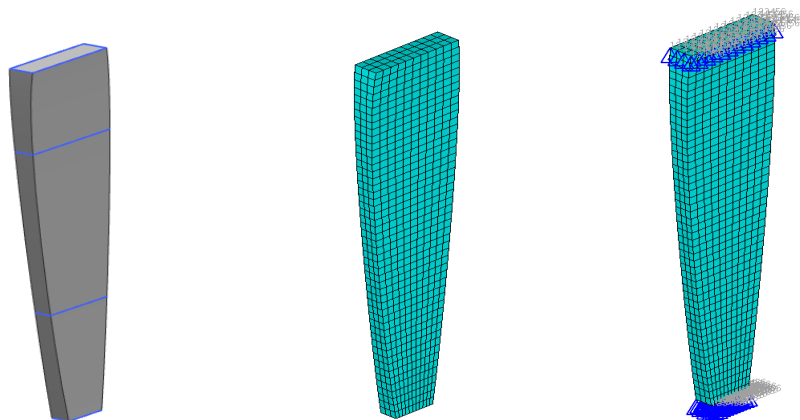


图3.16 模型4几何模型 图3.17 模型4有限元模型 图3.18 模型4带约束有限元模型

模型 5: 运用截面等效法,计算 2 个长方形截面的等效简化截面参数,在 UG 软件中,由这 2 个等效长方形截面扫掠生成 2 截面简化叶片模型。其几何模型如图 3.19 所示,其有限元网格模型如图 3.20 所示,带约束有限元模型如图 3.21 所示。

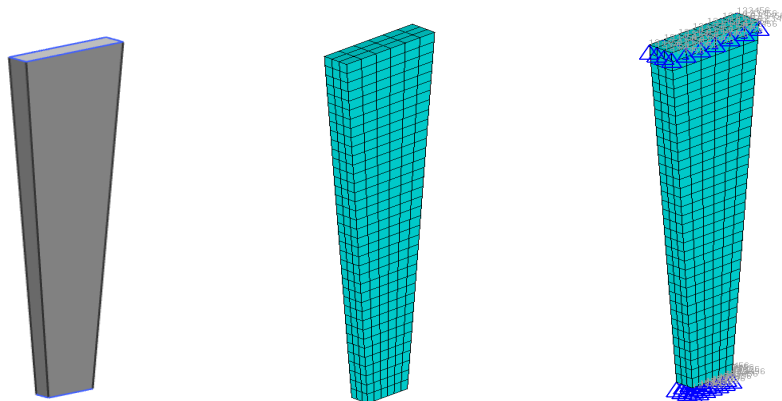


图3.19 模型5几何模型 图3.20 模型5有限元模型 图3.21 模型5带约束有限元模型

3.2.4 模态计算结果与讨论

取前 3 阶弯曲模态和前 2 阶拉伸模态计算数据，对比简化模型与原模型的模态振型与固有频率，结果如表 3.2 所示。

由表 3.2 可知：

(1) 模型 1（未简化的复杂模型，即原模型）进气边厚度大于排气边，弯曲小于排气边。若将模型 1 沿 x 方向划分成多个细长微元，各微元的弯曲形状和方向都相同，根据这个特点可以准确识别弯曲振型。简化后的模型各阶弯曲模态振型与模型 1 吻合得很好。简化后模型的纵向振动振型也与模型 1 对应良好。

(2) 简化后的模型总自由度数明显下降。模型 2、模型 3、模型 4、模型 5 的总自由度数分别从 87987 降至 9072、8112、7056、3564，分别为模型 1 的 10.3%、9.22%、8.02%和 4.05%；相同计算条件下 CPU 占用时间分别从 12.1s 缩短为 2s、1.8s、1.7s 和 1.5s。

(3) 模型 2、3、4 前 3 阶弯曲振动固有频率相对于模型 1 的最大误差仅为 3.1%；模型 5 的前 3 阶弯曲固有频率误差分别 2.35%、6.02%、7.66%。简化后模型的前 2 阶拉伸固有频率相对于未简化的模型误差均在 3% 以内，简化模型的计算精度满足要求。

表3.2 叶片叶身模型模态计算结果

(a) 模态振型

		模型 1	模型 2	模型 3	模型 4	模型 5
序号	单元数	100523	2145	1908	1650	840
	节点数	29765	3136	2808	2448	1296
	DOF	87987	9072	8112	7056	3564
	时间/s	12.1	2.0	1.8	1.7	1.5
1	1 阶弯曲					
2	2 阶弯曲					
3	3 阶弯曲					
4	1 阶拉伸					
5	2 阶拉伸					

(b) 固有频率和简化后模型相对于原模型的固有频率误差

序号	模型 1/Hz	模型 2/Hz	误差/%	模型 3/Hz	误差/%	模型 4/Hz	误差/%	模型 5/Hz	误差/%
1	2096.7	2135	1.83	2143	2.20	2141	2.12	2146	2.35
2	5567.5	5677	1.97	5685	2.11	5721	2.76	5903	6.02
3	10630	10846	2.03	10873	2.29	10960	3.10	11445	7.66
4	23790	23707	-0.4	23625	-0.7	23534	-1.1	23514	-1.2
5	46467	46815	0.75	46715	0.53	46771	0.65	46967	1.07

3.3 带内环整流器结构的有限元简化建模

3.3.1 原整流器结构有限元建模

整流器的结构多种多样，最典型的是机匣+整流叶片+内环（或带封严装置）。选取

某型航空发动机某级整流器，该结构包含垂直于发动机中轴线的静子机匣的一个截段、一圈静子叶片和内环。叶片以一定安装角安装在机匣中。对结构采用四面体单元划分，为模型 I，其几何模型如图3.22所示，其有限元模型如图3.23所示，整流器有限元模型局部如图3.24所示。

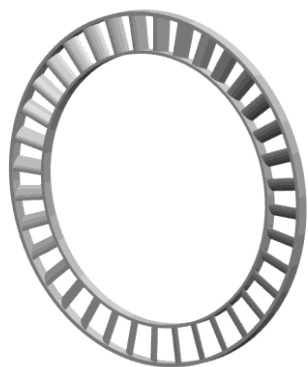


图3.22 模型 I 几何模型

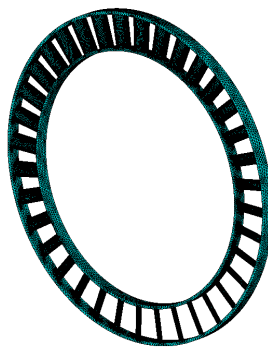


图3.23 模型 I 有限元模型

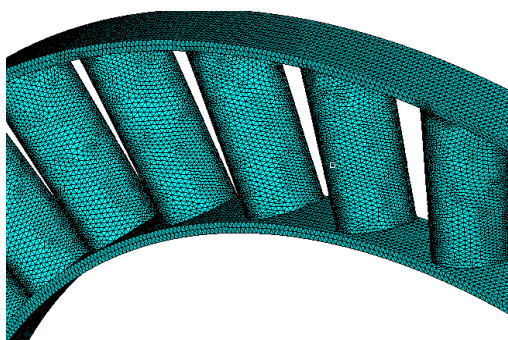


图3.24 模型 I 有限元模型局部

3.3.2 整流器结构有限元简化建模

保持模态分析参数、约束、机匣和内环结构不变，采用截面等效法建立静子叶片的 8 截面、6 截面、4 截面、2 截面等效简化模型，将简化后的叶片采用和原叶片相同的方式安装到结构中，分别为模型 II、模型 III、模型 IV、模型 V。叶片的 8 个截面的安装角度都不同，但差别不大，取 8 个角度的平均值作为简化后叶片的安装角。模型 II 几何模型如图 3.25 所示，模型 III、模型 IV、模型 V 与模型 II 类似采用六面体单元划分网格，模型 II 网格如图 3.26 所示，其有限元模型局部如图 3.27 所示，模型 III、模型 IV、模型 V 网格划分与模型 II 类似。

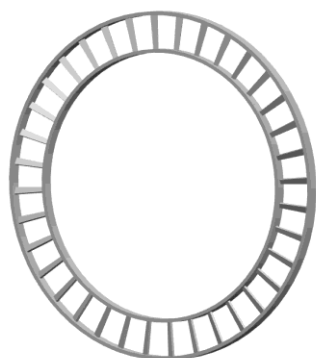


图3.25 模型 II 几何模型

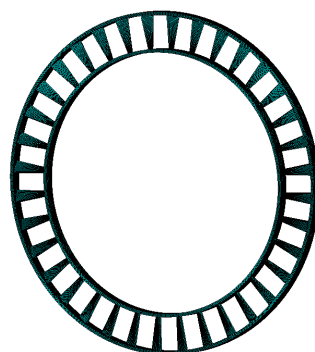


图3.26 模型 II 有限元模型

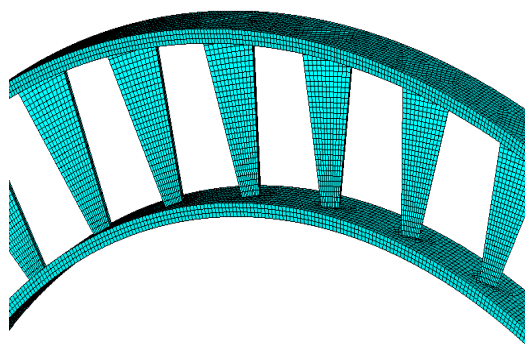


图3.27 模型 II 有限元模型局部

3.3.3 模态计算结果与讨论

取前 5 阶模态，对比简化模型与未简化模型的模态振型与固有频率，结果如表 3.3 所示。

由表 3.3 可知：

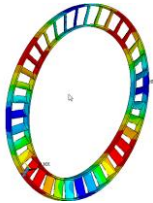
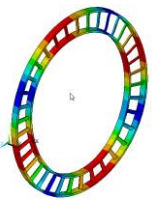
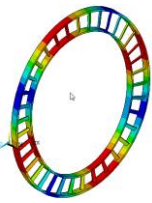
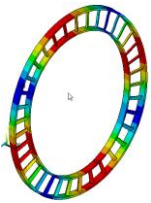
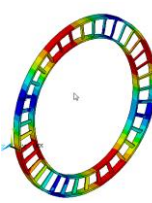

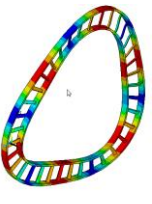
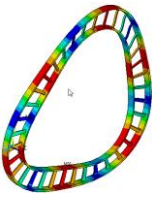
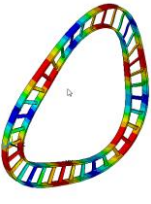
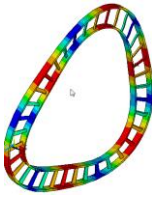
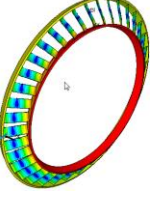
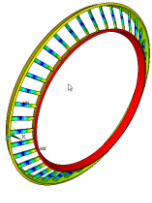
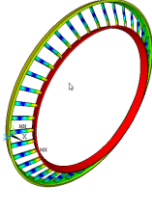
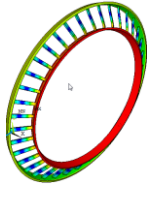
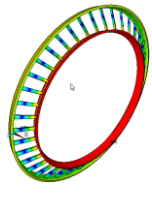
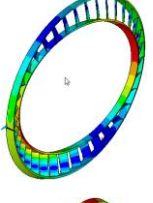
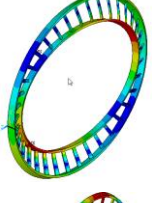
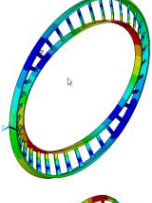
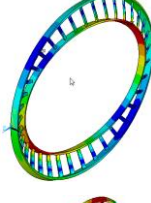
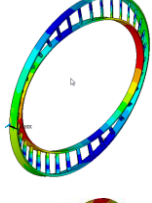





(1) 模型 II、模型 III、模型 IV、模型 V 的前 5 阶模态振型与模型 I（未简化整流器结构）振型特征相同，形状相似，吻合良好。

(2) 简化后的模型的计算规模（DOF）明显下降。模型 II、模型 III、模型 IV、模型 V 的总自由度数分别从 2464899 降为 62871、60723、57903、56829，分别缩减为模型 I 的 2.55%、2.46%、2.35% 和 2.31%；相同计算条件下 CPU 占用时间分别从 530s 缩短为 10s、9.1s、8.7s 和 7.5s，计算时间分别为模型 I 的 1.89%、1.72%、1.65% 和 1.42%。

(3) 模型 II、模型 III、模型 IV、模型 V 的前 5 阶周向弯曲固有频率计算结果与模型 I 最大误差分别为 2.72%、4.23%、4.73% 和 7.32%。

表3.3 整流器模型模态计算结果

(a) 模态振型

		模型 I	模型 II	模型 III	模型 IV	模型 V	
序号	单元数	2464652	8964	8496	8280	8244	
	节点数	821633	20957	20241	19301	18943	
	DOF	2464899	62871	60723	57903	56829	
	计算时间/s	530	10	9.1	8.7	7.5	
1	内外环径向 2 阶弯曲						
	2	内外环径向 3 阶弯曲					
	3	内环轴向 平动					
	4	内环绕环 心摆动					
	5	内外环径向 4 阶弯曲					

(b) 固有频率和简化后模型相对于原模型的固有频率误差

序号	模型 I /Hz	模型 II /Hz	误差/%	模型 III /Hz	误差/%	模型 IV /Hz	误差/%	模型 V /Hz	误差/%
1	213.6	213.8	0.09	214.3	0.33	219.3	2.67	223.8	4.78
2	431.9	433.2	0.30	421.9	-2.32	418.7	-3.06	415.5	-3.80
3	456.5	468.8	2.72	475.8	4.23	478.1	4.73	489.9	7.32
4	559.3	548.8	-1.88	540.1	-3.43	537.9	-3.83	531.2	-5.02
5	640.2	638.2	-0.31	644.9	0.73	632.4	-1.21	653.1	2.01

3.4 压气机承力静子结构的有限元建模及简化

3.4.1 承力静子结构有限元建模

压气机承力静子叶片受力复杂，主要承受由转子重力、转子不平衡力、机动载荷（含陀螺力矩）和轴向力等所产生的转子支承力的作用。转子支承力通过承力叶片传递给机匣，进而传递到发动机安装节上。选取某型航空发动机压气机承力静子结构为研究对象，该结构包含垂直于发动机中轴线的一个机匣截断、一圈（36个）承力静子叶片和轮毂。全部叶片圆周对称的分布在机匣与轮毂之间，叶片以一定安装角安装在结构中。在UG三维几何建模软件中，建立结构几何模型。叶片建模较为复杂，需以原叶片图纸为基准，将图纸上8个规定剖面上的离散点输入，用逆向点造型方法，沿叶高方向扫掠完成几何建模。图3.28所示为包含一个叶片的结构子单元，将图3.28所示结构圆形关联复制可得未简化压气机承力静子，即为模型a，如图3.29所示。采用四面体单元在HYPERMESH中对结构进行网格划分，如图3.30、3.31所示。

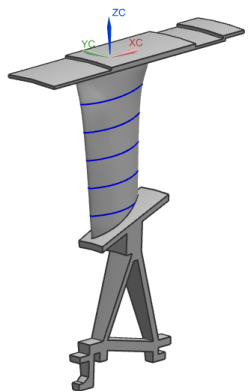


图3.28 模型a子单元几何模型

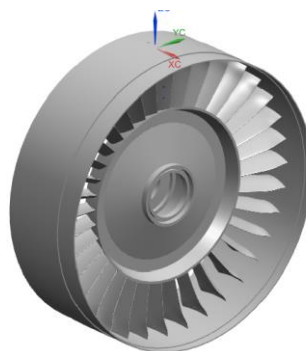


图3.29 模型a几何模型

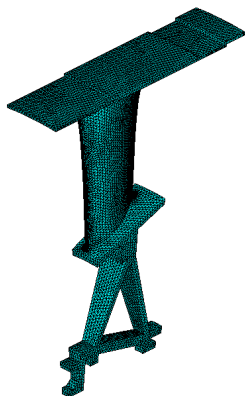


图3.30 模型a子单元有限元模型

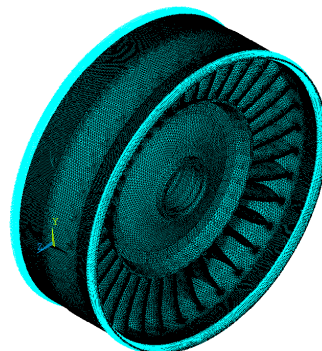


图3.31 模型a有限元模型

3.4.2 承力静子结构有限元简化建模

保持模态分析参数、约束和结构不变,采用截面等效法建立承力静子叶片的 8 截面、4 截面、6 截面、2 截面等效简化模型,将简化后的叶片采用和原叶片相同的方式安装到结构中,分别为模型 b、模型 c、模型 d、模型 e。叶片的 8 个截面的安装角度都不同,但差别不大,取 8 个角度的平均值作为简化后叶片的安装角。模型 b 几何模型如图 3.32 所示,模型 c、模型 d、模型 e 与模型 b 类似采用六面体单元划分网格,模型 b 子单元网格如图 3.34 所示,其有限元模型如图 3.35 所示,模型 c、模型 d、模型 e 网格划分与模型 b 类似。

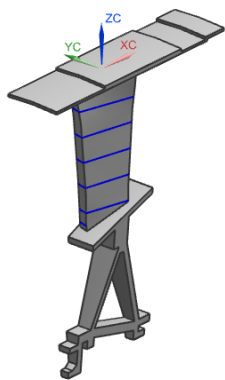


图3.32 模型b子单元几何模型

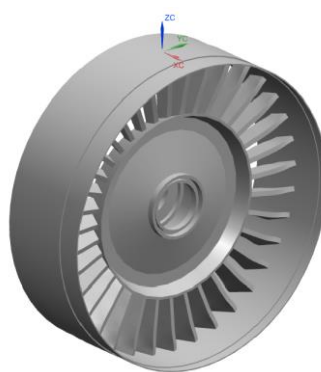


图3.33 模型b几何模型

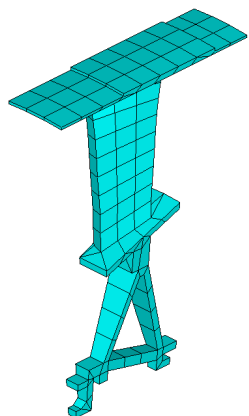


图3.34 模型b子单元有限元

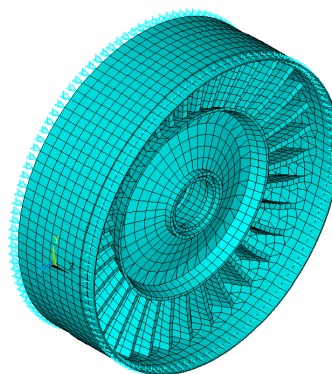


图3.35 模型b有限元模型

3.4.3 模态计算结果与讨论

取前 5 阶模态,对比简化模型与未简化模型的模态振型与固有频率,结果如表 3.4 所示。

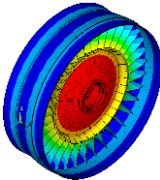
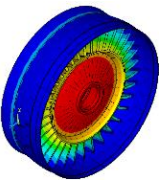
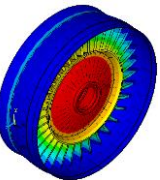
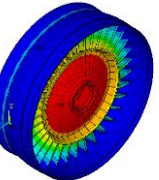
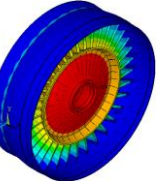
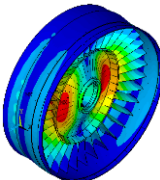
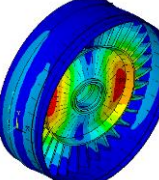
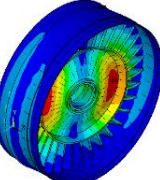
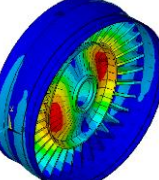
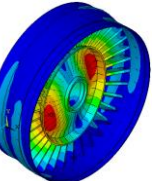
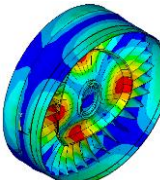
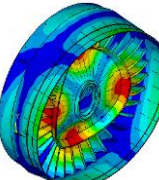
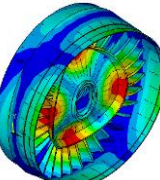
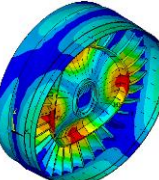
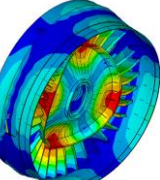
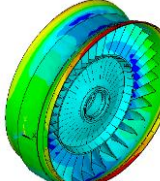
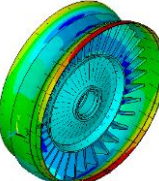
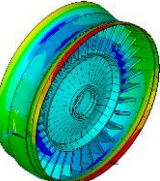
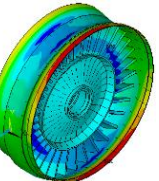
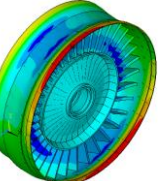
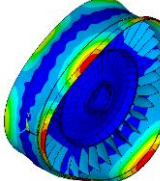
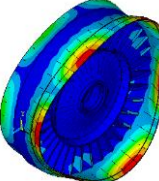
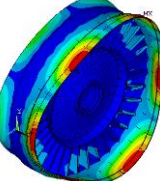
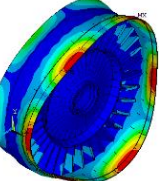
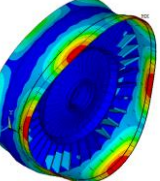
由表 3.4 可知:

(1) 模型 b、模型 c、模型 d、模型 e 的前 5 阶模态振型与模型 a (未简化承力静子结构) 振型特征相同, 形状相似, 吻合良好。

表3.4 承力静子结构模型模态计算结果

(a) 模态振型

	模型 a	模型 b	模型 c	模型 d	模型 e
单元数	865116	4619	4432	4242	4041
节点数	266405	10801	10191	8883	7456
DOF	796551	31970	29551	26216	21945
计算时间/s	206.7	5	4	3.1	1.8

1 阶					
2 阶					
3 阶					
4 阶					
5 阶					

(b) 固有频率和简化后模型相对于原模型的固有频率误差

序号	模型 a/Hz	模型 b/Hz	误差/%	模型 c/Hz	误差/%	模型 d/Hz	误差/%	模型 e/Hz	误差/%
1	415.8	406.1	-2.33	401.2	-3.51	393.2	-5.44	389.9	-6.23
2	747.1	748.2	0.15	746.4	-0.09	717.8	-3.92	715.6	-4.22
3	893.7	906.7	1.45	902.6	0.99	860.9	-3.67	851.1	-4.77
4	1656.2	1604.7	-3.11	1592.3	-3.86	1584.6	-4.32	1588.1	-4.11
5	1786.4	1726.5	-3.35	1701.2	-4.77	1697.6	-4.97	1690.2	-5.38

(2) 简化后的模型的计算规模 (DOF) 明显下降。模型 b、模型 c、模型 d、模型 e 的总自由度数分别从 796551 降为 31970、29551、26216、21945，分别缩减为模型 a 的 4.01%、3.71%、3.29% 和 2.76 %；相同计算条件下 CPU 占用时间分别从 206.7s 缩短为 5s、4s、3.1s 和 1.8s，计算时间分别为模型 a 的 2.42%、1.93%、1.50 % 和 0.87%。

(3) 模型 b、模型 c、模型 d、模型 e 的前 5 阶周向弯曲固有频率计算结果与模型 a 最大误差分别为 -3.35%、-3.86%、-5.44% 和 -6.23%。

3.5 本章小结

本章对航空发动机压气机典型部件的有限元建模简化方法进行了探究。针对压气机静子叶片，提出截面等效法，以某型双转子航空发动机压气机静子叶片为例，对单个叶片采用 8 截面、6 截面、4 截面和 2 截面的等效简化，得到了很好的效果。接着，将该简化方法运用到带内环的整流器结构中，对该结构简化前后的固有频率和模态振型进行对比，简化前后，模态振型吻合良好，固有频率误差不大，计算时间大大减小。最后，用该方法对压气机静子另一典型部件，承力静子结构进行了等效简化，并进行了验证，结果良好。

第4章 双转子结构动力特性分析方法研究

某型双转子航空发动机结构复杂,对其进行整机动力特性分析难度较大。为了保证分析结果的可靠性,对研究方法进行探究和验证非常必要。本章中首先采用传递矩阵法和有限元法分别计算一个简单双转子结构的临界转速,对比两种方法的计算结果,验证有限元方法参数设置和计算方法的选择是否正确。然后给结构加上机匣,计算不同机匣刚度下,转子临界转速的变化情况,讨论静子系统支承刚度对转子系统动力特性,尤其是临界转速的影响。最后针对一个类似某型双转子航空发动机的简化结构模型,分别采用文献中普遍采用的静子、转子分别计算,和静子、转子一体建模计算的方法,计算转子临界转速,并对比两种方法的计算结果,互相验证,并选出最优方法,为某型双转子航空发动机整机动力特性的有限元计算找到最优的方法。

4.1 简单双转子结构临界转速计算分析

4.1.1 简单双转子结构简介

为保证计算结果真实可信,验证有限元方法参数设置和计算方法的选择是否正确,首先建立简单几何模型进行分析。为了使结果便于检验,采用最简单的结构,结构完全对称,如图4.1所示。该结构有内轴(R_1)、外轴(R_2)及8个盘(D_1 - D_8)。 R_1 长为1.8m,为实心轴,轴直径为0.04m。 R_2 长为0.9m,内径0.05m,外径为0.06m。8个盘完全相同,盘厚为0.04m,盘直径为0.4m。 R_1 两端为轴承(B_1 、 B_4),刚度为 2×10^7 N/m, R_2 两端为中介轴承(B_2 、 B_3),刚度为 2×10^{10} N/m。轴盘材料一致,弹性模型 $E=2.1 \times 10^{11}$ N/m²,密度为 $\rho=7800$ kg/m³,泊松比为0.3。

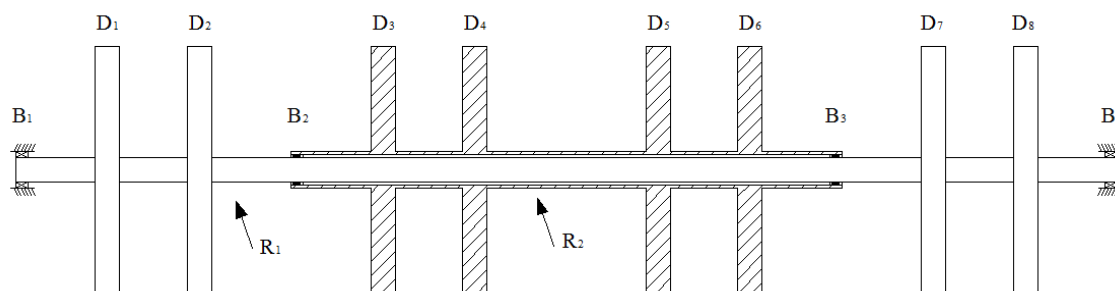


图4.1 双转子结构模型

4.1.2 传递矩阵法计算结果

采用子结构传递矩阵法编程计算该模型临界转速^[44]，得到结果如表 4.1 所示。

表4.1 传递矩阵法计算得到的内轴激励的内轴临界转速

阶次	临界转速/(r/min)
第 1 阶	464
第 2 阶	1807
第 3 阶	4301

内轴激励内轴第 1 阶模态振型如图 4.2 所示，第 2 阶振型如图 4.3，第 3 阶振型如图 4.4。由于结构完全对称，其模态振型有很好的规律，结果的正确性较好辨识。

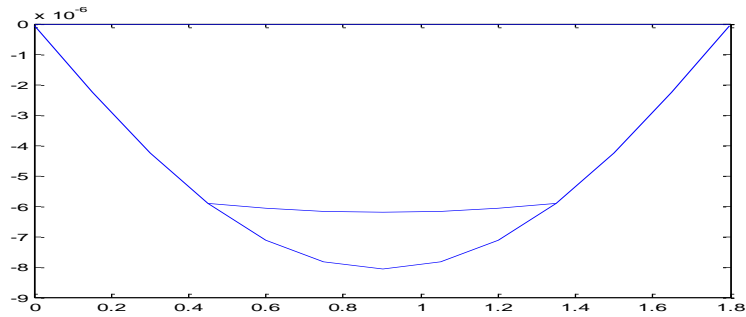


图4.2 内轴激励内轴第 1 阶振型图

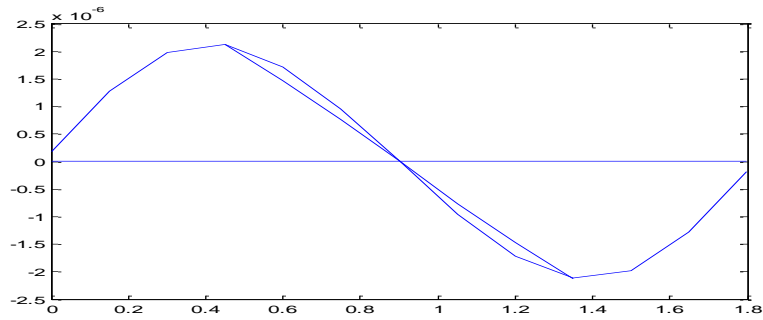


图4.3 内轴激励内轴第2阶振型图

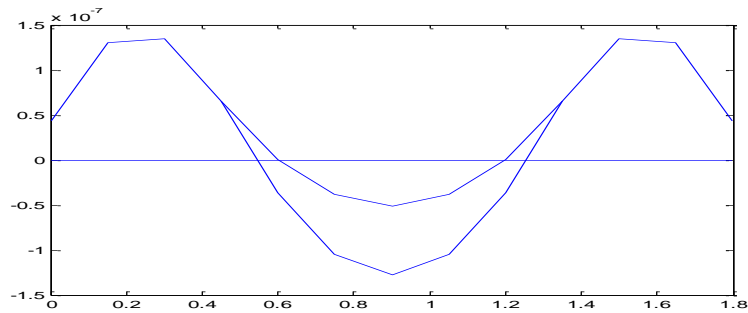


图4.4 内轴激励内轴第3阶振型图

4.1.3 有限元方法计算

在 UG 软件中，建立图 4.1 所示几何模型。几何参数完全于图示结构一致。将模型以 IGES 格式导出，导入 HYPERMESH 软件中，进行网格划分。盘轴采用 SOLID185 单元模拟，轴承采用 COMBIN14 单元。模型共划分为 219376 个单元，243166 个节点。其有限元模型如图 4.5 所示。

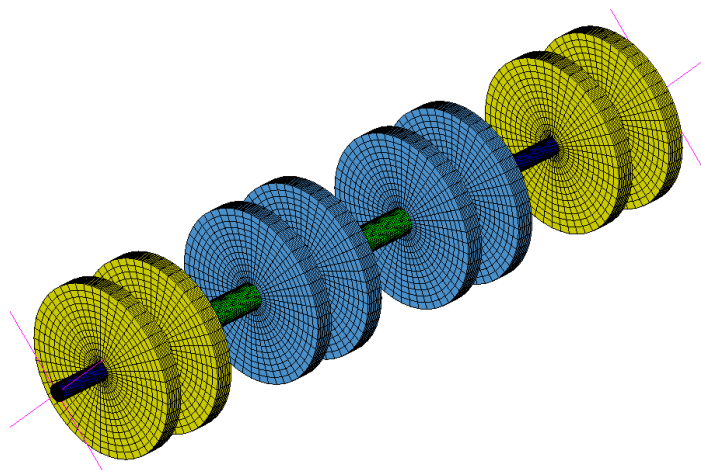


图4.5 双转子结构有限元模型

将模型以 CDB 格式导入 ANSYS 软件进行计算，取内轴外轴转速比为 1:1.5，载荷步 0 r/min、2000 r/min、4000 r/min、6000 r/min、8000 r/min、10000 r/min、12000 r/min。计算内轴激励内轴临界转速，坎贝尔图如图 4.6。

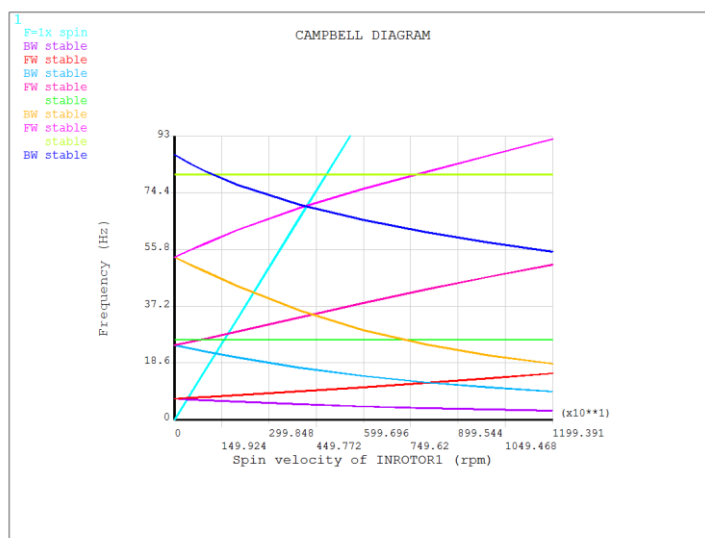


图4.5 有限元计算内轴激励内轴临界转速坎贝尔图

由坎贝尔图求得，有限元方法计算得到的内轴激励内轴临界转速结果，如表 4.2 所示。

表4.2 有限元计算内轴激励内轴临界转速计算结果

阶次	临界转速/(r/min)
第 1 阶	451.071
第 2 阶	1811.647
第 3 阶	4468.113

有限元求得的前 3 阶模态振型图如下图 4.6、4.7、4.8 所示。

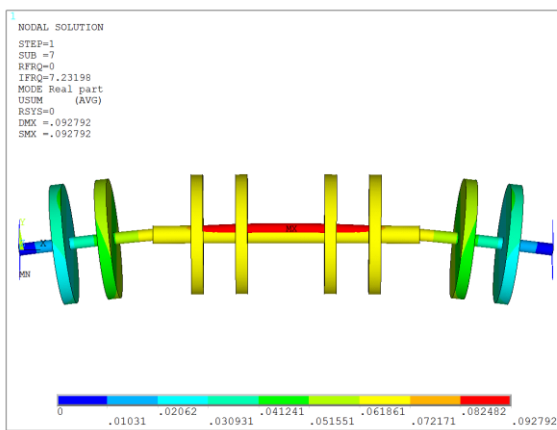


图4.6 有限元计算内轴激励第1阶模态振型

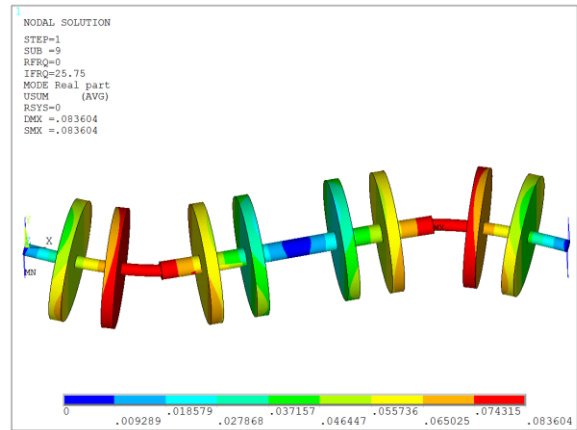


图4.7 有限元计算内轴激励第2阶模态振型

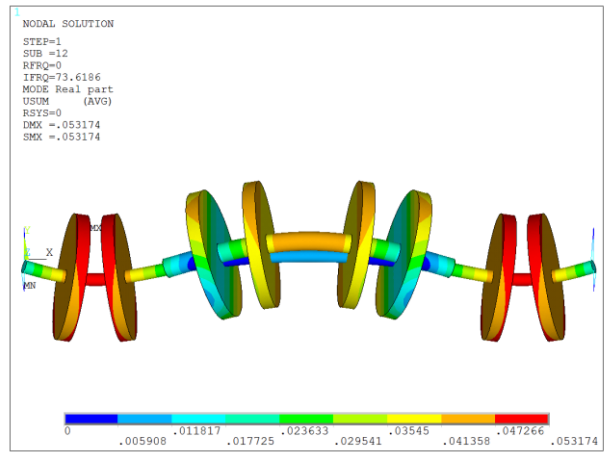


图4.8 有限元计算内轴激励第3阶模态振型

4.1.4 计算结果对比分析

在 4.1.2 和 4.1.3 小节中，分别采用传递矩阵法和有限元方法计算了同一结构内轴激励内轴前 3 阶临界转速。传递矩阵法是一种半解析数值方法。其基本思想是把整体结构

离散成若干个子单元的对接与传递的力学问题，建立单元两端之间的传递矩阵，利用矩阵相乘对结构进行分析。其计算结果相对精确。有限元方法是在变分原理的基础上发展起来的，将连续求解域离散成一组单元的组合体，每个单元内假设近似函数来分片表示求解域上待求的未知场函数，是一种近似求解的方法。因此，将传递矩阵法计算结构视为该结构的准确解。两种方法的计算结果及误差如表 4.3 所示。

表4.3 内轴激励内轴临界转速传递矩阵法和有限元法计算结果对比及误差

阶次	传递矩阵法/(r/min)	有限元法/(r/min)	误差/%
第 1 阶	464	451.071	-2.80
第 2 阶	1807	1811.647	0.26
第 3 阶	4301	4468.113	3.88

由表 4.3 和图 4.2-4.2，图 4.6-4.8 可知：

(1) 有限元法和传递矩阵法计算得到的内轴激励内轴前 3 阶临界转速下的模态振型均相同，反映出明显的内轴 1 阶、2 阶、3 阶弯曲，各阶对应的外轴振型也完全相同。两种计算方法得到的结构振动特点一致，有限元法同样准确的反映了结构的振动特性，振型计算结果正确。

(2) 以传递矩阵法计算得到的结果为准，有限元法计算得到的内轴激励内轴前 3 阶临界转速的误差分别为-2.8%、0.26%和 3.88%。有限元方法计算得到的内轴激励内轴前三阶临界转速结果正确。

(3) 传递矩阵法与有限元方法的计算误差由多个因素导致。例如：传递矩阵法在计算时，盘轴均相当于二维单元，本文中有限元法盘轴采用三维实体单元；传递矩阵法在计算时忽略了轴的重量，而有限元计算时，轴的重量仍计算在内等。所以，两种算法计算的同一模型结果虽然产生了一定的误差，但是误差在可接受范围内，故本文中的有限元方法使用正确，计算结果可信。

4.2 机匣系统刚度对临界转速计算结果的影响分析

4.2.1 带机匣双转子结构简介

静子系统的刚性对于转子系统动力特性，尤其是转子临界转速的影响较大。静子系统主要包括机匣、静子叶片等结构，为了使计算简化，定性分析静子系统刚度对于转子临界转速的影响，给 4.1 节转子系统加上薄壁圆筒作为机匣，计算分析圆筒刚度改变时，

转子系统临界转速变化即可定性得知静子系统刚度对转子系统临界转速的影响。双转子模型加机匣(薄壁圆筒)模型中,机匣壁厚 0.004m,机匣内壁与盘外缘间隙为 0.002m。在距机匣前后端面 1/4 处,上下左右分别约束,左右上下及前后完全对称,约束处节点为全约束。图 4.9 为带机匣双转子结构有限元模型,图 4.10 为该模型剖视图。

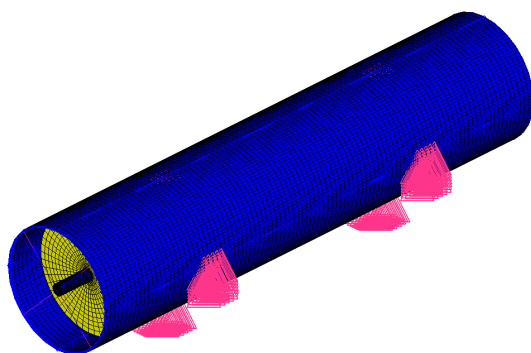


图4.9 带机匣双转子结构有限元模型

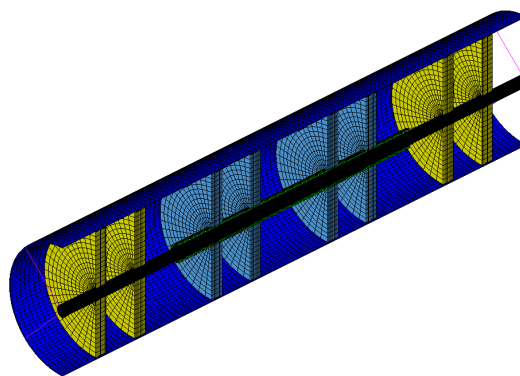


图4.10 带机匣有限元模型剖视图

4.2.2 带机匣双转子结构临界转速计算

静子系统与转子系统之间通过轴承连接,静子系统支承刚度与轴承刚度串联,作用在转子上。改变静子系统(在该模型中为机匣)刚度,可以通过调节其材料的弹性模量实现。弹性模量是衡量材料产生弹性变形难易程度的指标,其值越大,使材料发生一定弹性变形的应力也越大,在一定应力作用下,发生弹性变形越小,即材料刚度越大。

令机匣弹性模量取 $E_1=2.1 \times 10^{15} \text{N/m}^2$,盘轴参数与计算参数和 4.1 节一致。求得内轴激励内轴坎贝尔图如图 4.11 所示。

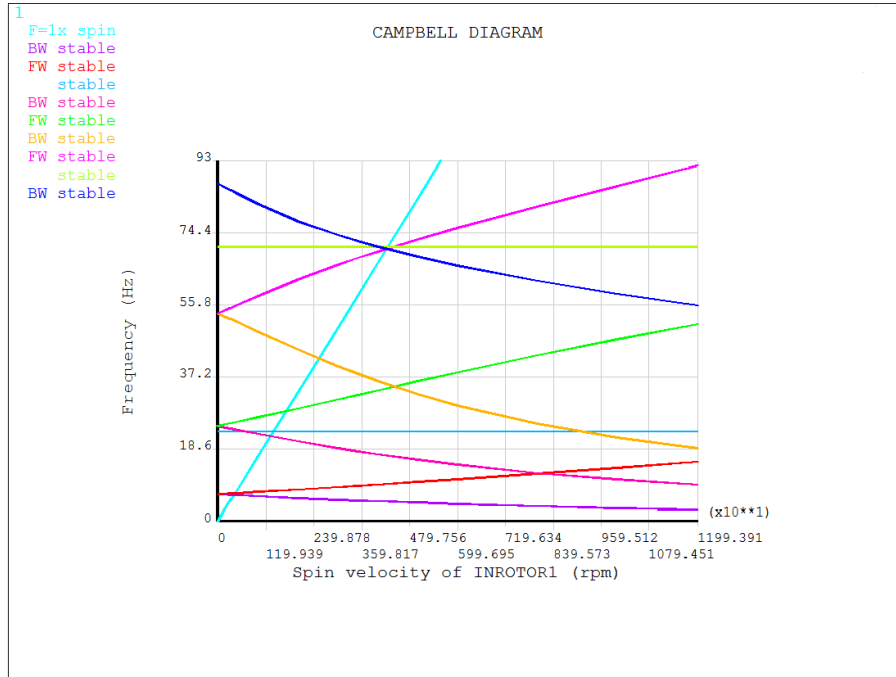


图4.11 带机匣双转子结构内轴激励内轴坎贝尔图 ($E_1=2.1 \times 10^{15} \text{N/m}^2$)

由图 4.11 求得，机匣弹性模量 $E_1=2.1 \times 10^{15} \text{N/m}^2$ ，带机匣结构内轴激励内轴临界转速第 1 阶为 450.206r/min、第 2 阶为 1806.726 r/min、第 3 阶为 4468.608 r/min。结构前 3 阶模态振型图如下图 4.12、4.13、4.14 所示。为了方便观察，模态振型图显示时，将机匣剖开，朝向观察者的前半部分隐藏。

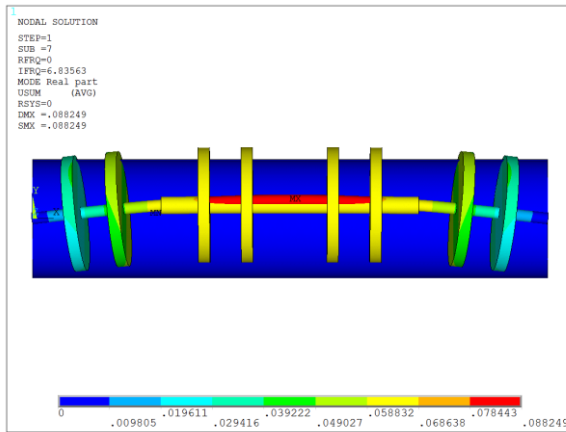


图4.12 第1阶振型图 ($E_1=2.1 \times 10^{15} \text{N/m}^2$)

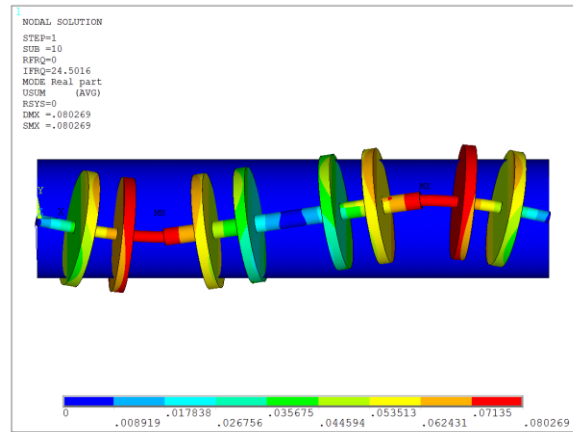


图4.13 第2阶振型图 ($E_1=2.1 \times 10^{15} \text{N/m}^2$)

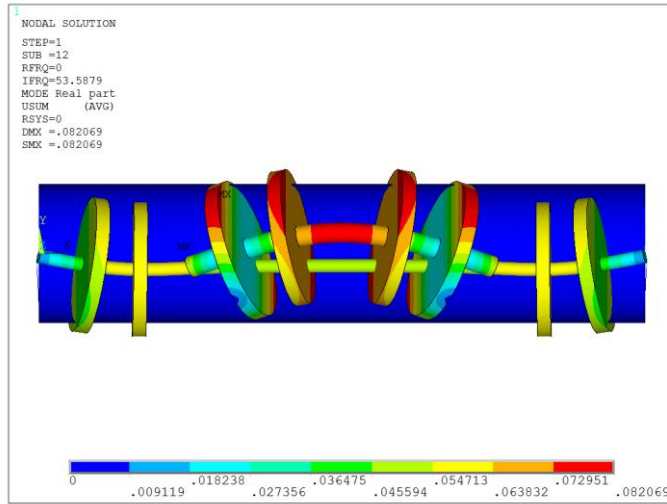


图4.14 第3阶振型图 ($E_1=2.1 \times 10^{12} \text{N/m}^2$)

令机匣弹性模量取 $E_1=2.1 \times 10^{12} \text{N/m}^2$ ，盘轴参数与计算参数和 4.1 节一致。求得内轴激励内轴坎贝尔图如图 4.15 所示。

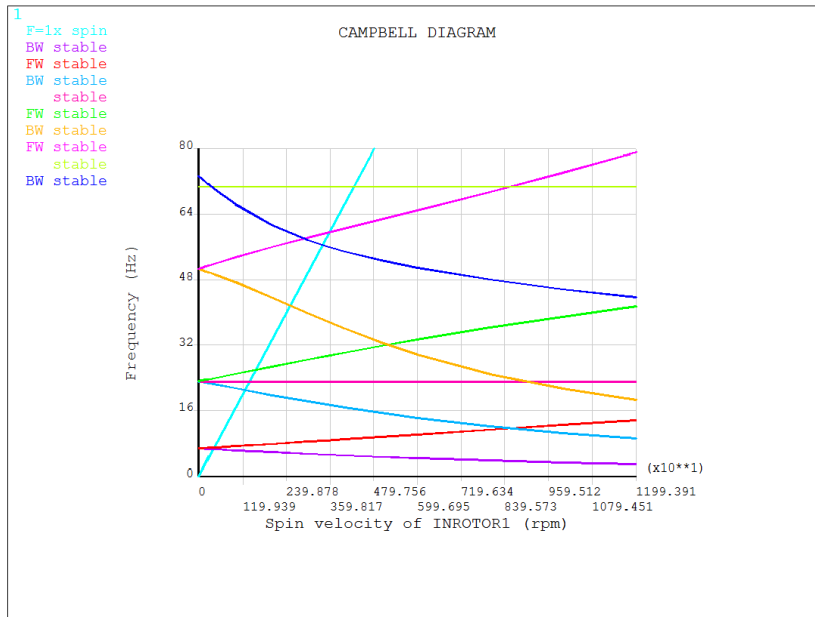


图4.15 带机匣双转子结构内轴激励内轴坎贝尔图 ($E_1=2.1 \times 10^{12} \text{N/m}^2$)

由图 4.15 求得，机匣弹性模量 $E_1=2.1 \times 10^{12} \text{N/m}^2$ 时，带机匣结构内轴激励内轴临界转速第 1 阶为 443.003r/min、第 2 阶为 1669.095 r/min、第 3 阶为 3865.313 r/min。结构前 3 阶模态振型图如下图 4.16、4.17、4.18 所示。

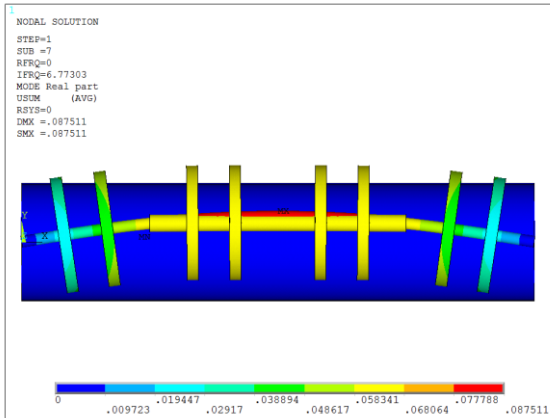


图4.16 第1阶振型图 ($E_1=2.1 \times 10^{12} \text{ N/m}^2$)

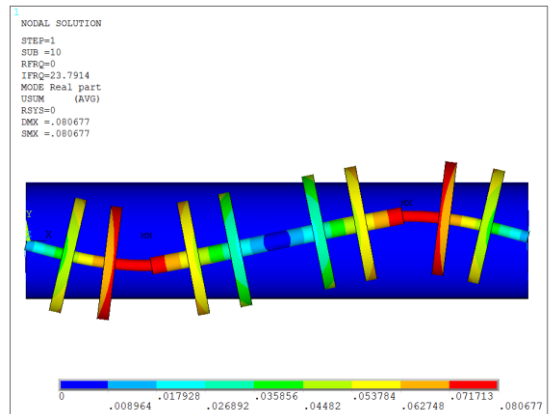


图4.17 第2阶振型图 ($E_1=2.1 \times 10^{12} \text{ N/m}^2$)

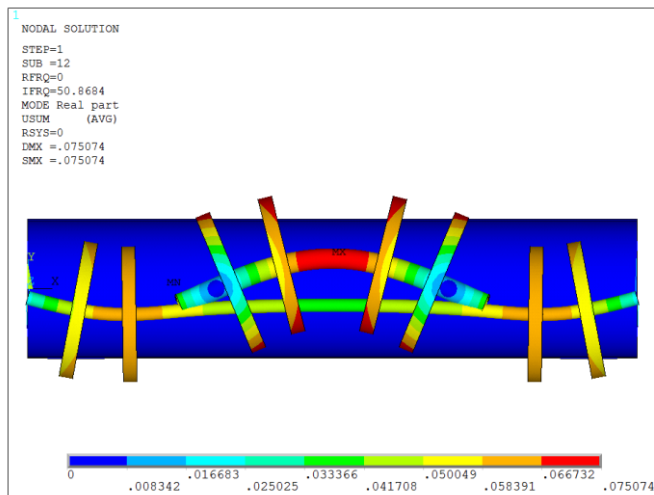


图4.18 第3阶振型图 ($E_1=2.1 \times 10^{12} \text{ N/m}^2$)

令机匣弹性模量取 $E_1=2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ ，盘轴参数与计算参数和 4.1 节一致。求得内轴激励内轴坎贝尔图如图 4.15 所示。

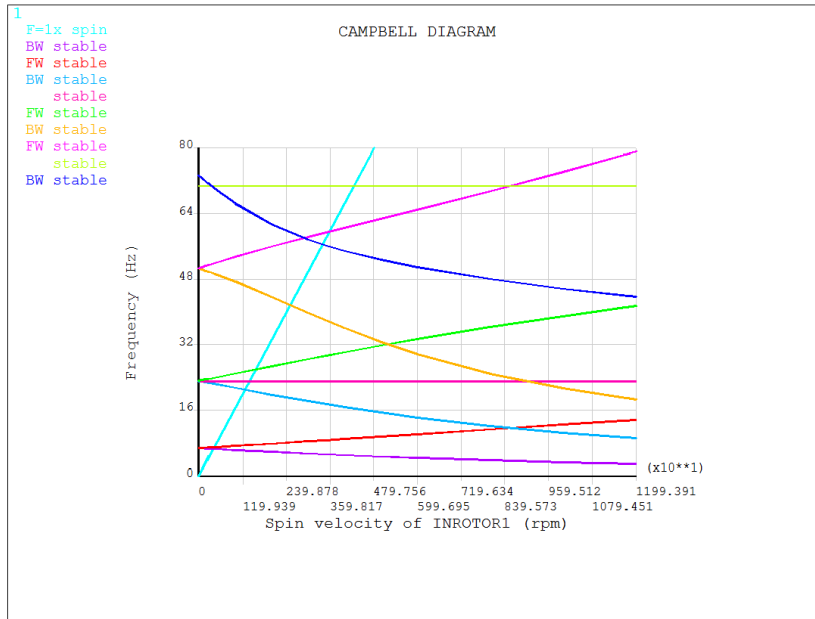


图4.19 带机匣双转子结构内轴激励内轴坎贝尔图 ($E_1=2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$)

由图 4.15 求得，机匣弹性模量 $E_1=2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ 时，带机匣结构内轴激励内轴临界转速第 1 阶为 416.253 r/min、第 2 阶为 1555.714 r/min、第 3 阶为 3579.970 r/min。结构前 3 阶模态振型图如下图 4.20、4.21、4.22 所示。

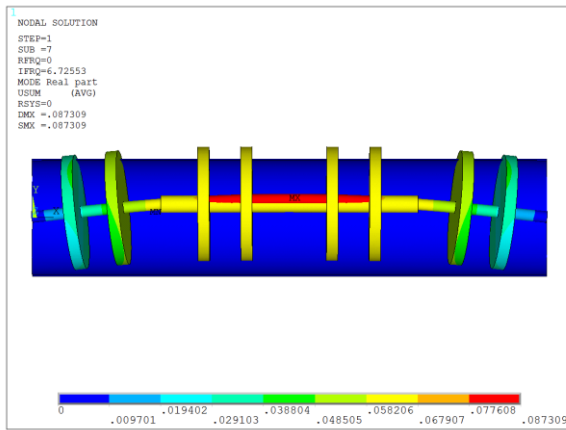


图4.20 第1阶振型图 ($E_1=2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$)

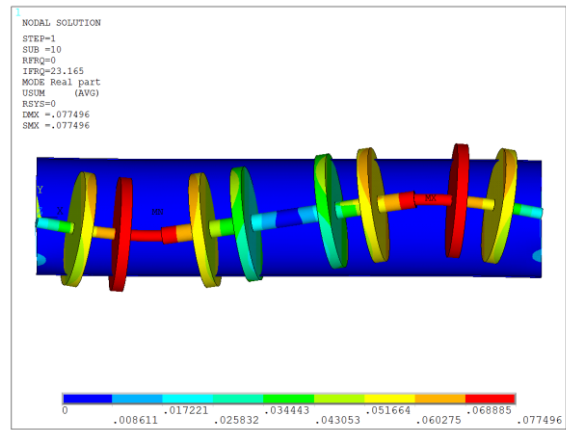


图4.21 第2阶振型图 ($E_1=2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$)

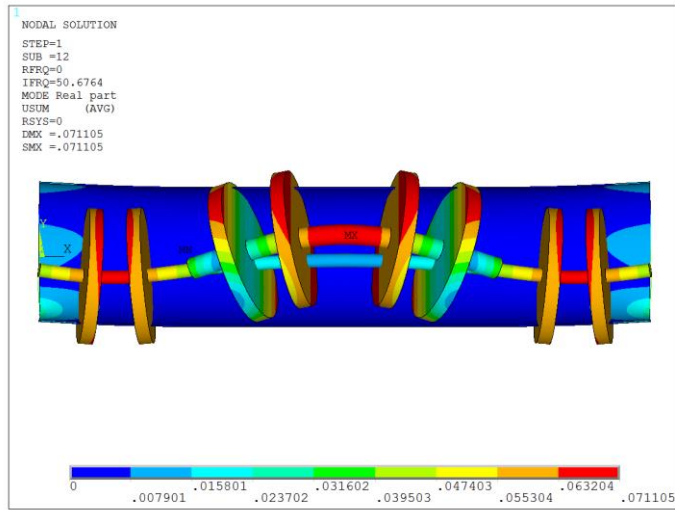


图4.22 第3阶振型图 ($E_1=2.1 \times 10^{11} \text{N/m}^2$)

4.2.3 机匣刚度对双转子结构临界转速的影响

对比 4.2.2 计算结果，如表 4.4 所示。

表4.4 双转子结构机匣弹性模量变化时内轴激励内轴临界转速

	第 1 阶/(r/min)	第 2 阶/(r/min)	第 3 阶/(r/min)
不带机匣	451.071	1811.647	4486.113
$E_1=2.1 \times 10^{15} \text{N/m}^2$	450.206	1806.726	4468.008
$E_1=2.1 \times 10^{12} \text{N/m}^2$	433.003	1669.095	3865.313
$E_1=2.1 \times 10^{11} \text{N/m}^2$	416.253	1555.714	3579.970

由表 4.4 及图 4.12-4.14、图 4.16-4.18、图 4.20-4.22 可知：

(1) 当机匣刚性很强 ($E_1=2.1 \times 10^{15} \text{N/m}^2$ 和 $E_1=2.1 \times 10^{12} \text{N/m}^2$) 时，模态振型图中主要为盘和轴形变；当机匣刚性较弱 ($E_1=2.1 \times 10^{11} \text{N/m}^2$) 时，机匣发生明显形变。

(2) 当机匣刚性很强 ($E_1=2.1 \times 10^{15} \text{N/m}^2$) 时，带机匣的计算结果与不带机匣计算结果相近。这是由于转子支承并不唯一，机匣为弹性体，支承之间的相互耦合影响通过机匣传递。当机匣刚度很大时，各支承之间的耦合影响将大大降低，这是影响转子临界转速的一个重要因素。

(3) 随着机匣刚度的减小，内轴激励内轴各阶临界转速均明显下降。转子临界转速由转子支承刚度和转子自身特性决定。其中，转子支承刚度为轴承刚度与机匣支承刚度的串联，机匣刚度直接影响转子支承刚度。

4.3 类似双转子发动机结构模型整机动力特性计算

4.3.1 类似双转子发动机模型结构简介

为了研究双转子航空发动机整机动力特性的分析方法，确保该方法的正确有效性，首先建立类似结构的简单模型（下称模型 M）对方法进行验证。为了方便验证，故该模型的支承方案等关键参数与某型航空发动机一致，对于一些细节特性多做简化处理。为了划分建模和划分网格方便，将机匣简化成等直径圆筒，静子叶片和转子叶片均为支板，各级叶片数量均为 20 个，轮盘省略鼓式结构，高压低压轴均为无台阶等直径轴。静子系统由机匣，压气机 4 级，涡轮 2 级组成。转子系统由低压轴、高压轴、低压压气机 2 级，低压涡轮 1 级，高压压气机 2 级，高压涡轮 1 级组成。在 UG 软件中建立该结构的三维几何模型，其剖面图如图 4.23 所示。低压转子采用 1-2-0 支承，高压采用 0-2-0 支承。支承 1、3、4 分别为前中后支承；支承 2、5 为中介支承，支承刚度如表 4.5 所示。所有结构材料参数一致， $E=2.1 \times 10^{11} \text{N/m}^2$ ， $\rho = 7800 \text{kg/m}^3$ ，泊松比为 0.3。

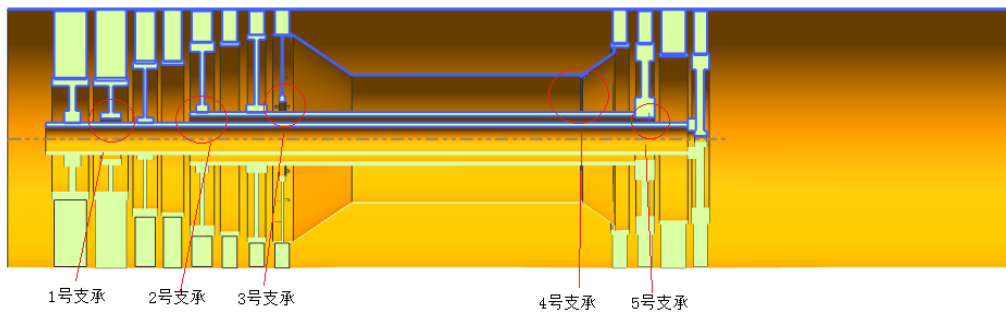


图4.23 模型M几何模型剖面图

表4.5 模型M各支承刚度值

1 号支承/ (N/m)	2 号支承/ (N/m)	3 号支承/ (N/m)	4 号支承/ (N/m)	5 号支承/ (N/m)
3×10^8	2×10^9	3×10^8	3×10^7	2×10^9

4.3.2 静子转子分开建模计算

在目前诸多关于整机振动特性计算分析的文献中，静子转子分开计算是目前广泛采用的一种分析方法。静子转子分开计算，分析静子系统，得到转子支承动刚度作为传递函数，加到转子系统上去，可以有效避免有限元模型规模过大，导致的计算时间过长或无法计算的情况。本节采用该方法对模型 M 进行整机动力特性分析。

1. 静子系统特性分析

将静子系统有限元模型导入 HYPERMESH 软件中，采用六面体单元对模型进行网格划分。静子系统共划分单元 92520 个，节点 188048 个。在第 4 级压气机（顺航向）正上方与两侧和燃烧室两侧分别添加全约束。静子系统有限元模型如图 4.24 所示，静子系统有限元模型剖面图如图 4.25 所示。

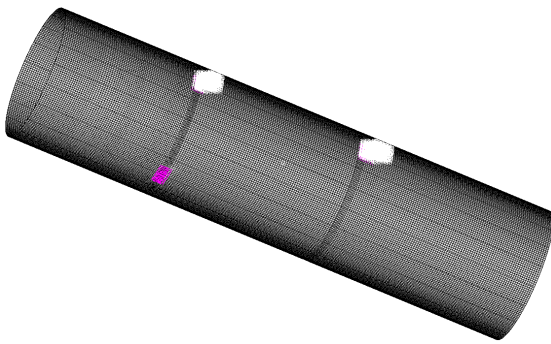


图4.24 模型M静子系统有限元模型

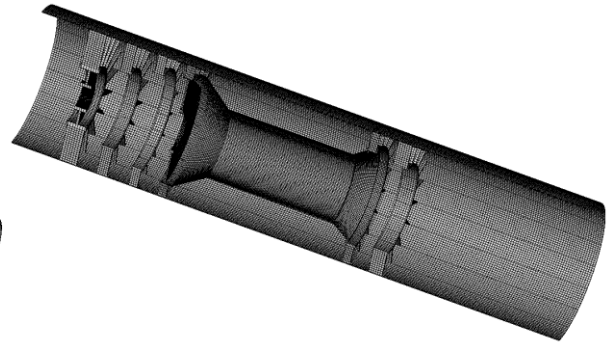


图4.25 模型M静子系统有限元模型剖面图

将划分好网格的模型以 CDB 格式导出，并导入 ANSYS 软件中进行计算分析。在对静子系统进行谐响应分析之前，首先对其进行模态分析。模态分析是一切分析的基础，进行模态分析可以更好的掌握结构的特性，能具体的反映结构的整体振动特征。模型 M 的前 10 阶固有频率如下表 4.6 所示。其前 10 阶模态振型图如图 4.26-4.35 所示。

表4.6 模型M静子系统前10阶固有频率值

模态阶数	固有频率/Hz
1	131.84
2	134.75
3	134.98
4	140.32
5	214.21
6	214.22
7	240.18
8	249.13
9	254.18
10	260.48

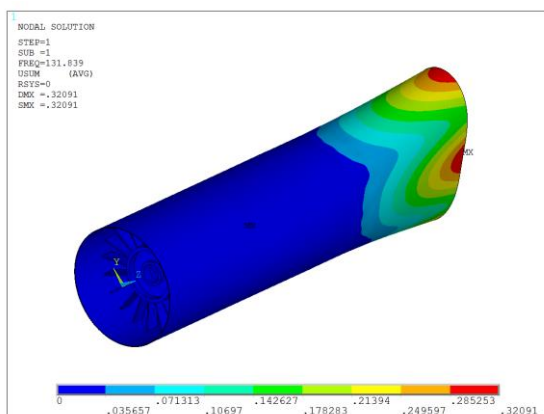


图4.26 第1阶模态振型图

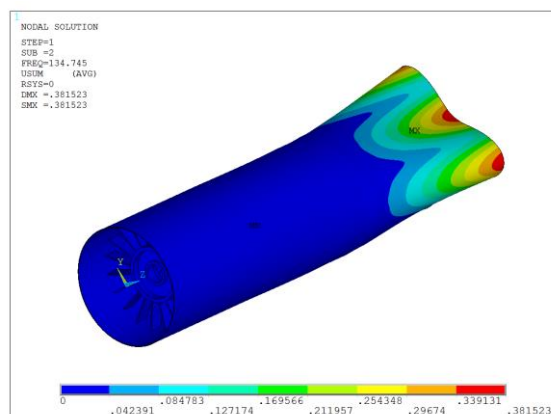


图4.27 第2阶模态振型图

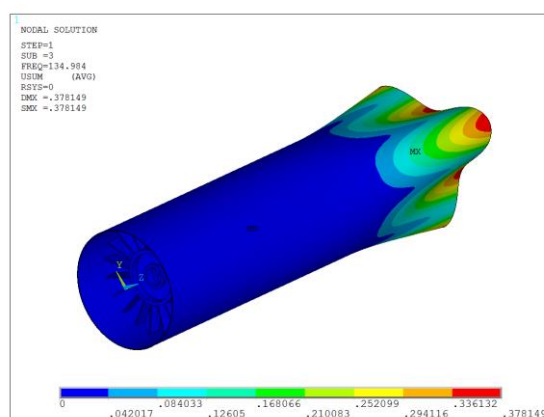


图4.28 第3阶模态振型图

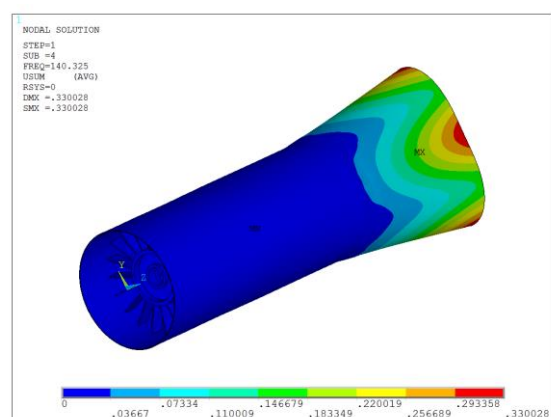


图4.29 第4阶模态振型图

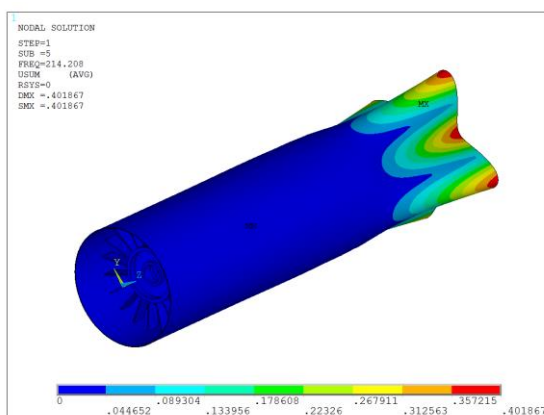


图4.30 第5阶模态振型图

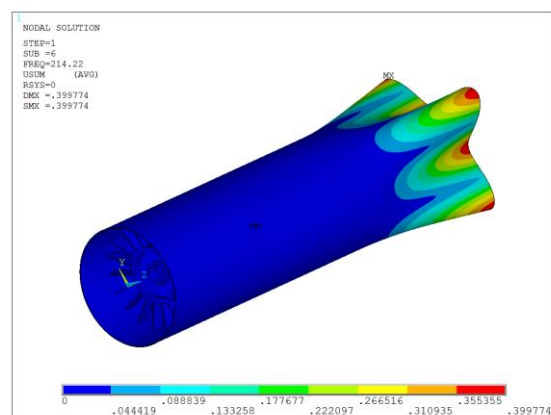


图4.31 第6阶模态振型图

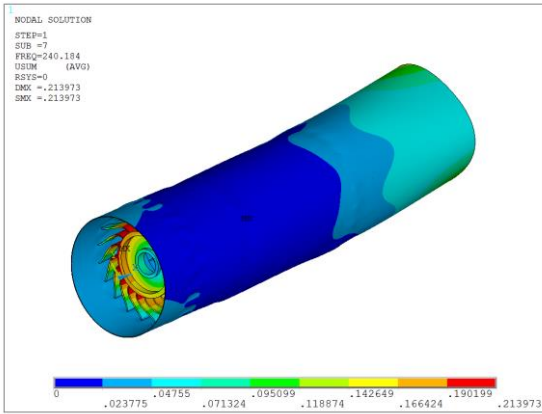


图4.32 第7阶模态振型图

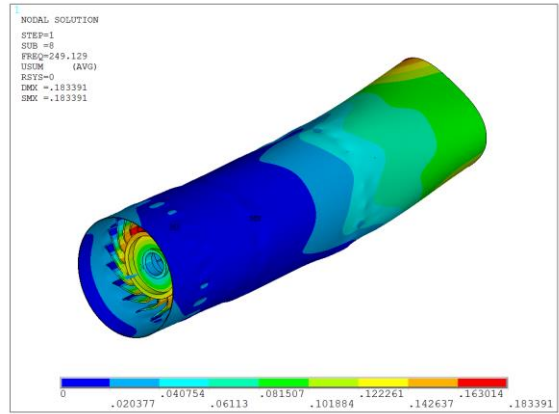


图4.33 第8阶模态振型图

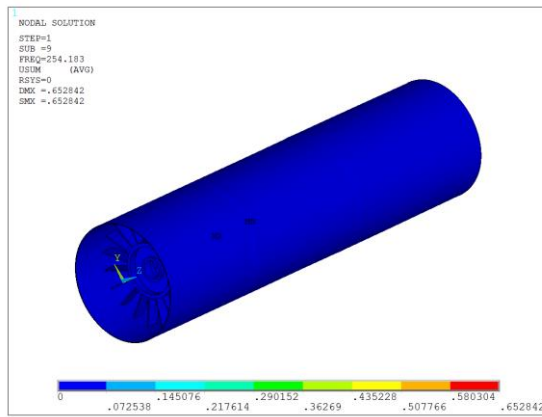


图4.34 第9阶模态振型图

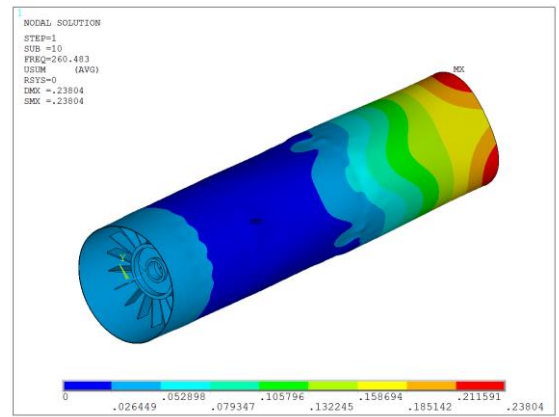


图4.35 第10阶模态振型图

航空发动机在工作时，转子系统的作用力通过轴承作用在静子支承上，这个力是一个交变的分布力。对模型 M 的静子系统进行谐响应分析，将作用力分解成 y 和 z 方向作用力，分别在 1 号、3 号、4 号支承处沿 y 和 z 方向施加分布载荷，求解前、中、后 3 个支承 y 和 z 方向 0-200Hz 的谐位移。计算结果如图 4.36-4.41 所示。

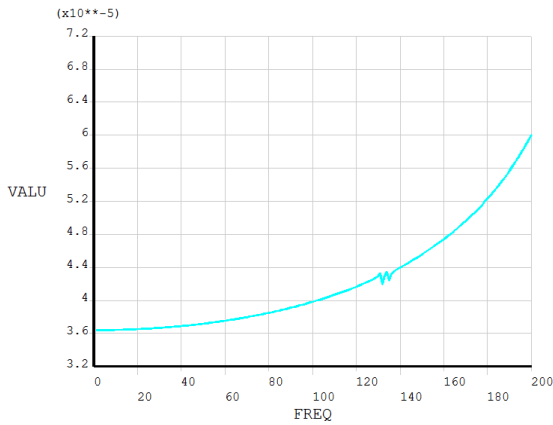


图4.36 前支承沿y方向频率响应图

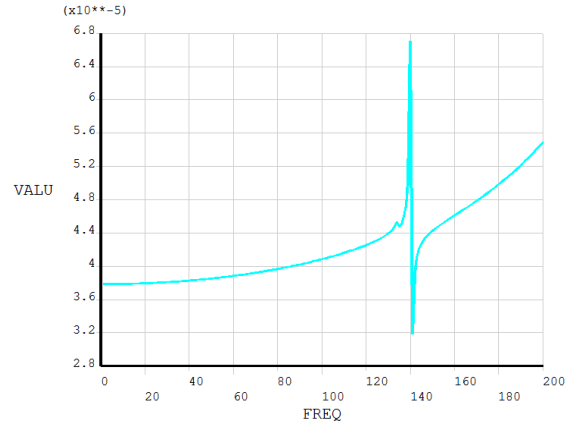


图4.37 前支承沿z方向频率响应图

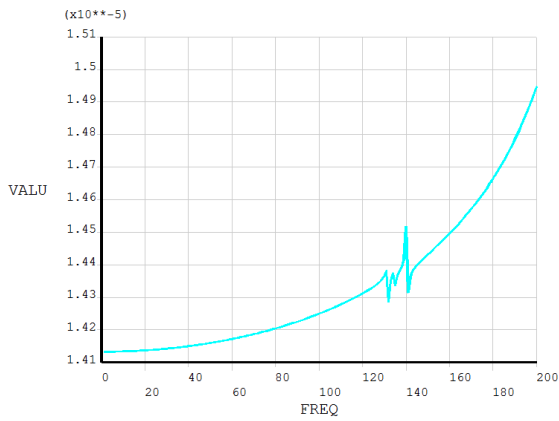


图 4.38 中支承沿 y 方向频率响应图

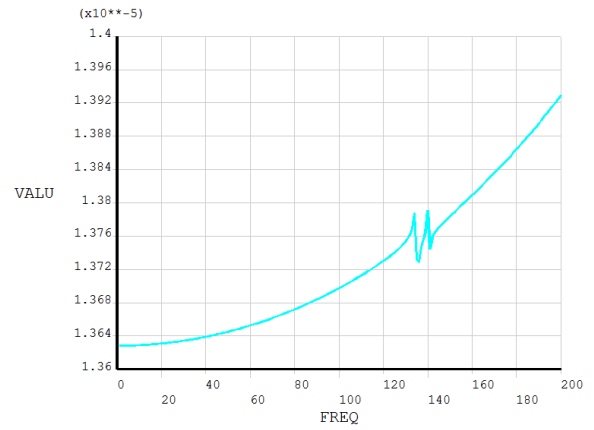


图 4.39 中支承沿 z 方向频率响应图

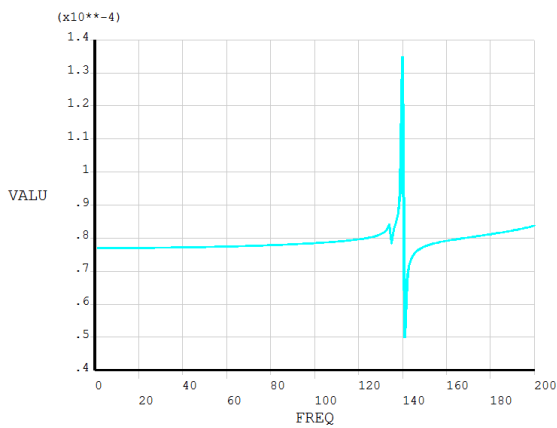


图 4.40 后支承沿 y 方向频率响应图

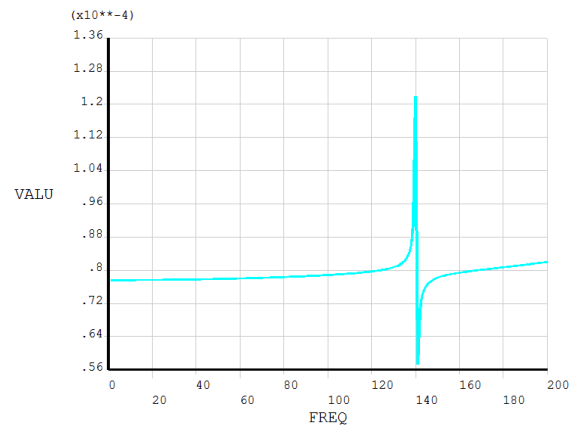


图 4.41 后支承沿 z 方向频率响应图

由图 4.36-4.41 可得：

- (1) 在激振频率 0-200Hz 范围内，静子支承系统前支承沿 y 方向的频率响应曲线在 131Hz 到 140Hz 之间出现 2 个小的波峰波谷，此处正好是静子系统第 1-4 阶固有频率

处。结合静子系统模态振型图可知，在 131Hz-140Hz 处，尾喷管振动较大，引起前支承 y 方向局部振动；前支承沿 z 方向的频率响应曲线在 134Hz 处出现波峰，140Hz 处出现波谷。

(2) 静子支承系统中支承沿 y 方向的频率响应曲线在 131Hz 到 140Hz 之间出现波动；中支承沿 z 方向的频率响应曲线在 131Hz 和 140Hz 处出现波峰。

(3) 静子支承系统后支承沿 y 方向的频率响应曲线在 131Hz 处出现较小波动，在 134Hz 处出现大幅度共振，在 140Hz 处出现波谷。后支承沿 z 方向的频率响应曲线在 134Hz 处出现波峰，140Hz 处出现波谷。

根据动刚度定义，编写 MATLAB 程序，绘制各支承处沿 y 和 z 方向的静子支承动刚度曲线，如图 4.42-图 4.47 所示。

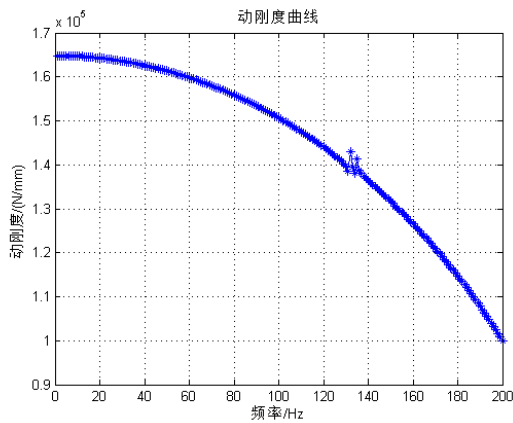


图4.42 前支承沿y方向的静子支承动刚度

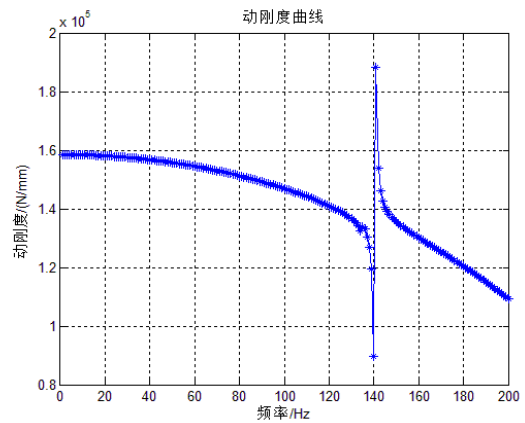


图4.43 前支承沿z方向的静子支承动刚度

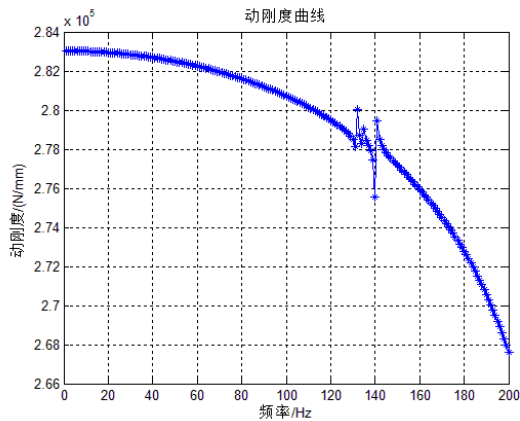


图4.44 中支承沿y方向的静子支承动刚度

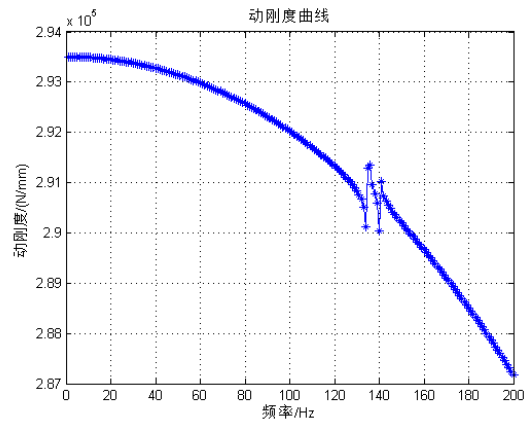


图4.45 中支承沿z方向的静子支承动刚度

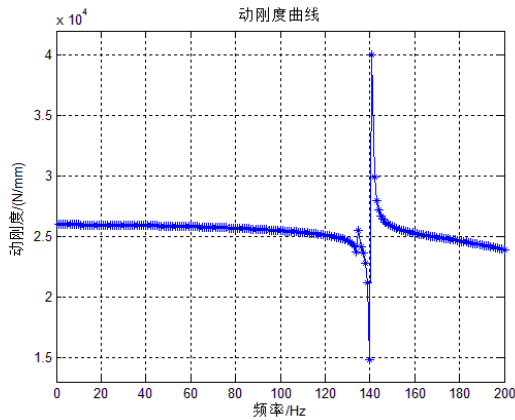


图4.46 后支承沿y方向的静子支承动刚度

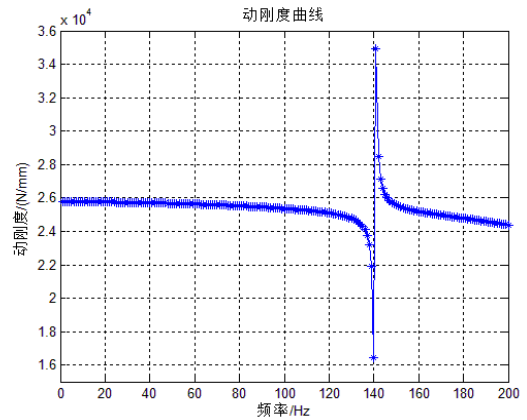


图4.47 后支承沿z方向的静子支承动刚度

静子支承动刚度是在对应支承沿对应方向的频率响应曲线基础上求得的，其刚度值随频率的变化而变化，其变化趋势为对应频率响应曲线的倒数。由图 4.42-图 4.47 可知：

(1) 在激振频率 0-200Hz 范围内，静子支承系统前支承沿 y 方向的静子支承动刚度曲线在 131Hz 到 140Hz 之间出现小的波动，刚度最大值出现在 0Hz 处。前支承沿 z 方向的静子支承动刚度曲线在 134Hz 处和 140Hz 处出现波动，刚度值在 134Hz 处突降，140Hz 处最小，在 140Hz 处突升，最大出现在 141Hz 处。

(2) 静子支承系统中支承沿 y 方向的静子支承动刚度曲线在 131Hz 到 140Hz 之间出现波动，0Hz 处刚度值最大；中支承沿 z 方向的静子支承动刚度曲线在 131Hz 和 140Hz 处出现波动，刚度最大值为 0Hz 处。

(3) 静子支承系统后支承沿 y 方向的静子支承动刚度曲线在 131Hz 处出现较小波动，在 134Hz 处突降，134Hz 处出现最小值，在 140Hz 处突升，141Hz 处出现最大值。后支承沿 z 方向的静子支承动刚度曲线在 134Hz 处突降，140Hz 处突升。

在模型中，静子系统可等效为一个质量弹簧系统，轴承也可等效成一个质量弹簧系统，两个质量弹簧系统串联，共同作为转子系统的支承。根据串联弹簧计算方法有，

$$\frac{1}{K_R} = \frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_S} \quad (4.1)$$

式中， K_R 为转子支承刚度， K_B 为轴承刚度， K_S 为静子系统支承刚度。

结合表 4.5，根据式 4.1，编写 MATLAB 程序，计算各支承沿 y 方向和 z 方向的转子支承动刚度，并绘制各支承处的转子支承动刚度曲线，如图 4.48-图 4.53 所示。

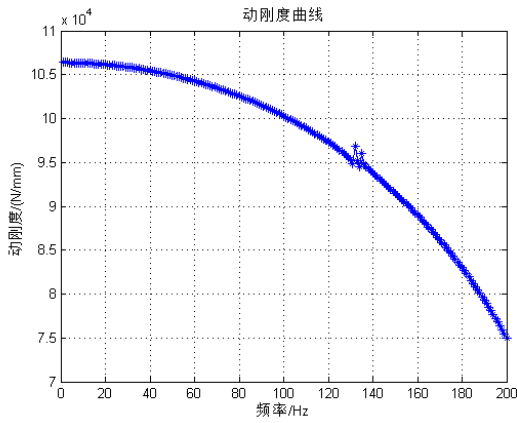


图4.42 前支承沿y方向的转子支承动刚度

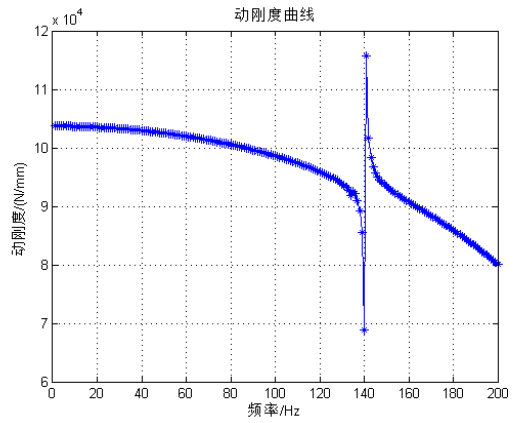


图4.43 前支承沿z方向的转子支承动刚度

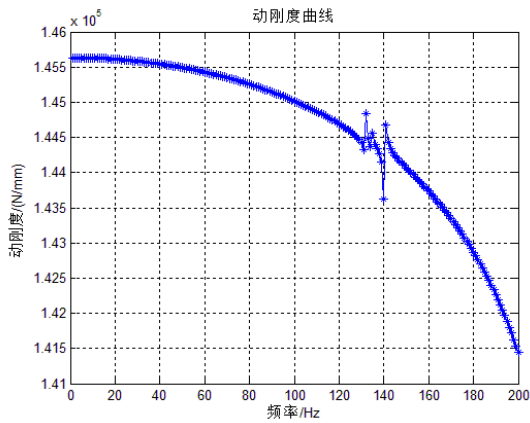


图4.44 中支承沿y方向的转子支承动刚度

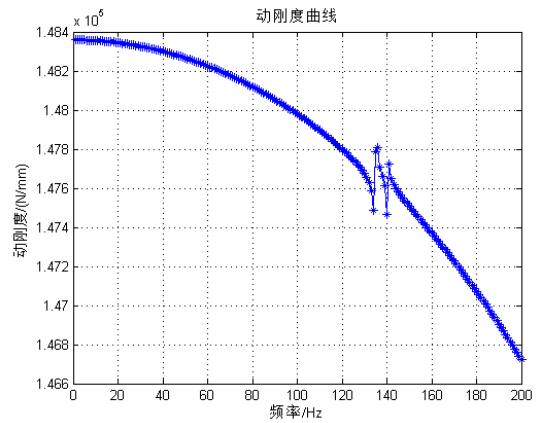


图4.45 中支承沿z方向的转子支承动刚度

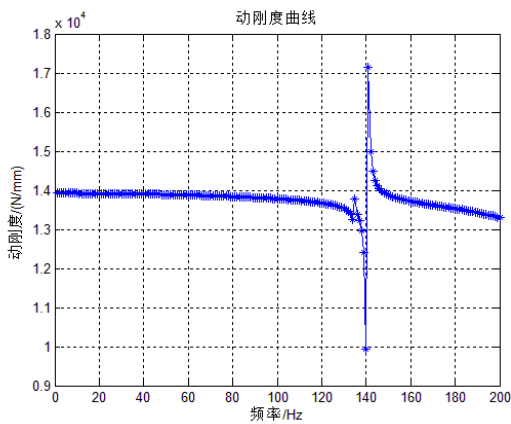


图4.46 后支承沿y方向的转子支承动刚度

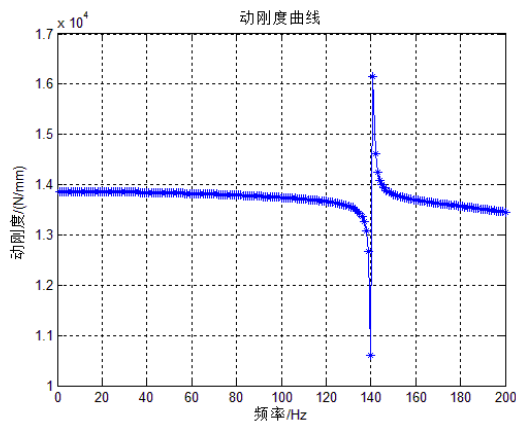


图4.47 后支承沿z方向的转子支承动刚度

转子支承动刚度是在对应支承沿对应方向的静子支承动刚度曲线基础上求得的，其刚度值随频率的变化而变化，其变化趋势与对应的静子支承动刚度曲线一致。转子支承动刚度是计算整机动力特性的重要参数，为下一步转子特性的计算铺平了道路。

2 转子系统特性分析

将模型 M 的转子系统几何模型导入 HYPERMESH 软件中，进行网格划分，采用 SOLID185 单元模拟盘轴叶片等结构，轴承采用 COMBIN14 单元模拟。共划分为 132880 个单元，232272 个节点。转子系统有限元模型如图 4.48 所示，其剖面图如图 4.49。

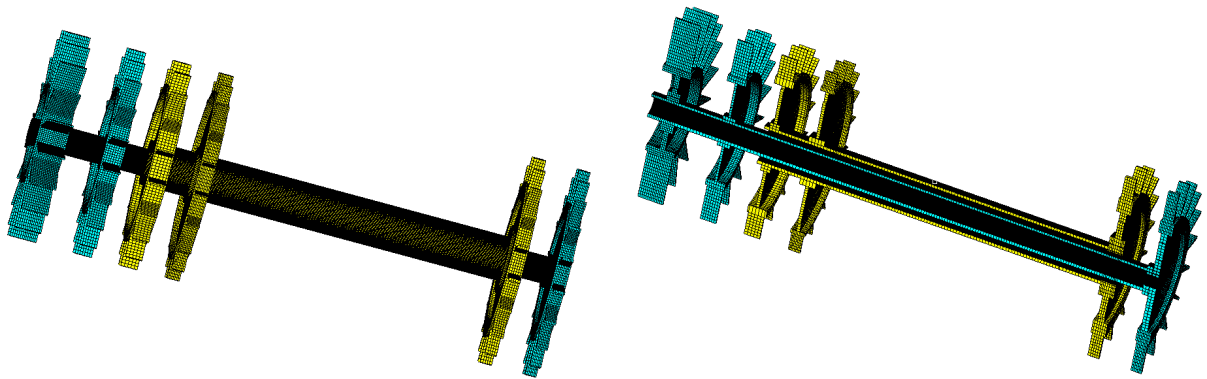


图4.48 模型M转子系统有限元模型图

4.49 模型M转系系统有限元模型剖面图

将划分好网格的模型 M 的转子系统模型导入 ANSYS 软件，选择 QR 阻尼法进行计算。QR 阻尼法计算时，求解精度与所取模态阶数有很大关系，给定模态阶数为 50 阶，在转速取 0r/min、600 r/min、1200 r/min、2400 r/min、3600 r/min、4800 r/min、6000 r/min、7200 r/min、9000 r/min、12000 r/min 时分别计算转子系统模态。查找模型 M 静子系统计算得到的转子支承动刚度，取各转速对应频率下的前、中、后支承刚度，进行计算。由于 1 号支承连接静子系统与低压转子，故取频率值等于低压转子转速时的刚度值，3 号和 4 号支承连接静系统 and 高压转子，因此，取频率值等于高压转子转速时的刚度值。高低压转子转速比取为 1:1.2。各转速下所取各支承刚度值见表 4.7-表 4.9。

表4.7 转子前支承支承动刚度值

低压转子转速/(r/min)	频率/Hz	y 方向/ (10^7 N/m)	z 方向/ (10^7 N/m)
600	10	10.64	10.37
1200	20	10.62	10.35
2400	40	10.55	10.29
3600	60	10.43	10.20
4800	80	10.26	10.05
6000	100	1.003	9.861
7200	120	9.732	9.594
9000	150	9.151	9.336
12000	167	8.707	8.911

表4.8 转子中支承支承动刚度值

高压转子转速/(r/min)	频率/Hz	y 方向/ (10^8 N/m)	z 方向/ (N/m)
720	12	1.456	1.484
1400	24	1.456	1.483
2880	48	1.455	1.483
4320	72	1.453	1.482
5760	96	1.451	1.480
7200	120	1.457	1.478
8640	144	1.447	1.477
10800	180	1.429	1.471
15000	200	1.414	1.467

表4.9 转子后支承支承动刚度

高压转子转速/(r/min)	频率/Hz	y 方向/ (10^7 N/m)	z 方向/ (10^7 N/m)
720	12	1.392	1.386
1400	24	1.392	1.386
2880	48	1.389	1.384
4320	72	1.386	1.381
5760	96	1.379	1.376
7200	120	1.367	1.367
8640	144	1.715	1.409
10800	180	1.353	1.357
15000	200	1.330	1.345

查看各转速下的模态振型图，记录不同转速下同一振型特点的频率值。由于陀螺力矩的影响，转子的弯曲振动会产生正反进动。正进动时，陀螺力矩的作用效果相当于增大了轴的弯曲刚性，故正进动频率随转速的升高而上升。反进动时相反，反进动频率随转速降低而下降。模型 M 的转子系统各转速下各阶模态频率如表 4.10 所示。为表示方便，将转子转速换算成 Hz 表示。

表4.10 模型M转子系统各转速下各阶模态频率

低压转子转速/Hz	第1阶反进动 /Hz	第1阶正进动 /Hz	扭转振动/Hz	第2阶反进动 /Hz	第2阶反进动 /Hz
0	58.2612	58.2612	79.2132	102.045	102.045
10	57.4906	59.0674	79.2132	94.8557	112.023
20	56.6247	59.0674	79.2132	87.6899	114.53
40	54.6466	61.0939	79.2132	74.7465	124.036
60	52.2305	62.2758	79.2132	64.3129	130.442
80	48.7315	63.0318	79.2132	56.5738	136.074
100	44.631	63.7766	79.2132	51.2994	141.613
120	40.2923	67.5561	79.2132	47.1642	146.14
150	36.7078	68.0324	79.2132	43.9913	156.003
167	32.512	68.2312	79.2132	43.0781	156.545

编写 MATLAB 程序，将不同转速下同一阶模态频率连成一条线，在编程时，采用了曲线拟合函数。横轴为转速，纵轴为频率，画出等转速线，即得低压转子激励低压转子坎贝尔图，如图 4.50 所示。

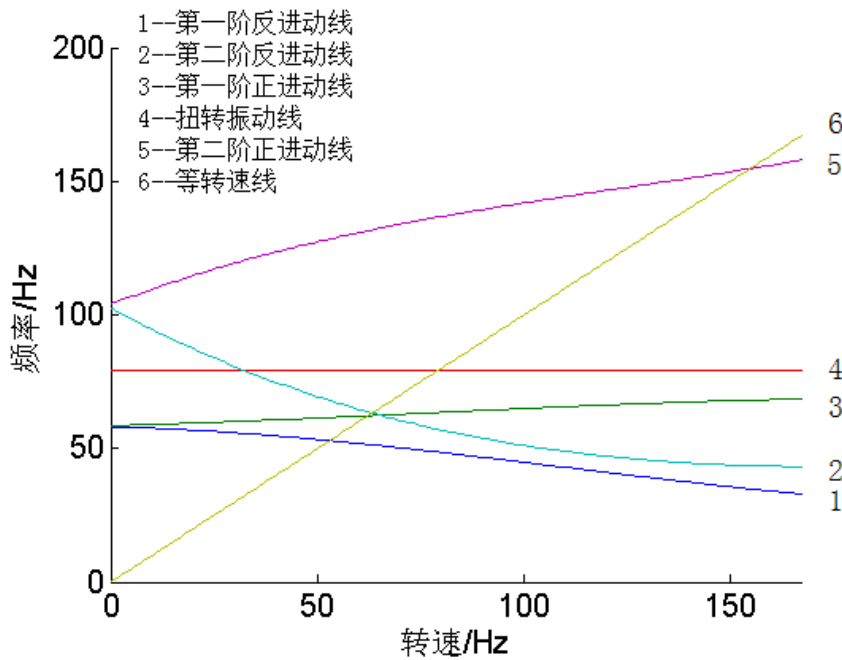


图4.50 低压转子激励低压转子坎贝尔图

由等转速线与模态频率线的交点即可求得低压转子激励低压轴临界转速。其中等转速线与第 1 阶正进动线的交点即为低压转子激励低压转子第 1 阶临界转速，为 61Hz，即 3660r/min。同样的方法求得，低压转子激励低压转子第 2 阶临界转速，为 151Hz，即 9060r/min。临界转速下，转子各阶模态振型如图 4.51-4.52 所示。

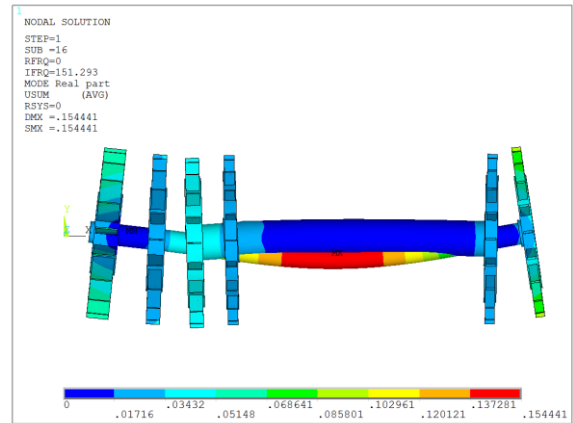
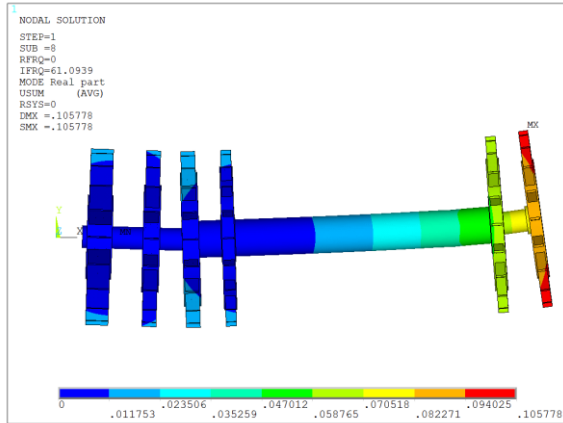


图4.51 低压转子激励低压转子第1阶模态振型 图4.52 低压转子激励低压转子第2阶模态振型

4.3.3 静子转子一体建模计算

模型参数和计算参数与 4.3.2 小节保持一致，各轴承刚度值如表 4.5 所示，整机有限元模型共有单元 225400 个，节点 420320 个。模型 M 有限元模型如图 4.53 所示。其剖面图如图 4.54。

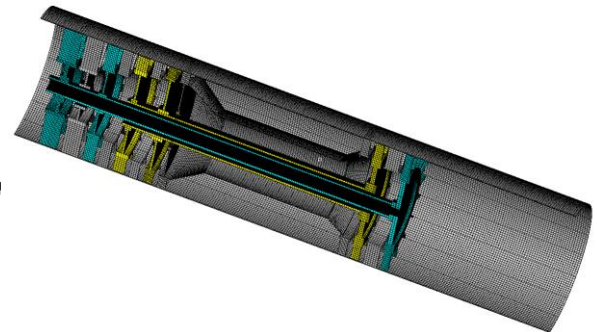
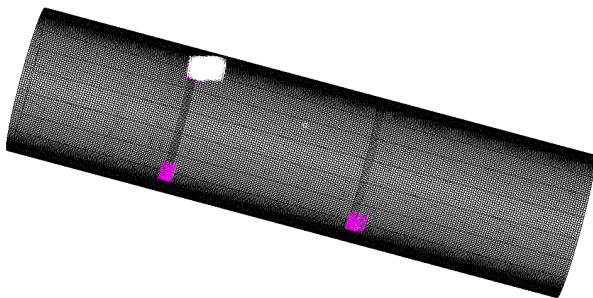


图4.53 模型M有限元模型

图4.54 模型M有限元模型剖面图

在 ANSYS 软件中进行计算，得到低压转子激励低压转子坎贝尔图如图 4.55。由坎贝尔图求得模型 M 低压转子激励低压转子第 1 阶临界转速为 3803.248r/min，第 2 阶临界转速为 9798.541 为 r/min。各阶临界转速对应的模态振型图如图 4.56、图 4.57。

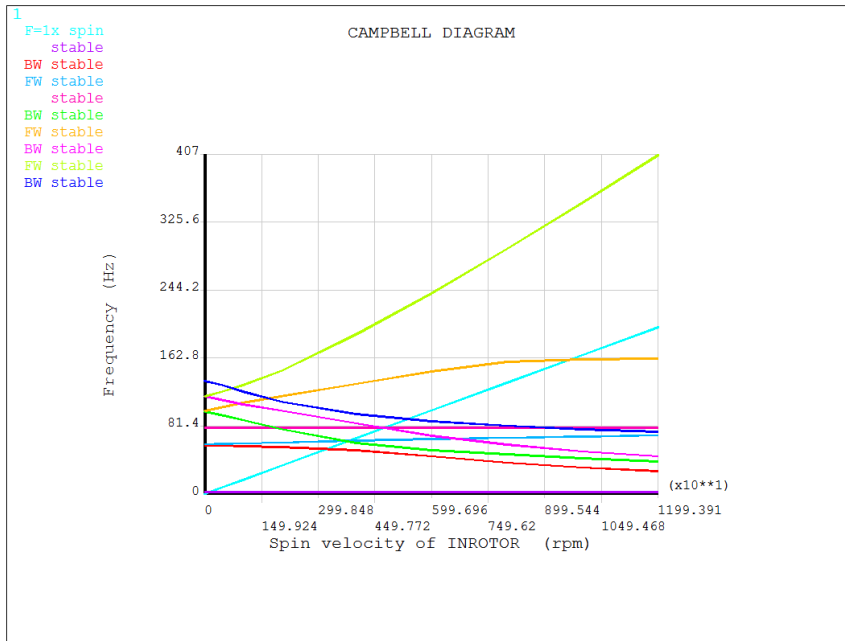


图4.55 模型M低压转子激励低压转子坎贝尔图

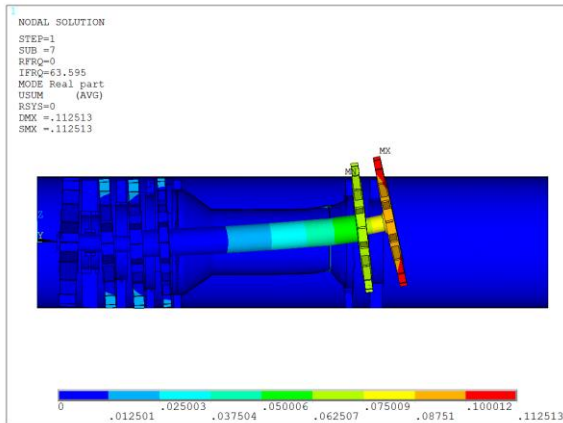


图4.56 模型M第1阶模态振型

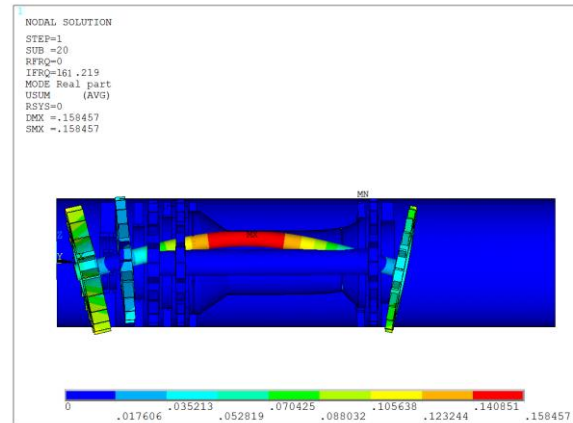


图4.47 模型M第2阶模态振型

4.3.4 双转子航空发动机整机振动分析方法探究

对比 4.3.2 和 4.3.3 低压转子激励低压转子临界转速计算结果，如表 4.11 所示。表中的两种计算误差是以静子转子整体建模为基准，计算得到的。

表4.11 模型M整机计算和分开计算低压转子激励低压转子临界转速计算结果对比

	第 1 阶	第 2 阶
整机计算/Hz	3903.248	9798.541
分开计算/Hz	3660	9060
误差/%	-6.23	-7.54

由表 4.11 和图 4.51-图 4.52、图 4.56-图 4.57 可知：

(1) 整机计算和分开计算得到低压转子激励低压转子前两阶模态振型相似。整机计算的得到两阶振型中，静子系统均未出现明显的振动。第 1 阶模态振型中，低压转子和高压转子均呈现 1 阶弯曲，其中涡轮盘出现俯仰振动。第 2 阶模态振型中，低压转子呈现较明显的整体弯曲振型，高压转子几乎没有形变。

(2) 与整体计算相比，分开计算得到的低压转子激励低压转子临界转速第 1 阶和第 2 阶分别产生了-6.23%和-7.54 的误差。由 4.2 节分析可知，静子系统（机匣）特性会影响转子系统动力特性，当分开计算时，忽略了各支承之间的耦合，以及静子系统本身的影响。

(3) 与分开计算相比，整体建模计算步骤简单，结果准确。但是整体计算的劣势在于整体建模时模型规模是静子与转子模型规模之和，对计算机要求较高。由于静子系统谐响应分析耗时很长，整机建模计算时间虽然比只计算转子系统长，但是其计算时间仍短于分开计算。

4.4 本章小结

本章采用传递矩阵法和有限元方法计算了一个简单双转子结构的临界转速，通过对比计算结果，对本文中所用的双转子系统临界转速计算方法进行了验证，有效确保了计算结果的可靠性。在简单双转子结构的基础上，分析了机匣刚度对转子系统临界转速的影响，随着静子系统刚度的减小，转子系统临界转速减小。当机匣为刚性机匣时，机匣对转子系统临界转速计算结果影响很小，当机匣为刚性较弱时，反之。其次，本文分别采用静子转子分开计算和静子转子整机一体建模计算两种方法计算了类似某型双转子航空发动机结构的动力特性，两种方法相互验证，证明了本文对于双转子航空发动机结构所有的计算方法正确，探究了某型双转子航空发动机整机动力特性的计算方法，为实际发动机模型的动力特性计算铺平了道路。

第5章 某型双转子航空发动机整机振动特性的有限元分析

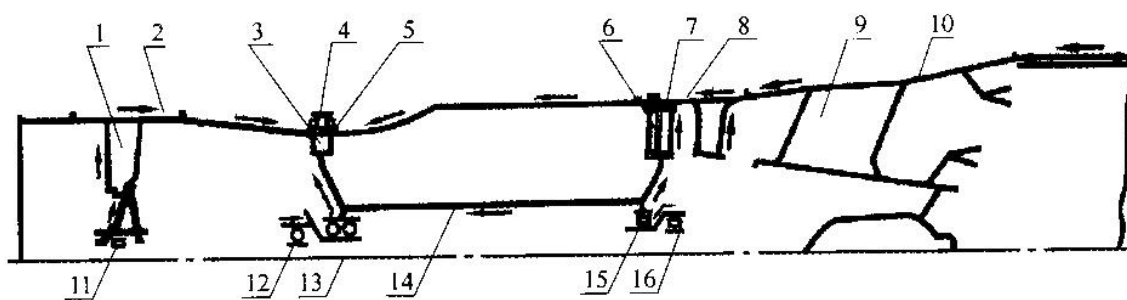
本文的研究对象是某型双转子航空发动机，对该型发动机进行整机动力特性分析的思路是，根据图纸，建立整机几何模型。根据已有计算机配置及模型规模估算，选择静子转子一体建模的方法，划分合理网格，给定边界条件，完成有限元模型的建立。最后进行有限元求解分析。

5.1 某型双转子航空发动机结构简介

某型双转子航空发动机的主要部件包括双转子轴流式压气机（6级，3级高压、3级低压）、环管型燃烧室、双转子反应式涡轮（2级，高压1级、低压1级）、加力燃烧室和收敛形可调喷管等。本文在研究时，对该发动机进行了一定的简化，去除了尾喷管、附件系统以及各种辅助系统。将发动机分为静子系统与转子系统分别介绍其结构。

5.1.1 静子系统结构简介

静子系统由压气机静子、燃烧室、涡轮导向器等部件组成。静子系统支承着转子系统，其传力路线如图5.1所示。某型发动机采用内外混合传力结构，前轴承负荷通过第1级静子叶片外传，省去了带径向支板与内锥的进气机匣。



1-1级整流叶片；2-前机匣；3-VI级整流叶片；4-主安装节上支点；5-后机匣；6-承力辐条；7-导向器壳体；8-涡轮机匣；9-整流支板；10-扩散器外壁；11-前轴承；12-前中介轴承；13-中轴承；14-轴承机匣；15-后轴承；16-后中介轴承。

图5.1 某型双转子航空发动机承力系统结构简图

某型双转子航空发动机的压气机为轴流式压气机，其静子是指压气机中不可旋转的部分，由机匣和静子叶片组成，其压气机静子结构如图5.2所示。图中1为第1级整流叶片，2为第1级机匣，3为第2级整流器外环，4为第2级整流叶片，5为第3级机匣，

6为第3级整流叶片,7为第4级整流叶片,8为第5级整流叶片,9为第6级整流叶片。第1级整流器为承力结构,共有36个整流叶片,直接焊接在机匣内壁上,建模时直接将叶片与机匣内壁连接。第2级整流器是一个单独的组合件,72个整流叶片点焊在外环上,外环以圆柱面定心,借助外环安装边,用螺栓与第1级机匣联接在一起。第3级整流器共有整流叶片64个,焊接在机匣内壁上,采用螺栓,与第2级整流器外环相联。第4、5、6级整流器分别有94个、94个和72个整流叶片,机匣为分半式,在垂直位置上有纵向接合面,由螺栓连接。

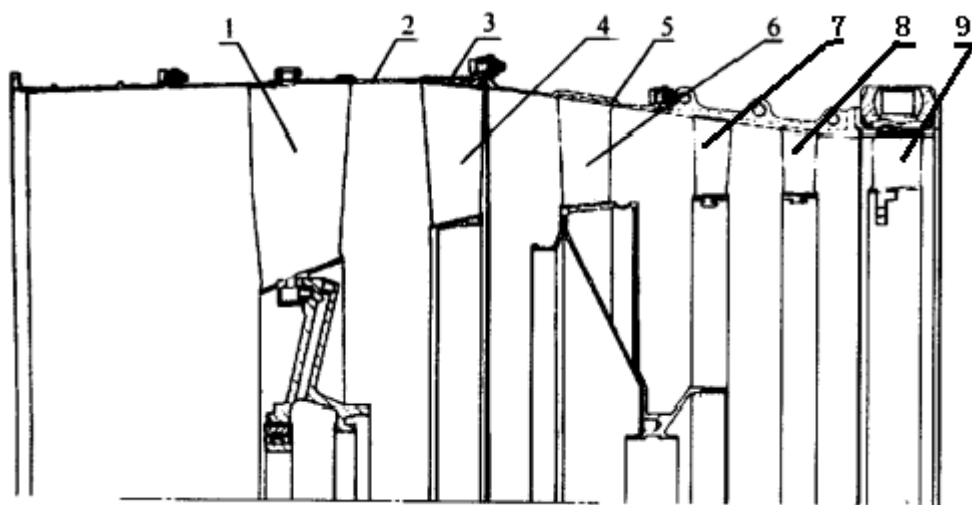


图5.2 压气机静子结构

某型航空发动机的燃烧室为环管燃烧室,其特点是燃烧室的内、外壳体结构构成环流型气流通道的,由10个管式火焰筒,沿圆周均匀安装。燃烧室内、外壳体是薄壁零件,是发动机的主要承力构件,承受轴向力、径向力、横向力、扭矩、振动载荷和热应力等,受力非常复杂。外壳体直径较大,抗横向弯曲的刚度较强。

某型航空发动机的涡轮静子由2级涡轮导向器构成。涡轮导向器是由内、外环和一组导向叶片组成的环形静止叶栅。第1级导向器紧接在燃烧室出口,工作温度很高,且温度不均匀,工作环境恶劣。为了保证叶片具有足够的刚性,采用了双支点,即两端与机匣相联的结构。其结构紧凑,叶片的厚度较大。叶片为空心结构。第2级导向器位于2级工作轮之间,其外端为悬臂结构,作用在导向器上的附在只能通过叶片外端传到外环上去。该级导向器叶片较长,内段为圆形轴颈,并有结合环,结构刚性提高。

5.1.2 转子系统结构简介

某型航空发动机转子系统如图 5.3 所示。

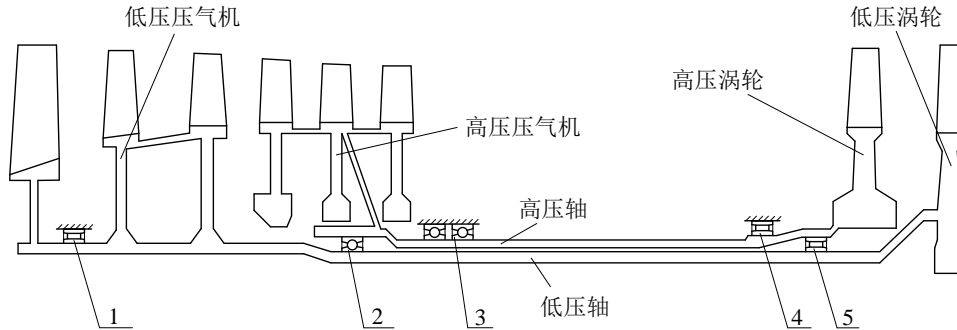


图5.3 某型航空发动机转子系统结构简图

低压压气机（3级）转子和低压涡轮（1级）转子用球面套齿联轴器相联，组成发动机低压转子。该发动机低压转子采用1-2-0方案支承。支承系统采用了2个中介支点（2号和5号支承），前支承（1号支承）和5号支承处采用滚棒轴承，只承受径向载荷，2号支承处采用滚珠轴承，除承受径向载荷之外，还可以承受轴向载荷。在同1个转轴上一般只有1个滚珠轴承，保证转轴在轴向可以伸缩。该发动机中，低压转子的后两个支点（2号和5号），均支承在高压转子内，载荷通过高压转子的支承外传。

高压压气机（3级）转子和高压涡轮（1级）转子用刚性套齿联轴器相联，组成发动机高压转子。高压转子采用两点支承方案，即压气机后的3号支承与涡轮转子前的4号支承。高压转子的轴短而直径大，前半轴与高压压气机转子第二级相联，高压转子支承方案为0-2-0，压气机和涡轮均悬臂。3号支承处承受径向和轴向载荷，4号支承承受径向载荷。高压压气机为“挑担式结构”，高压3级压气机相连，通过第4级压气机与高压转子相连，连接处采用锥形轴颈。

5.2 几何模型的建立

一般而言，有限元分析中可以在有限元软件中，利用有限元软件的建模板块直接建立几何模型，随后分网，称为直接法。本文中使用的ANSYS软件，其几何建模操作繁琐，且本文研究对象结构复杂，采用直接法效果不佳。本文中采用间接法，即在UG、PROE、SOLIDWORKS等三维建模软件中建立几何模型，导出IGES、STEP等格式，导入有限元软件中进行有限元网格划分。其缺点在于修改繁琐，导入时常常出现缺线少

面等问题。为了解决导入错误问题，常常采用 HYPEMESH 或 ANSA 等软件进行网格划分，该类软件的分网功能强大，且可以实现与 UG 和 ANSYS 软件的无缝连接。考虑研究对象实际情况，本文采用 UG 软件进行几何建模。

5.2.1 建模简化原则

按照某型双转子航空发动机图纸，在 UG 三维建模软件中建立某项双转子航空发动机整机几何模型。在有限元分析时要对几何模型进行离散化处理，几何模型越准确，离散程度越高，计算结果将越接近真实结果。在保证计算精度的前提下，离散后模型的计算规模应该得到合理的控制。航空发动机结构复杂，在设计时，很多特性是基于气动等因素的设计，对于振动并无特别突出的影响。考虑分析目的和模型结构，在建模时可以对结构进行一定简化，使模型能正确反映结构的实际特性，同时更适合有限元计算。在简化时，应遵循以下原则：

(1) 简化后的模型应该能反映原结构的真实动力特性。在对零件进行简化时，应该考虑由该零件组成的部件、组件的振动特性是否受到影响。在保持零件动力特性的同时，真实反映整体结构动力特性。细节简化的部件要做相应的处理。例如，将空心叶片建模成实心叶片时，须保证叶片质量不变，若为转子叶片，还须保证该叶片转动惯量不变。

(2) 建模简化时应考虑分析目的，根据分析特点和所使用的计算方法对模型进行简化，必要时，简化必须经过计算验证才可以使用。例如，本文主要分析模型的振动特性，影响振动特性的主要因素有质量、刚度、转动惯量等，因此在模型简化时，应该保证这些量保持不变。

(3) 在保证计算精度的情况下，缩小模型规模，并考虑现有设备情况，合理选择简化方法和计算方法。

(4) 对于对某型航空发动机振动特性影响较大的关键部件尽量保持其原有结构，或进行少量简化。对于对其动力特性影响不大的结构，在保持其原有动力特性的基础上，可以进行较大的简化。

(5) 由于发动机上的很多细小尺寸和倒角、开口、小孔等结构，其中很多时出于对零部件工艺、气动特性的考虑，对于发动机的振动特性和结构性能影响不大。但是在进行有限元分网时，这些结构会造成计算规模的大量增加，因此，在建模时，可以对这

么结构进行合理简化。

5.2.2 静子系统几何模型的建立

1. 压气机静子

压气机静子主要包括 3 级低压压气机，3 级高压压气机和压气机机匣。对压气机进行了如下简化：

(1) 对静子叶片、压气机带内环整流器结构、压气机承力静子结构的简化方法，本文在第 3 章中已经进行了探究。本节中，选用 2 截面等效法建立静子系统有限元简化模型。叶片和内环外环之间均为采用刚性连接。

(2) 建模时，省略静子叶片上的通气孔，忽略静子机匣上的突起和安装边。

(3) 忽略各段机匣的紧度螺栓连接，改为刚性连接。

在 UG 软件中建立某型航空发动机压气机静子结构的三维几何模型，如图 5.4、5.5 所示。

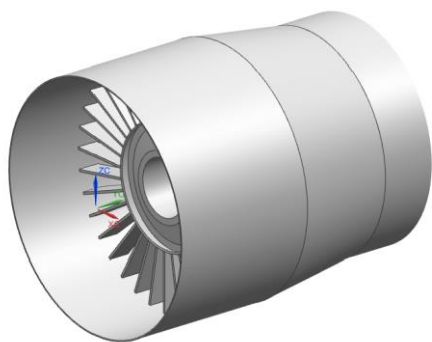


图5.4 压气机静子结构几何模型

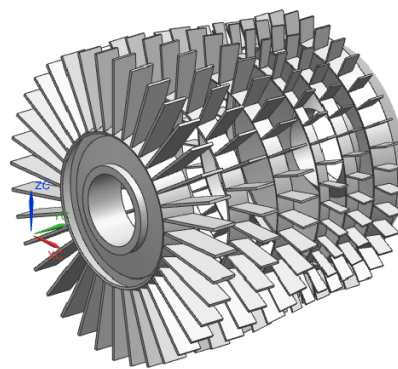


图5.5 压气机静子结构几何模型内部结构

2. 燃烧室及中介机匣

在对某型航空发动机燃烧室及中介机匣进行建模时，忽略燃烧室内部结构，仅包留其作为承力构件的内外机匣部分结构。忽略中介机匣外壁上的突起和安装边。其几何模型如图 5.6，结构剖面图如图 5.7。

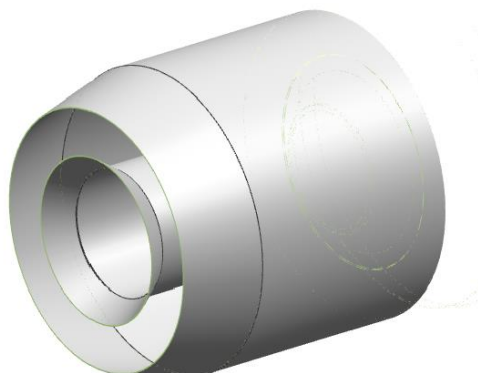


图5.6 燃烧室机匣几何结构模型

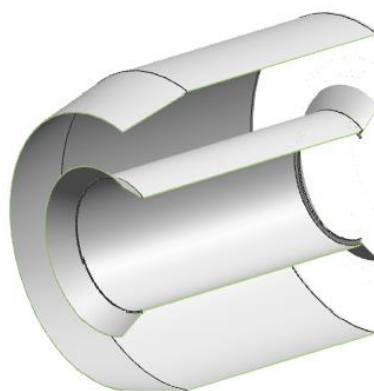


图5.7 燃烧室机匣结构剖面图

3. 涡轮静子及扩散器、加力燃烧室机匣

某型航空发动机的涡轮静子结构由 2 级涡轮导向器组成。本文的研究对象模型保留扩散器和加力燃烧室机匣结构。涡轮部件承受较高温度的，受力复杂，导向器叶片刚度较大。第 1 级导向器叶片不承力，往往做成空心叶片，在建模时作实心处理，但是保证其质量不变。第 2 级导向器叶片承力，且叶片较长，叶片内端有内环，叶片外端带有叶冠，省略叶冠结构，保证质量不变。其几何模型如图 5.8 所示。

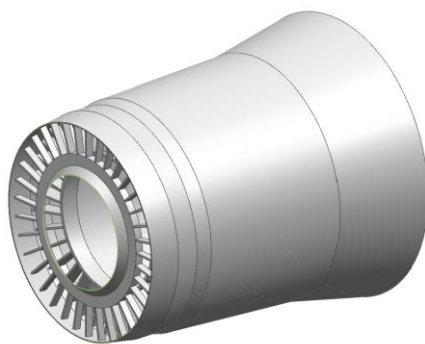


图5.8 涡轮静子结构及扩散器、加力燃烧室机匣几何结构模型

完成对某型双转子航空发动机静子系统几何模型的建立，其静子系统几何模型如图 5.9 所示，图 5.10 为静子系统几何模型剖面图。

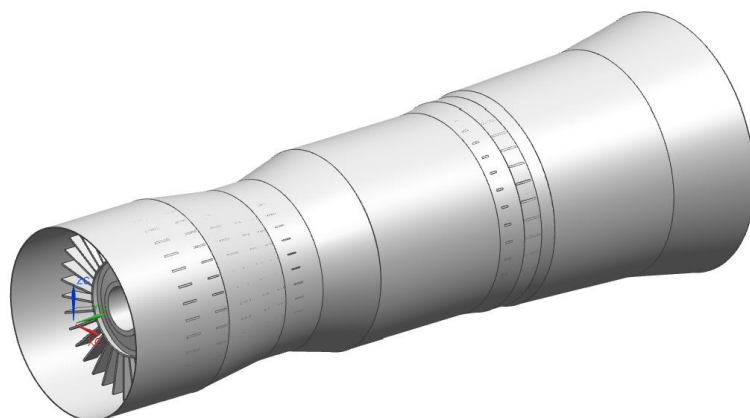


图5.9 静子系统几何模型

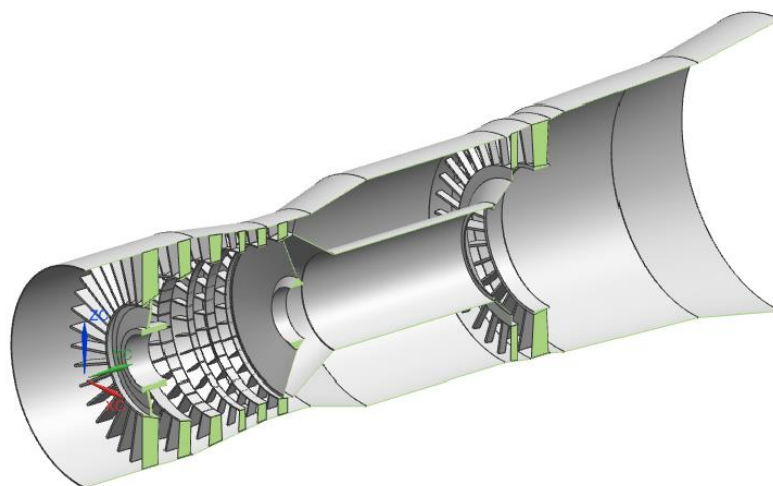


图5.10 静子系统几何模型剖面图

5.2.2 转子系统几何模型的建立

某型航空发动机转子系统由低压转子和高压转子组成。其结构直接决定发动机的临界转速，故对转子系统进行建模时应该尽量保持结构本身的形状特性。

低压转子包括 3 级低压压气机转子，1 级低压涡轮转子。第 2、3 级压气机转子不可拆卸。高压转子包括 3 级高压压气机转子，1 级高压涡轮转子。3 级高压压气机转子为鼓盘式连接。对转子系统建模时，进行了如下简化：

(1) 保留转子叶片的弯扭特性，仅将叶尖部分进行微小处理，将尖角部分简化成弧形四边形，通过修正保证其总质量不变。如图 5.11 所示。简化后的叶形保留了原叶形

的特性，使得叶片形状规整，有利于进行六面体网格划分。

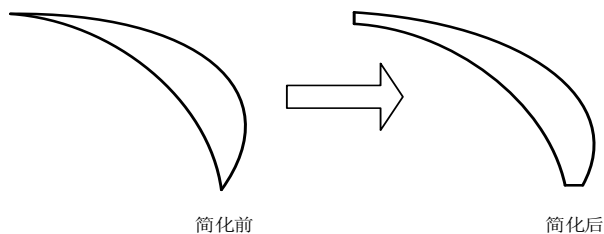


图5.11 转子叶片简化示意图

- (2) 忽略涡轮盘上的小孔，忽略螺栓等对振动特性影响不大的小零件。
- (3) 压气机轴与涡轮轴之间采用联轴器联接，建模时，忽略联轴器影响，改为刚性联接。
- (4) 转子叶片和转子盘、转子盘和轴之间的连接均简化为刚性连接。

在 UG 软件中建立某型航空发动机转子系统的三维几何模型，如图 5.12 所示。

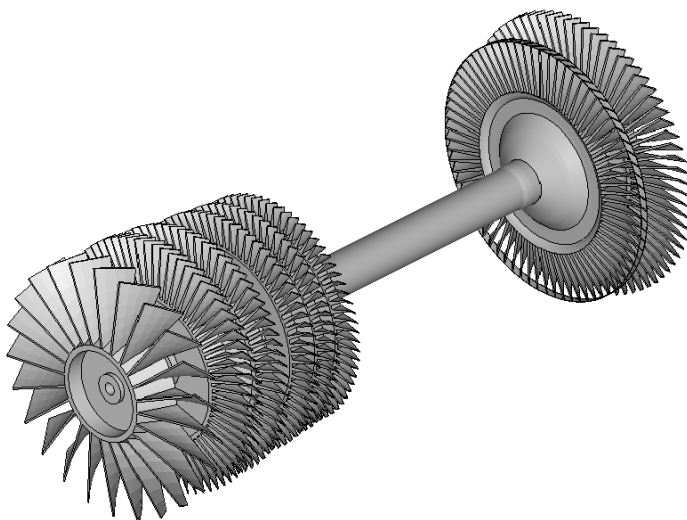


图5.12 某型航空发动机转子系统几何模型

将静子系统和转子系统的几何模型组合起来，完成某型航空发动机整机几何模型的建立。整机几何模型如图 5.13、图 5.14 所示。

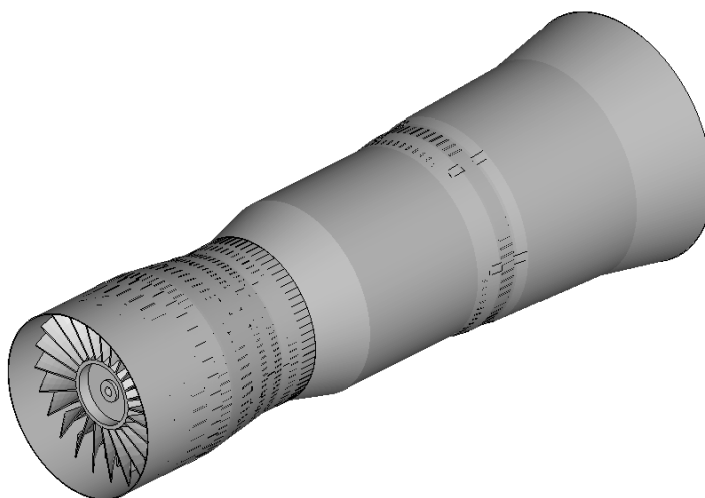


图5.13 某型航空发动机整机几何模型

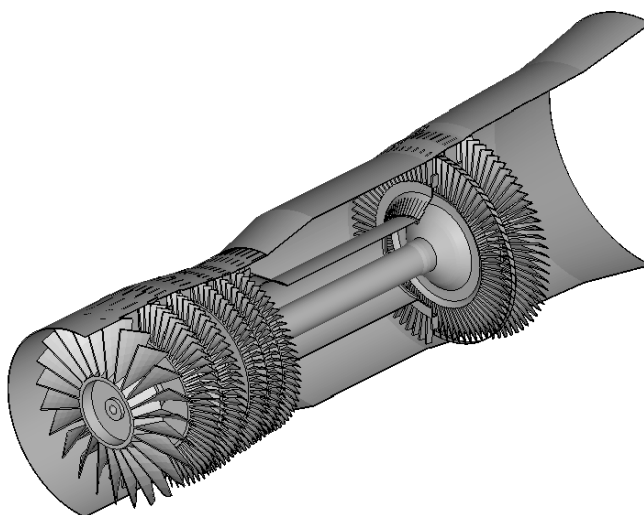


图5.14 某型航空发动机整机几何模型内部结构

5.3 有限元模型的建立

5.2 节已经完成了对某型双转子航空机几何模型的建立，为了避免 UG 模型直接导入 ANSYS 软件中经常出现的缺线少面、几何不完整、布尔操作困难等问题，同时也更好的划分网格，本文将几何模型以 IGES 格式导入网格划分软件 HYPERMESH 中，对几何模型进行有限元网格划分。该软件可以实现与 UG 和 ANSYS 的无缝对接，同时分网功能强大，可以进行完全人工网格划分，很好地单个单元调节、单元质量控制等。

有限元模型的建立是对一个实际问题进行有限元分析的关键步骤，其中最主要的是

单元类型的选择和网格的划分。有限元模型的合理与否对分析的有效性和可靠性有全局性的影响。

5.3.1 单元类型的选择

有限元单元类型的选择是有限元建模过程中非常重要的一个步骤。在计算旋转结构时，由于结构是转动的，会产生陀螺效应，在进行 ANSYS 计算时，需选择能够产生陀螺效应的单元。在静止坐标系下，通常使用 BEAM4、MASS21、SOLID45、SOLID95、SOLID185、SOLID186、BEAM188、BEAM189 等单元。在旋转坐标系中，常用单元有，MASS21、SHELL181、SOLID185、SOLID186、SOLID187 等单元。在对航空发动机的动力特性进行分析时，很多学者研究过 1 维单元、2 维单元和 3 维单元对发动机振动特性的影响^[45]。本文选择 3 维实体模型进行仿真模拟。与 1 维和 2 维单元相比，3 维实体单元将使模型离散后的总自由度数增加，对计算机的要求也更高，但是 3 维实体单元可以更真实完整反映实体结构的振动特性。

考虑本文的研究对象，在 ANSYS 软件中分析此类结构时，常用的 3 维结构实体单元有 SOLID45、SOLID95、SOLID185 和 SOLID186。SOLID45 单元是由 8 个节点组成，是 1 阶单元。SOLID95 单元是 SOLID45 单元的 2 阶单元，是 20 节点单元，具有完全形函数，对曲线边界的建模适应良好。SOLID185 单元也是 8 节点单元，其高阶单元是 20 节点的 SOLID186 单元，该单元具有二次位移，适用于生成不规则网格模型。已有论文研究过计算同一模型时，采用以上 4 种单元的计算结果会略微不同，其中 SOLID45 单元与其它单元结果差异较大，SOLID95 和 SOLID186 单元由于是高阶单元，将产生更大的计算规模，耗费更多的计算时间^[46]。SOLID185 单元的计算结果与 SOLID95 和 SOLID186 几乎完全一样，且计算规模更小，因此本文选用 SOLID185 单元进行计算分析。

SOLID185 单元是 8 节点 1 阶单元，其几何和节点位置如图 5.15 所示。8 个节点各有 3 个平动自由度，无转动自由度。该单元适用于大变形和大应变分析，具有超弹性等特性。默认单元坐标系为全局坐标系。图 5.15 中带圆圈数字所指的单元面均可施加载荷。载荷正方向指向单元内部。

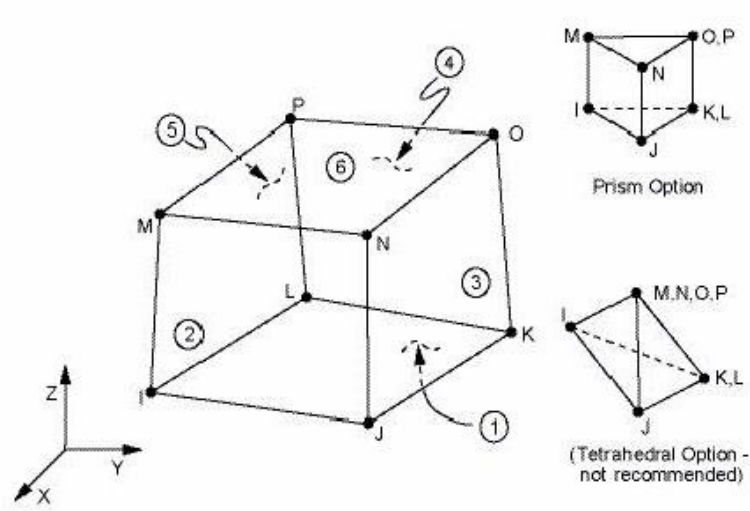


图5.15 SOLID185单元几何

对转子静子整机一体建模其中一个很关键的部分是对轴承的模拟。轴承的本质是一个弹簧阻尼单元，不需要考虑弯曲和扭转。在 ANSYS 中，轴承可以采用 COMBIN14 单元和 COMBI214 模拟。本文中，采用 4 个 COMBIN14 单元模拟 1 个轴承。

COMBIN14 单元有 2 个节点，各节点有沿着 xyz 方向的 3 个旋转自自由度。其几何结构和节点位置如图 5.16 所示。该单元具有 1 维、2 维或 3 维应用中的轴向或扭转的性能。该单元为无质量单元，弹性和阻尼特性通过实常数定义，可以考虑，也可以去除。

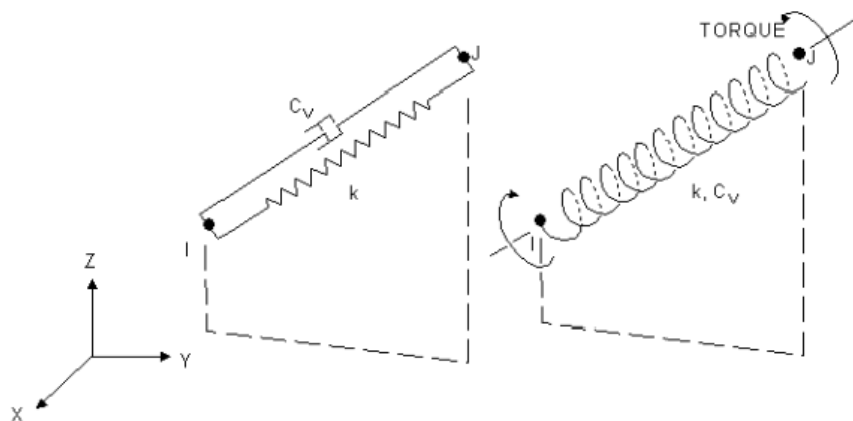


图5.16 COMBIN14单元几何

5.3.2 有限元网格划分

在 HYPERMESH 软件中，对研究对象进行网格划分，为了提高单元质量，采用全

手动划分。手动划分时，可以控制网格密度，在结构的应力集中区域或应力梯度高得区域布置较密的网格，在非关键的零部件处采用较稀疏的网格，可以兼顾精度和效率两方面的问题。在划分网格时，先划分面网格，检查面网格质量（雅可比、细长比等相关参数）合格后，采用映射的方法生成体网格。划分网格工作较繁琐，需要细心耐心，为了得到好的网格往往需要不断的调整，得到最佳网格布置，以便计算的顺利进行。网格划分结束后，设置合理容差值，进行重合节点合并，保证单元节点的连续性。本文中，低压转子共划分为 52068 个单元、节点 103030 个，其有限元模型如图 5.15 所示。

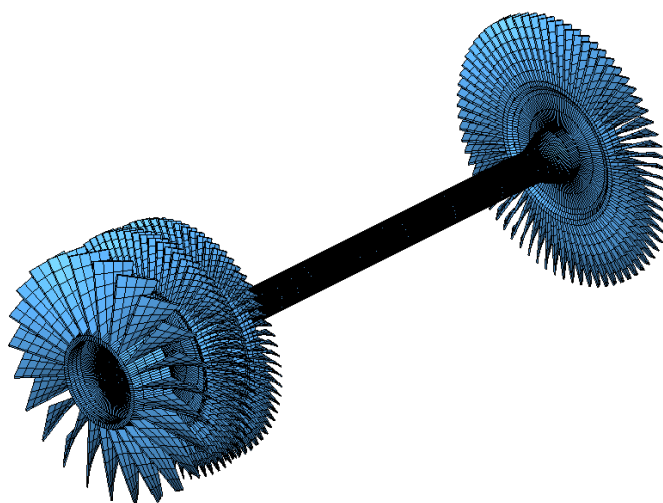


图5.15 某型航空发动机低压转子有限元模型

高压转子共划分为 78120 个单元、节点 144964 个，其有限元模型如图 5.16 所示。

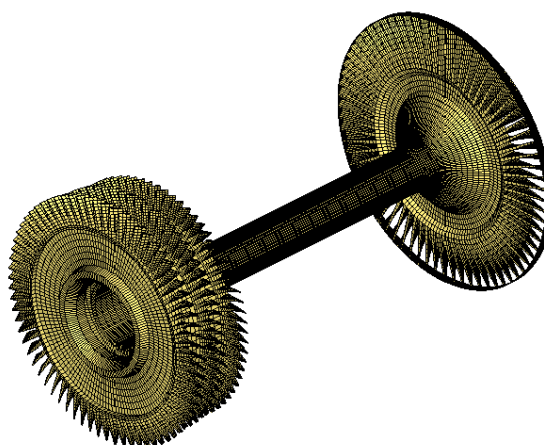


图5.16 某型航空发动机高压转子有限元模型

静子系统共划分为 97812 个单元、198042 个节点。静子系统有限元模型如图 5.17，其内部结构如图 5.18。整机有限元模型共有单元 228020 个，节点 445632 个。

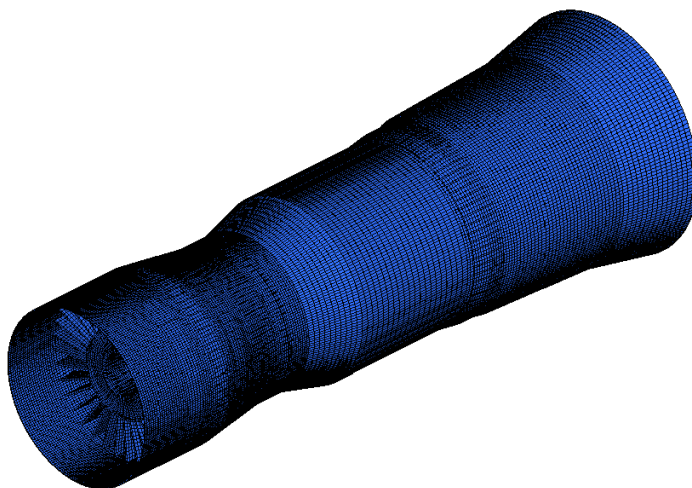


图5.17 某型航空发动机静子系统有限元模型

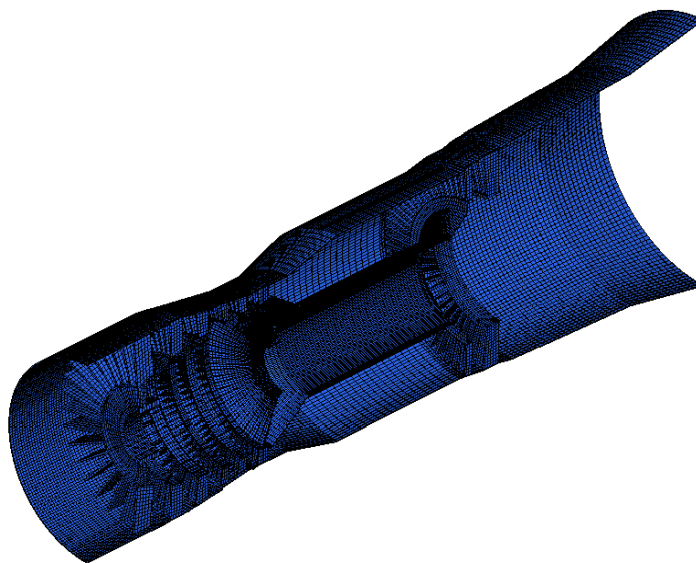


图5.18 某型航空发动机静子系统有限元模型剖面图

5.3.4 边界条件的确定

某型航空发动机为歼 X 系列飞机提供动力，每架飞机配置一台发动机。通过安装节安装在飞机上。该型发动机的安装节有两部分，主安装节和辅助安装节，主安装节位于第 6 级压气机正上方（顺航向看）和两侧，辅助安装节位于燃烧室外机匣两侧。

按照安装节位置，给某型双转子航空发动机有限元模型添加边界条件，分别在第 6 级压气机机匣的正上方和两侧、燃烧室机匣的两侧添加全约束。某型航空发动机带约束

整机有限元模型如图 5.19，其内部结构如图 5.20。

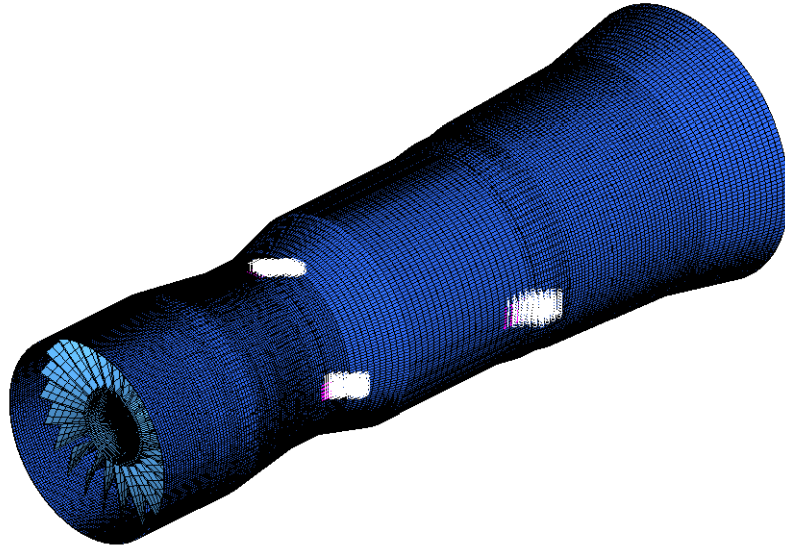


图5.19 某型航空发动机带约束有限元模型

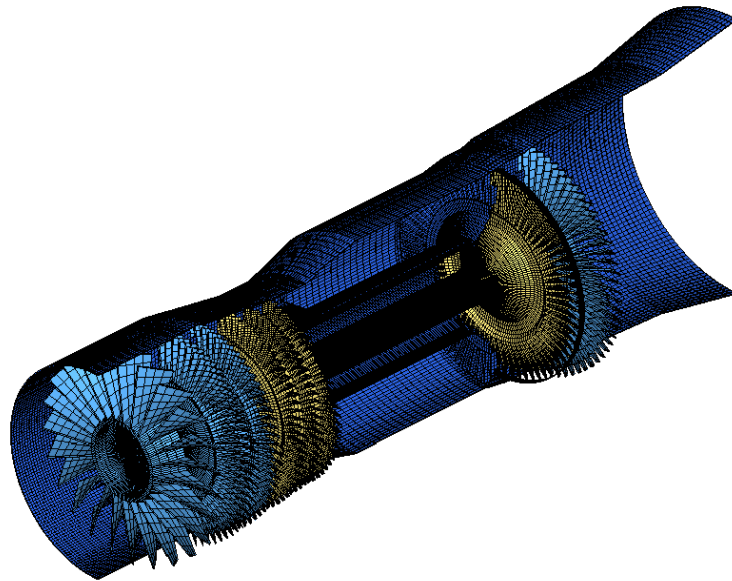


图5.20 某型航空发动机有限元模型内部结构

5.4 整机振动特性的有限元分析

对某型双转子航空发动机有限元模型进行模态分析，采用 QR 阻尼法，QR 阻尼法结合，给定模态数 50，低压转子转速分别给定为 0r/min、2000r/min、4000r/min、6000r/min、8000r/min、10000r/min、12000r/min，低压转子转速与高压转子转速之比为 1:1.5。打开陀螺效应开关，利用软件自带绘制坎贝尔图的功能，绘制坎贝尔图，求得转子临界转速。

当低压转子转速等于低压转子的进动频率时，该转速即为低压转子激励的低压转子临界转速。绘制横轴为低压转子转速，纵轴为低压转子进动频率的坎贝尔图，即低压转子激励低压转子坎贝尔图，如下图 5.21 所示。

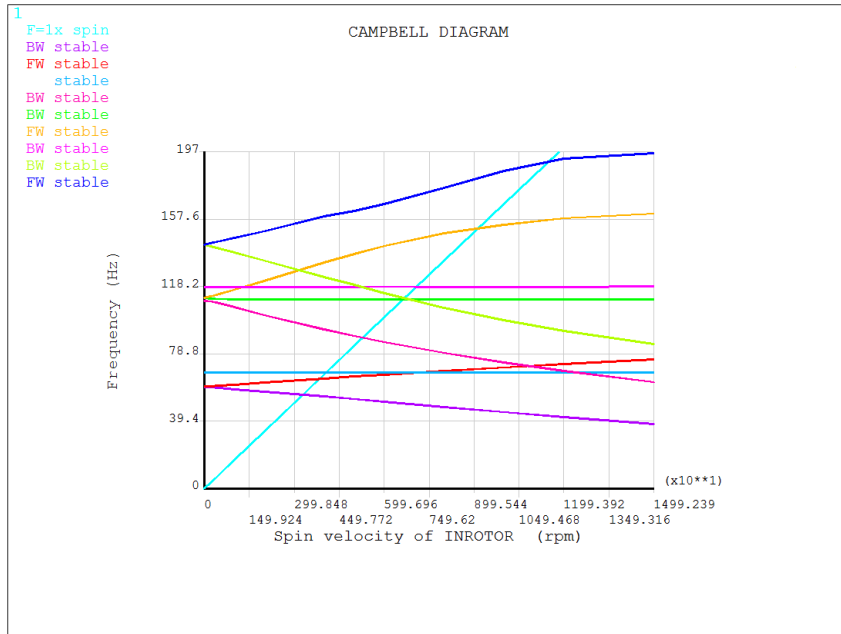


图5.21 低压转子激励低压转子坎贝尔图

坎贝尔图中，每一条线表示了一种模态振型。图中曲线为弯曲振动的频率线，由于陀螺效应的影响，弯曲振动有正进动和反进动，其中正进动线向上，反进动线向下。直线所代表的模态振型为扭转振动或结构刚体运动。图中以原点为起点的斜直线为等转速线，在该线上的任何一点，频率值等于转速值。等转速线与正进动线的交点即为临界转速值。

由图 5.21 可得，第 1 阶扭转固有频率为 67.77Hz，其扭转振动模态如图 5.22。第 2 阶扭转固有频率为 118.108Hz，扭转模态振型如图 5.23。

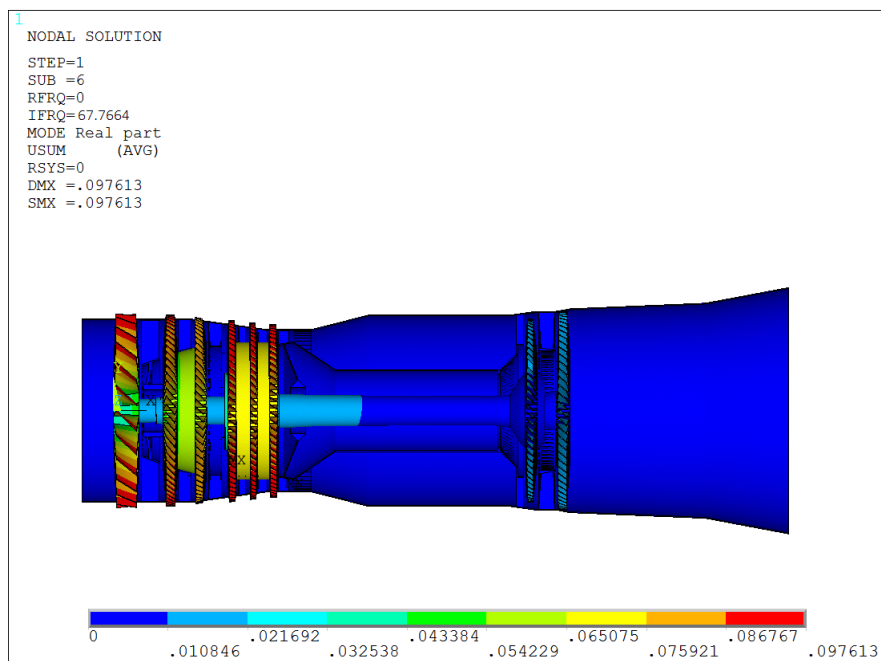


图5.22 第1阶扭转振动模态振型

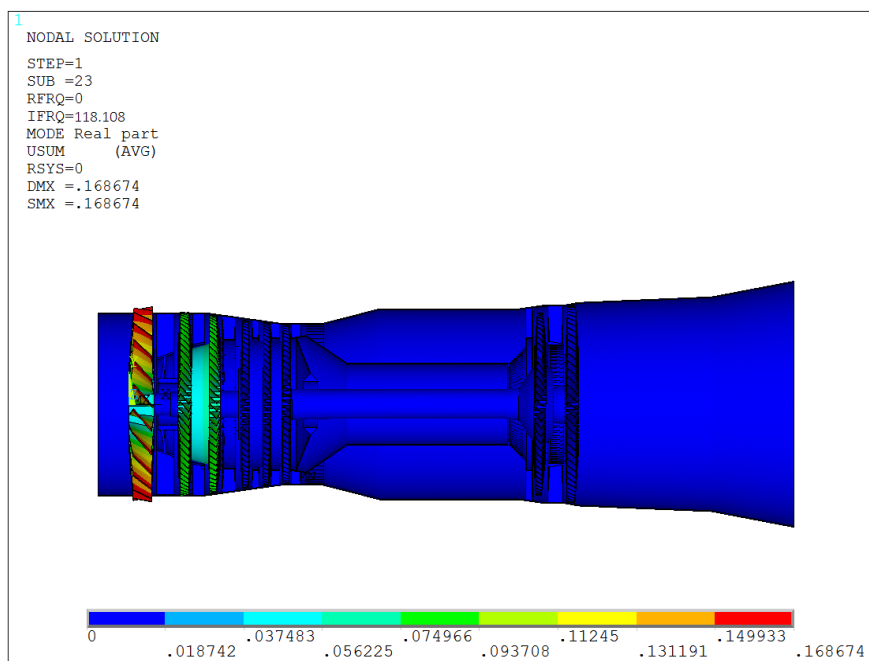


图5.23 第2阶扭转振动模态振型

由图 5.21 求得，低压转子激励低压转子第 1 阶临界转速为 3858.579r/min，低压转子激励低压转子第 2 阶临界转速为 9135.652 r/min，低压转子激励低压转子第 3 阶临界转速为 11481.913 r/min。低压转子的第 1 阶模态振型如图 5.24，第 2 阶模态振型为图 5.25，

第3阶模态振型如图5.26。为了更好的观察各阶模态振型，振型图中，使用 APDL 语言中的 ESEL 命令，将静子系统面对观察者的一半隐藏。为了更清楚的观察低压转子振型，每个模态振型图都给出了将外轴半剖之后的振型图。

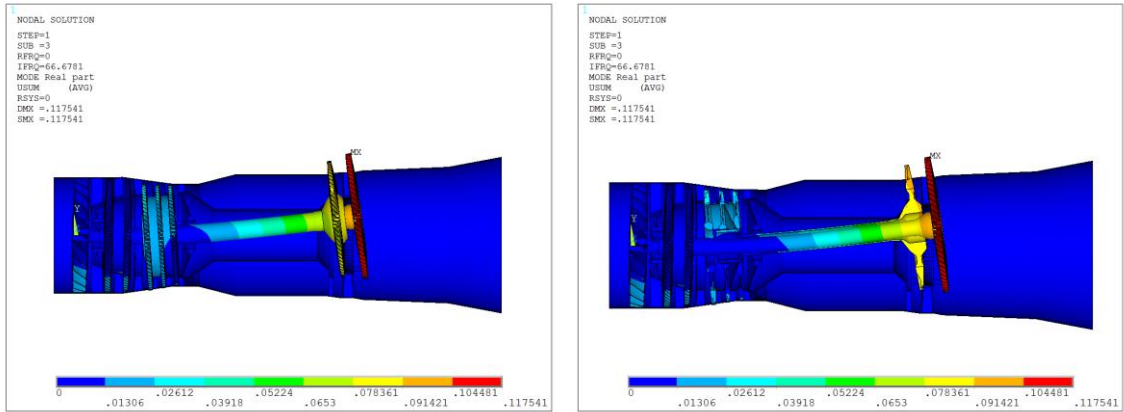


图5.24 低压转子激励下低压转子第1阶模态振型

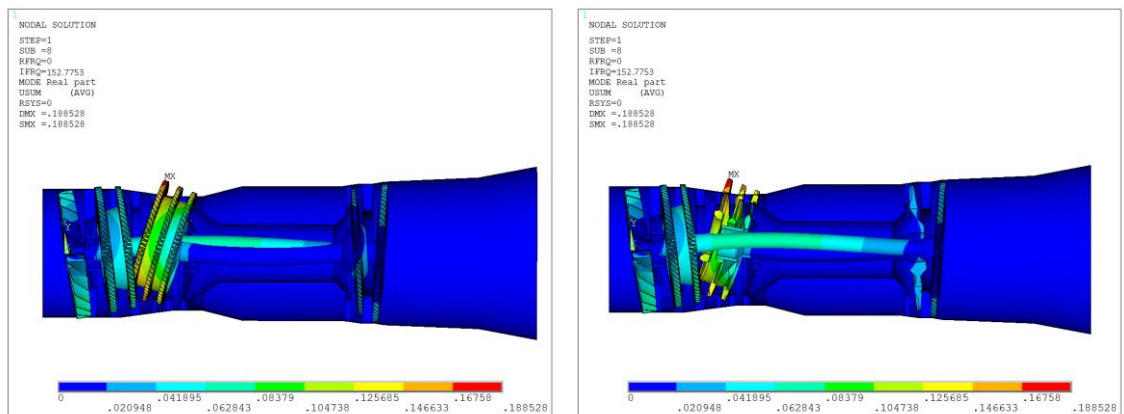


图5.25 低压转子激励下低压转子第2阶模态振型

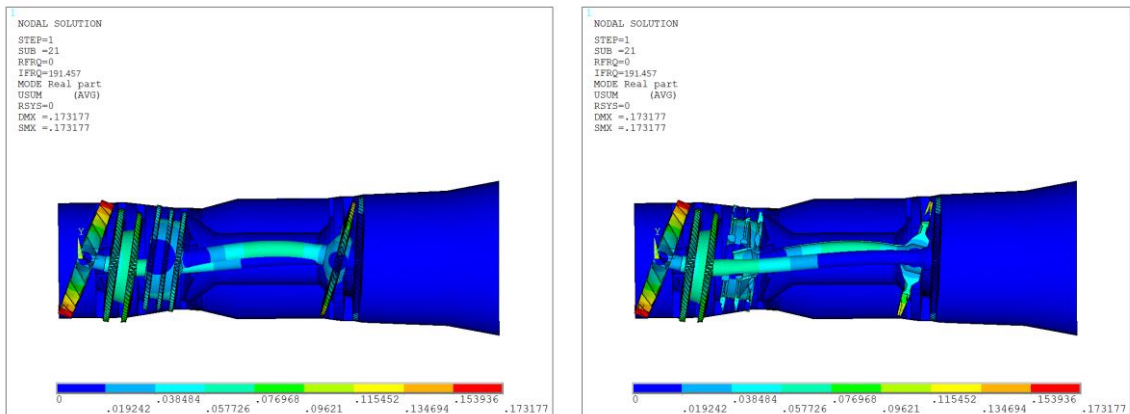


图5.26 低压转子激励下低压转子第3阶模态振型

观察模态振型图可知,当低压转子转速等于其低压转子激励下的第1阶临界转速时,涡轮俯仰。当低压转子转速等于其低压转子激励下的第2阶临界转速时,低压转子呈现整体1阶弯曲,高压转子呈现高压压气机俯仰。随着转速的提高,第3阶模态振型中,低压转子为2阶弯曲振型,振型中包含了高压转子的整体1阶弯曲。

当高压转子转速等于高压转子的进动频率时,该转速即为高压转子激励的高压转子临界转速。绘制横轴为高压转子转速,纵轴为高压转子进动频率的坎贝尔图,即高压转子激励高压转子坎贝尔图,如下图 5.27 所示。

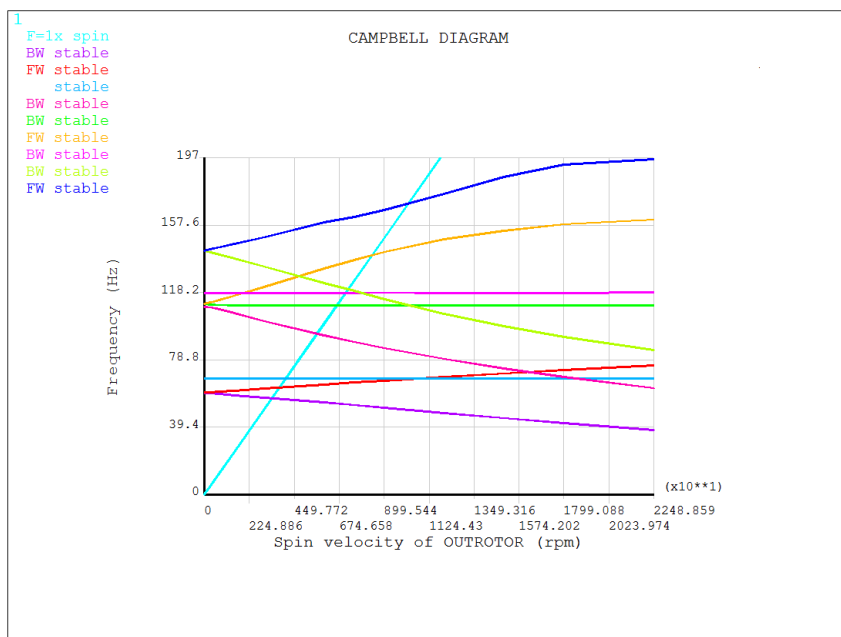


图5.27 高压转子激励的高压转子坎贝尔图

由图 5.25 求得,高压转子激励下高压转子第1阶临界转速为 3761.836r/min,低压转子激励低压转子第2阶临界转速为 8408.882r/min,低压转子激励低压转子第3阶临界转速为 10231.588r/min。高压转子激励各阶模态振型如图 5.28-5.30 所示。

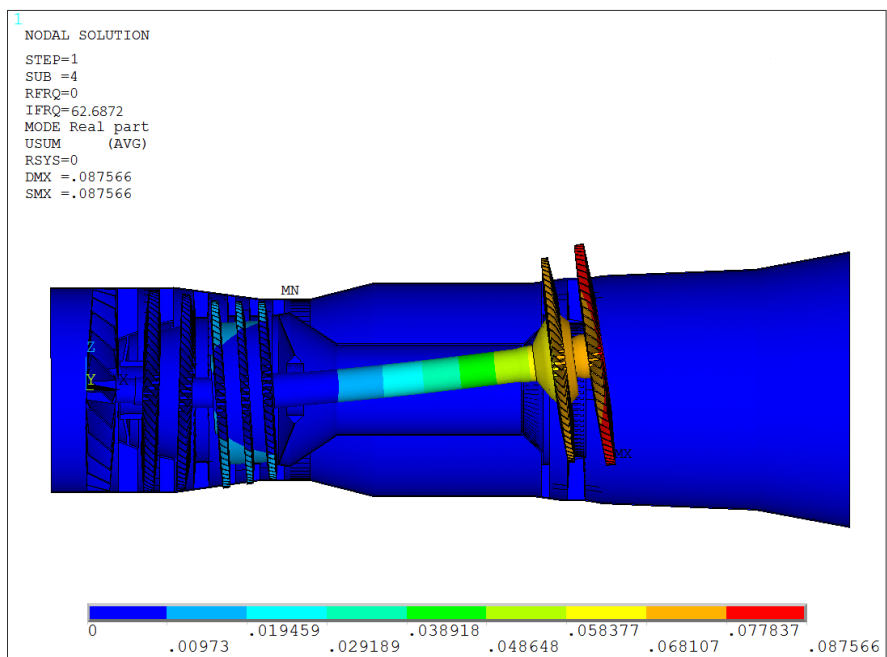


图5.28 高压转子激励下高压转子第1阶模态振型

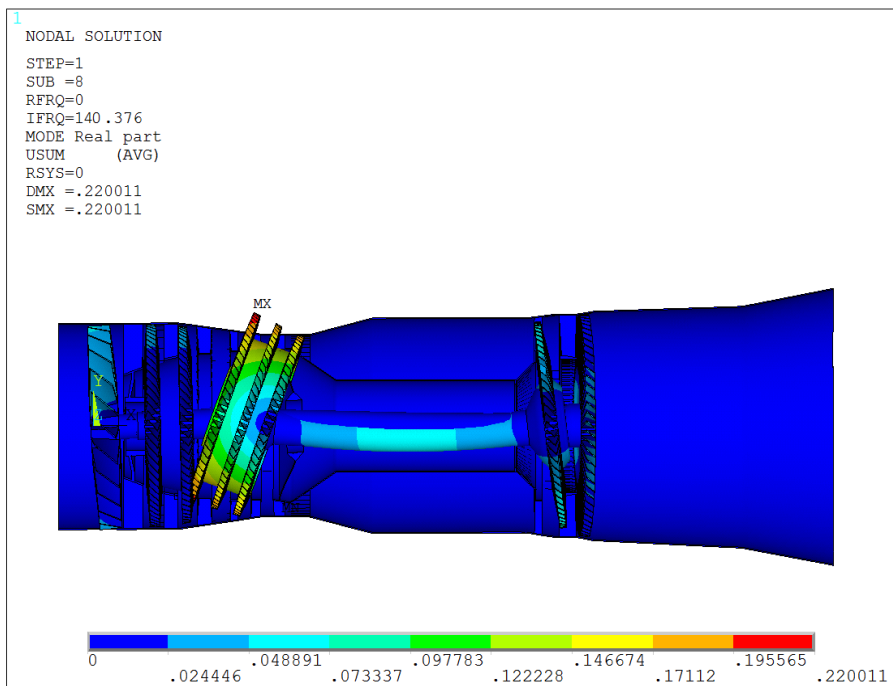


图5.29 高压转子激励下高压转子第2阶模态振型

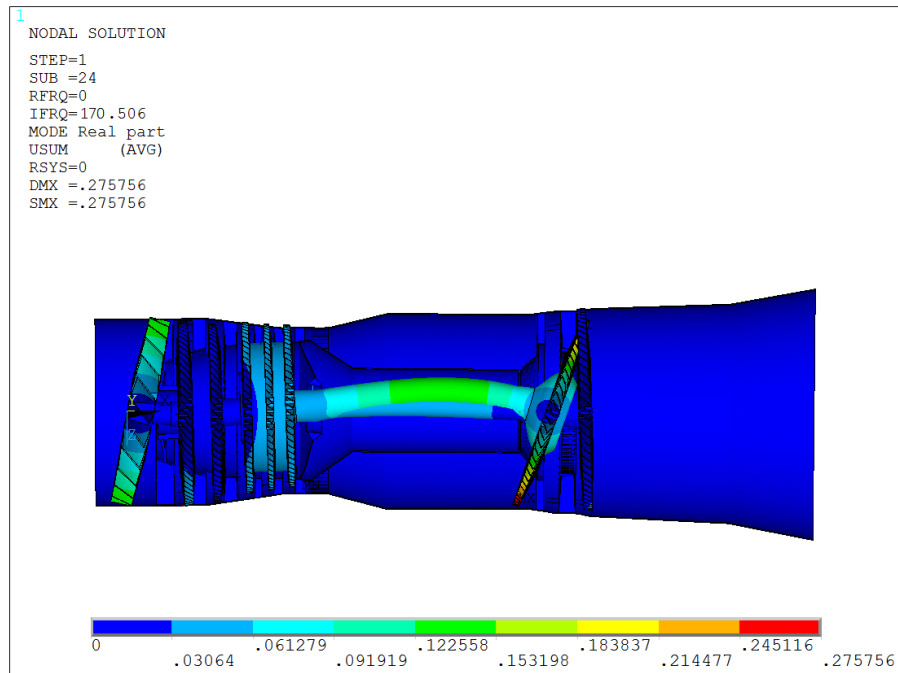


图5.30 高压转子激励下高压转子第3阶模态振型

同样，当低压转子转速等于高压转子的进动频率时，该转速即为高压转子激励的低压转子临界转速。绘制横轴为低压转子转速，纵轴为高压转子进动频率的坎贝尔图，即低压转子激励下低压转子坎贝尔图。通常，在 ANSYS 软件中，对一个整体系统来说，其坎贝尔图是一样的，即图中的 9 条彩色的曲线是不变化的，但是等转速线的斜率可以通过设置改变。要求得高压转子激励的低压转子临界转速，只需要将低压转子激励的低压转子坎贝尔图中的等转速线斜率变为原等转速线斜率的 1.5 倍即可，即在软件中，只需要将坎贝尔图的控制选项中的，SLOPE 一项变为 1.5 即可。用该方法画出高压转子激励的低压转子坎贝尔图，求得高压转子激励的低压转子第 1 阶临界转速为 2572.386r/min，第 2 阶临界转速为 6090.435r/min，第 3 阶临界转速为 7654.609r/min。

当高压转子转速等于低压转子的进动频率时，该转速即为低压转子激励的高压转子临界转速。为需要将高压转子激励的高压转子坎贝尔图中的等转速线斜率变为原等转速线斜率的 1/1.5 倍即可，即在软件中，只需要将坎贝尔图的控制选项中的，SLOPE 一项变为 1/1.5 即可。用该方法画出高压转子激励的低压转子坎贝尔图，求得高压转子激励的低压转子第 1 阶临界转速为 5642.754r/min，第 2 阶临界转速为 12613.323r/min，第 3 阶临界转速为 15347.382r/min。

5.5 本章小结

本章中，首先对某型双转子航空机的结构进行了探究，根据其结构特性在 UG 软件中，建立了该发动机的几何模型。在几何建模的过程中，进行了一些简化。接着选择了合适的单元类型，在 HYPERMESH 软件中对该结构进行了网格划分，确定了边界条件，建立了该结构的静子转子一体有限元模型。最后，对某型双转子发动机进行了有限元分析，计算并得到了整机计算的临界转速特性。

结 论

本文采用有限元方法分析了某型双转子航空发动机的整机振动特性，采用静子转子一体建模的方法实现了整机动力特性的计算分析。

全文的主要工作如下：

1. 本文对压气机静子叶片结构的有限元简化方法进行了探究，提出截面等效法，对一个实际的航空发动机压气机静子叶片分别进行了 8 截面、6 截面、4 截面和 2 截面等效简化，并对比分析了简化结构与未简化的原始结构的前 3 阶弯曲和前 2 阶拉压固有频率和模态振型。

2. 将截面等效法运用到压气机带内环的整流器结构和承力静子结构中，对 2 个结构中的叶片分别进行了 8 截面、6 截面、4 截面和 2 截面等效简化，计算了叶片简化前后结构的固有特性，并进行了对比分析。

3. 建立了一个简单双转子盘轴结构模型，分别采用传递矩阵法和有限元方法计算了该结构的临界转速，并对计算结果做了对比分析。分别计算了机匣结构刚度为 $2.1 \times 10^{11} \text{N/m}^2$ 、 $2.1 \times 10^{12} \text{N/m}^2$ 、 $2.1 \times 10^{15} \text{N/m}^2$ 时系统的临界转速，对比分析了计算结果。

4. 对带机匣的类似双转子航空发动机结构进行了动力特性计算，在计算时，分别采用转子静子分开建模和转子静子一体建模的方法，对双转子航空发动机整机动力特性的计算方法进行了探究。

5. 本文以某型双转子航空发动机为研究对象，采用有限元方法，转子静子一体建模，计算了该结构的临界转速和对应的模态振型。

本文得到的主要结论总结如下：

1. 某型航空发动机的压气机静子叶片可以采用截面等效法进行有限元建模简化。该方法能够在保持原有叶片固有特性的基础上，大大减少有限元模型计算规模，缩短计算时间，提高工作效率。

2. 截面等效法不仅可以用在单个叶片上，对压气机静子结构的简化同样适用，可以在发动机整机特性分析时使用，简化效果良好。

3. 航空发动机的机匣刚度对于转子临界转速有较大的影响。随着机匣刚度增大, 支承之间相互耦合作用减弱, 当机匣刚度非常大时, 支承之间的耦合作用非常小, 带机匣结构的临界转速与不带机匣结构的临界转速相差很小。

4. 采用常规的动刚度法, 即转子静子分开建模, 先计算静子支承动刚度, 利用静子支承动刚度再计算转子临界转速的方法会带来一定误差, 误差来源主要为支承间相互耦合。

5. 对双转子航空发动机, 采用转子静子一体建模的整机振动分析方法是可行的, 与转子静子分开建模计算相比, 该方法更为便捷, 且能更准确的反映发动机的真实动力特性。但是缺点在于对计算机硬件要求较高。

对今后工作的建议:

尽管本文对双转子航空发动机整机动力特性的有限元计算方法进行了一些探究, 但是仍有一些不足之处。以下是作者对下一步研究工作的建议:

1. 本文主要研究了发动机的临界转速这一特性, 对发动机的不平衡响应未做研究, 建议以后的研究中, 加入不平衡响应及发动机动力特性对不平衡敏感性的分析。

2. 本文在计算时, 未考虑温度的影响, 实际发动机受温度影响很大, 热应力也是非常主要的一个因素。建议以后的研究中, 加入温度场的影响。

3. 本文在计算时, 单纯考虑计算发动机整机振动特性, 未考虑故障模型建模。在以后的研究中, 故障模型应该是航空发动机整机建模的一个重要课题。

参 考 文 献

- [1] 陈予恕,张华彪. 航空发动机整机动力学研究进展与展望[J]. 航空学报, 2011, 32(8): 1371-1391.
- [2] 温登哲,陈予恕. 航空发动机机匣动力学研究进展与展望[J]. 动力学与控制学报, 2013, 11(1): 12-19.
- [3] 费钟秀. 复杂转子耦合系统有限元建模及其动力特性研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2013.
- [4] 航空发动机设计手册总编委会, 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, 2000:2-17.
- [5] 曹树谦. 高维复杂转子系统非线性动力学的若干现代问题研究天津: 天津大学, 2003.
- [6] Sun G. Long duration blade loss simulations including thermal growths dual-rotor gas turbine engine [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 316: 147-163.
- [7] Chen G, Li C G, Wang D Y. Nonlinear dynamic analysis and experiment verification of rotor-ball bearings-support-stator coupling system for aeroengine with rubbing coupling faults[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132: 022501-1-022501-9.
- [8] Chen G. Study on nonlinear dynamic response of an unbalanced rotor supported on ball bearing [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2009, 131(6): 061001-1- 061001-9.
- [9] 顾家柳,夏松波,张文. 转子动力学研究的现状及展望[J]. 振动工程学报,1988, 1(2): 63-70.
- [10] Rankine,W. J. On the centrifugal force of rotating shafts[J]. Engineer, 1869(27): 249
- [11] Jeffcott,H. H. The lateral vibration of loaded shafts in the neighborhood of a whirling speed- The effect of want of balance[J]. Philosophical Magazine, 1991, 37(6): 304.
- [12] 钟一语,何衍宗,王正等. 转子动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.
- [13] Rao, J. S. Rotor Dynamics[M]. New Delhi: New Age International, 1996,12-46.
- [14] M. A. Prohl, A general method for calculating critical speeds of flexible rotors, Journal of Applied Mechanics, 1945, 12: 142-148.
- [15] 孟光. 转子动力学研究的回顾与展望[J]. 振动工程学报, 2002, 15 (1) : 1-8.
- [16] 杨永锋,任兴民,徐斌. 国外转子动力学研究综述[J]. 机械科学与技术, 2011(10): 1775-1780
- [17] 王正. 什么是转子动力学[J]. 力学与实践, 1991, 4(15): 16-19.
- [18] 黄文虎,武新华,焦映厚,等. 非线性转子动力学研究综述[J]. 振动工程学报, 2000(4): 5-17.
- [19] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京, 清华大学出版社, 2003:5.
- [20] Clough, R. W. The finite element method in plane stress analysis. ASCE 2nd Conference on Electronic Computation, Conference papers American Society of Civil Engineers 2nd Conference on Electronic Computation, September 8-9, 1960[C], Pittsburgh, PA: 345-378.
- [21] 徐芝纶. 弹性力学问题的有限单元法[M]. 北京, 水利水电出版社, 1974.
- [22] 商跃进. 有限元原理与 ANSYS 应用指南[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.
- [23] 王富耻,张朝辉. ANSYS10.0 有限元分析理论与工程应用[M]. 北京: 电子工业出版社, 2006.
- [24] 陈精一. ANSYS 工程分析实例教程[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2006.
- [25] 荣先成,王洪军. 有限元法[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2007.

- [26] Sinou J J, Villa C, Thouverez F, et al. Experimental and numerical investigations of a flexible rotor on flexible bearing supports[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2005, 2005(3): 179 - 189.
- [27] 王海涛. 某型航空发动机整机振动特性分析[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
- [28] Gu Jialiu. An improved transfer matrix-direction integration method for rotor dynamics. ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol.108, April 1986, 182~188.
- [29] 白中祥, 吴伟亮, 刘阔钊. 支承系统的刚度对转子动力特性的影响[J]. 机械设计与研究, 2012, 28(4): 19-21+25.
- [30] 高金海, 洪杰. 航空发动机整机动力特性建模技术研究[J]. 战术导弹技术, 2006(3): 29-35.
- [31] Zheng Zhao-chang et al. The complex modal analysis for the large rotor bearing foundation system. The 1987 ASME Design Technology Conferences 11th BIENNIAL Conference on Mechanical Vibration and Noise, Boston, MASSACHUSETTS, September 27, 1987:391~397.
- [32] Graziano Curti, Francesco A. Raffa, and Furio Vatta. Steady-state unbalance response of continuous rotors on anisotropic supports. The 1993 ASME Design Technical Conferences 14th BIENNIAL Conference on Mechanical Vibration and Noise, DE-Vol. 60, Vibration of Rotating Systems, Albuquerque, New Mexico, September 19, 1993:27~34.
- [33] 欧园霞, 李平. 用模态综合法分析发动机整机振动特性[J]. 航空动力学报, 1987, 03:209-214.
- [34] Glasgow. D A, Nelson. H D. Stability analysis of rotor-bearing systems using component mode synthesis. American Society of Mechanical Engineers, Design Engineering Technical Conference, St. Louis, Mo; United States; 10-12 Sept. 1979. 8 pp. 1979.
- [35] 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(2): 148-153+163.
- [36] 陈果. 航空发动机整机振动耦合动力学模型及其验证[J]. 航空动力学报, 2012, 02:241-254.
- [37] 赵文涛, 陈果, 李琼等. 航空发动机机匣支承刚度有限元计算及验证[J]. 航空计算技术, 2011(5): 34-38+41.
- [38] 虞烈, 刘恒. 轴承-转子系统动力学西安: 西安交通大学出版社, 2001
- [39] 蒋炎坤. 基于动力学方程及几何模型的高速转子动力学特性. 华中科技大学学报(自然科学版), 2006. 10, 34(10): 74-76.
- [40] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京, 清华大学出版社, 2003:5.
- [41] 景晓东. 某型航空发动机转子支承刚度的有限元分析[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2013.
- [42] 李祖辉. 大型透平膨胀机转子动力学分析及叶轮强度分析_李祖辉[D]. 杭州: 浙江大学, 2006.
- [43] 廖明夫. 转子振动的进动分析方法及其应用(一)[J]. 中国设备工程, 2003(8): 47-48.
- [44] 项松, 王克明. 用子结构传递矩阵法计算航空发动机转子-支承系统动力特性. 沈阳航空工业学院学报. 2005. 4(22): 1-3
- [45] 缪辉. 某型航空发动机转子系统动力学特性的有限元分析[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2012.
- [46] 孙阳. 静子系统典型结构振动分析的有限元建模方法研究[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2013.
- [47] Spearing S M, Chen K S. Micro-gas turbine engine materials and structures [J]. Ceramic

- Engineering and Science Proceedings, 1997, 18(4):11-18.
- [48] Epstein A H. Micro Turbo Machinery (Gas turbine engine) [P]. US PATENT:5, 932,940.
- [52] 周亚武. 汽轮机转子有限元建模及动力学分析[D]. 武汉: 华中科技大学, 2009.
- [53] 张欢;陈予恕. 航空发动机转子系统的动态响应计算[J], 动力学与控制学报, 2014(1):36-43
- [54] 徐秋实. 航空发动机整机振动的分析和控制方法_徐秋实[J]. 航空科学技术, 2014(7): 12-16.
- [55] 谢军. 汽车车身有限元建模与动力学分析[D]. 东南大学博士学位论文, 1999
- [56] 王庆五, 左防, 胡仁喜. ANSYS10.0 机械设计高级应用实例. 北京: 机械工业出版社, 2006. 1
- [57] 李玲玲, 王克明. 某型航空发动机后支承动刚度的有限元计算[J]. 沈阳航空工业学院学报, 2007, 6(3) : 5-7.
- [58] J. Coughlan, S. Foley, A. Mathewson. Finite element analysis of stress distributions in interconnect structures. National Microelectronics Research Center. 2001
- [59] S. A. Masoud, Effect of support stiffness of the stability of a rotor system with blade flexibility [J]. International Journal of Modeling and Simulation, 2005
- [60] G. Genta, A. Tonoli. Harmonic finite element for the analysis of flexural and axial rotordynamic behavior of discs[J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 196 (1)
- [61] Wu R W H, Witmer E A. Approximate analysis of containment/deflection ring response to engine rotor fragment impact[J]. Journal of Aircraft, 1973, 10(1):28-37
- [62] Gerstle J H. Analysis of rotor fragment impact on ballistic fabric engine burst containment shield[J]. Journal of Aircraft, 1975, 12(4):388-393
- [63] Sarkar S, Atluri S N. Effects of multiple blade interaction on the containment of blade fragments during a rotor failure[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 1996, 23(2-4):211-233.
- [64] 陈萌, 马艳红, 刘书国, 洪杰. 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, 09:1013-1016.
- [65] 唐振寰. 微型发动机整机振动分析[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2009.
- [66] 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, 26(6): 619-632.
- [67] Hanhart A L, Gobbert A M, Izu L T. A memory-efficient finite element method for systems of reaction - diffusion equations with non-smooth forcing[J]. Journal of Computational and Applied Mathematics, 2004, 169(2): 431-458.
- [68] Moore J. J., Vannini G., Camatti M., et al. Rotor dynamic analysis of a large industrial turbo-compressor including finite element substructure modeling[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the ASME, 2010, 132 (8): 1-9
- [69] Hong J, Chen M, Liu S G. Application of whole engine finite element models in aero-engine rotor dynamic simulation analysis[C]//Proceedings of GT2007 ASME Turbo Expo 2007. Power for Land, Sea and Air. Montreal: ASME , 2007.
- [70] Schönrock A, Dascotte E, Dufour K H. Validation of an aeroengine carcass finite element model by means of computational model updating based on static stiffness testing[C]//2nd MSC Aerospace Conference, 1999.
- [71] 邓四二, 贺凤祥, 杨海生, 等. 航空发动机双转子-滚动轴承耦合系统的动力特性分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25 (10): 2386-2395.
- [72] 魏德明, 任平珍, 杨申基. 多转子支承系统航空发动机临界转速及不平衡响应计算[J]. 燃气

涡轮试验与研究, 1996(4): 34-37.

- [73] H.D. Nelon: A finite rotating shaft element using timoshenko beam theory, j. of mech. des. trans. ASME, vol. 102, oct. 1980: 793~803.

致 谢

本文是在王克明老师的悉心指导下完成的。硕士两年半的学习生涯中，王老师给予我的指导不仅仅是在学业上，更是在做人做事上。每一次遇到问题，王老师都会鼓励我，支持我。每一个沟沟坎坎，都让我不断成长。从面对困难的心态，到分析问题的方法，从学习方法到思维模式，王老师都给了我太多正向的引导和指点。非常感谢王老师，感谢两年半在沈航的学习，永生难忘。

在我的学习生涯中，父母总是默默的支持我。他们从不给我任何压力，从经济上到心理上，为我搭建起能够安心学习的温室。硕士两年半，在家的时间只有每年寒暑假的来去匆匆，不能在父母身边尽孝，非常惭愧，只能默默在这里附上谢言，谢谢爸爸，谢谢妈妈。

在这里我还要感谢我的同窗和朋友们，是他们陪我走在每一个晚归的夜晚。实验室的日子有计算遇到麻烦的愁苦，也有大家一起做项目，看电影的欢乐。感谢你们，有你们的帮助，我才能最终完成这篇论文。

光阴飞逝，岁月匆匆，最后感谢我们永远美好的 24 岁。

攻读硕士期间发表（含录用）的学术论文

- 1 **M.J. Qu**, K.M. Wang, G.Y. Xin, Y. Sun. A Study of Finite Element Modeling Method for Load-bearing Compressor Stator Vanes[C]. Innovation Development of Industrial Manufacturing. Switzerland: Trans Tech Publications Ltd, 2014. 12-17.
- 2 屈美娇, 王克明, 辛桂雨, 孙阳. 压气机静子叶片有限元建模简化方法及其验证[J]. 航空发动机（已录用）.

版权授权说明

本人授权学校“有权保留送交学位论文的原件，允许学位论文被查阅和借阅，学校可以公布学位论文的全部或部分内容，可以影印、缩印或其他复制手段保存学位论文”；愿意将本人学位论文电子版提交给研究生部指定授权单位收录和使用。学校必须严格按照授权对论文进行处理，不得超越授权对毕业论文进行任意处置。

作者：

年 月 日

指导教师：

年 月 日