

中图分类号：V233.4

学科分类号：082304

论文编号：102870718-B015

博士学位论文

航空发动机整机结构系统耦合振动及其智能优化研究

| | |
|-------|----------------|
| 研究生姓名 | 屈美娇 |
| 学科、专业 | 载运工具运用工程 |
| 研究方向 | 航空发动机整机振动建模与仿真 |
| 指导教师 | 陈果 教授 |

南京航空航天大学

研究生院 民航学院

二〇一八年十二月

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics

The Graduate School

College of Civil Aviation

**Research on Coupled Vibration of Whole
Aero Engine Structure System and Its
Intelligent Optimization**

A Thesis in

Vehicle Operation Engineering

by

Qu Meijiao

Advised by

Prof. Chen Guo

Submitted in Partial Fulfillment

of the Requirements

for the Degree of

Doctor of Philosophy

December, 2018

承诺书

本人声明所呈交的博/硕士学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得南京航空航天大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。

本人授权南京航空航天大学可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编学位论文。

（保密的学位论文在解密后适用本承诺书）

作者签名：_____

日 期：_____

摘要

随着现代航空发动机推重比的不断提高,以及薄壁机匣结构的广泛采用,转子和静子之间的耦合振动效应对发动机整机临界转速、转静子振型协调以及整机响应特性的影响越来越大。研究航空发动机转静耦合振动机理,建立更为科学的整机振动定量评价指标,结合现代机器学习和人工智能技术,开发先进高效的结构优化方法,在设计阶段进行发动机结构优化,实现整机振动控制,对于提升航空发动机的安全性和可靠性具有重要意义。本文围绕航空发动机整机结构系统耦合振动及其智能优化问题展开了研究,主要内容如下:

1)建立了带机匣的航空发动机转子试验器的有限元模型,对该试验器进行了整机模态测试。由于水平和垂直方向刚度不对称,整机模态测试分别在两个方向进行。基于模态测试结果,采用支持向量机和遗传算法相结合的方法,对试验器水平和垂直方向的支承刚度和安装节刚度进行了智能辨识。采用辨识得到的刚度,分别在水平和垂直方向仿真了试验器的谐响应,与试验得到的测点频率响应函数进行对比,各测点均达到了很好的一致性,验证了辨识方法的有效性。

2)改进了航空发动机转子叶片建模的等效圆环法,提出多级等效圆环法。采用简单盘轴系统验证了二级等效圆环法。等效前后模型前4阶(除去前6阶刚体振型)自由振动模态振型一致,固有频率误差均在1%以内,前3阶临界转速的误差均在0.5%以内,一致性较高。单元数减少34.8%,节点数减少38.5%,自由模态计算时间减少44.8%。将该方法运用到某型大涵道比双转子涡扇发动机的建模中,建立了某型发动机的整机有限元模型。分析了高、低压转子以及静子系统振动模态。在此基础上,分析了不包含静子结构的双转子系统临界转速,以及包括安装节和静子系统在内的整机临界转速,结果表明,与双转子系统相比,整机临界转速的阶次顺序及转速值均发生了变化,转子系统模态振型基本吻合。

3)基于现有的航空发动机结构设计准则,提出临界转速危险系数、转子应变能危险系数、截面转静碰摩危险系数,用以定量评价航空发动机的整机耦合振动,分析了3个指标的合理性。采用所提出的指标,对带机匣的航空发动机转子试验器和某型大涵道比双转子涡扇发动机的整机耦合振动进行了评价分析,并具体阐述3个指标的计算方法,验证了评价指标的合理性和有效性。

4)基于所提出的3个评价指标,研究了带机匣的航空发动机转子试验器的整机耦合振动机理。分析了安装节刚度和支承刚度对试验器前3阶临界转速危险系数,转子应变能危险系数,以及压气机叶盘截面和涡轮叶盘截面的转静碰摩危险系数的影响规律,探究了转静耦合振动的产生、变化因素。分析表明所定义的指标参数能够准确反映试验器临界转速、转子应变能及截面转子静子碰摩危险程度的特性。

5)基于所提出的3个评价指标,研究了某型大涵道比双转子涡扇发动机的整机耦合振动机理。分析了各支承刚度值变化时,该型航空发动机工作转速范围内各阶临界转速危险系数、转

子应变能危险系数，以及风扇截面、第 1 级增压级截面等 5 个关键截面的转静碰摩危险系数的变化规律，探究了各支承刚度对耦合振动的影响。结果表明，各支承刚度对各指标的影响规律极其复杂，支承刚度的优化设计受多个因素共同作用，且需要满足的各个指标相互制约，对航空发动机支承刚度进行优化非常困难。

6) 提出了航空发动机支承刚度多目标智能优化设计方法，对某型大涵道比涡扇发动机的支承刚度进行了优化设计。以支承刚度为设计变量，采用抽样方法在刚度变量空间内抽取刚度组合，代入有限元模型计算并构造“刚度-设计指标”的样本数据。利用支持向量机拟合构造“刚度-设计指标”的计算代理模型，采用 NSGA-II（第二代非支配排序遗传算法）进行优化设计，得到多组最优支承刚度组合，并进行筛选，最终得到需要的设计刚度。结果表明，采用该方法，可以对整机耦合振动进行优化，选择了 3 组结果作为最终优化结果。第 1 组解使得临界转速危险系数降低了 5.79%，转子应变能危险系数降低了 9.36%，截面转静碰摩危险系数降低了 8.6%。第 2 组解使得临界转速危险系数降低了 2.95%，转子应变能危险系数降低了 13.12%，截面转静碰摩危险系数降低了 7.13%。第 3 组解使得临界转速危险系数降低了 4.80%，转子应变能危险系数降低了 17.25%，截面转静碰摩危险系数降低了 2.94%。

关键词：航空发动机，整机振动，临界转速，转子应变能，转静碰摩，多目标优化，遗传算法

ABSTRACT

Thrust weight ratio is increasing and thin casing structure is widely used in the modern aero-engine, which has a great effect on the dynamic characteristics of the whole engine for the coupled vibration between rotor and stator. The dynamic characteristics mainly include critical speed analysis, whole system's response mechanism and mode coordination between rotor and stator. It is significant to improve the safety and reliability of aero-engine by controlling the vibration of the whole engine and optimizing engine structure in the design stage. Some methods can be provided to control vibration, such as studying the mechanism of rotor-stator coupled vibration, building a more scientific quantitative evaluation index of whole engine vibration, developing advanced and efficient structural optimization methods by combining modern machine learning methods and artificial intelligence technology. This paper focuses on the topics of coupled vibration of whole aeroengine structure system and its intelligent optimization. The main contents are as follows:

1) The finite element model of an aircraft engine rotor tester with casing was built, and the modal test of the whole tester was conducted. Due to the asymmetrical stiffness in the horizontal and vertical directions, the modal test of the entire tester was performed in two directions. Based on the modal test results, the support stiffness and the mounting stiffness of the tester were identified intelligently by the method, combining the support vector machine and genetic algorithm. Using the identified stiffness, the harmonic response of the tester was simulated in the horizontal and vertical directions, and compared with the measured frequency response of the testing points. Each testing point had been achieved satisfactory consistency, which verified the effectiveness of the identification method.

2) The single ring equivalent modeling method for aero-engine rotor blade model was improved, and a multi-rings equivalent method was proposed. The two-ring equivalent method was verified by a simple disk shaft system with blades. The blades were simplified by two-ring equivalent method. The modal analysis was performed on the original model and the simplified model. Then the results were compared with experiments. The free vibration modes of the first 4 orders (excluding the first 6 rigid body modes) were consistent, the natural frequency error was within 1%, and the errors of the first three critical speeds were within 0.5%. The number of elements was reduced by 34.8%, the number of nodes was reduced by 38.5%, and the calculation time was reduced by 44.8%. This method was applied to a certain large bypass ratio double-rotor turbofan engine, and the finite element model of a certain engine was established. Free modes of the high pressure rotor system, the low pressure rotor system, stator system and the dual rotors system which includes the high and the low pressure rotors, were analyzed. Critical speeds of the high and low pressure rotors without stator system were analyzed, and critical speeds of the whole engine including the mounting and the stator also were

analyzed. The results showed that compared with the dual-rotor system, the order of critical speeds and the speed value of the whole engine had been changed. The mode shapes of the rotor system were approximately same.

3) Based on the existing aero-engine structure design guidelines, a critical speed risk coefficient, a rotor strain energy risk coefficient, and a cross-section rotor-stator rubbing risk coefficient were proposed to evaluate quantitatively the coupled vibration of the aero-engine. Rationality of the three indicators was discussed. Using the proposed indexes, coupled vibration of the aero-engine rotor tester with casing and a certain large bypass ratio double-rotor turbofan engine were evaluated and analyzed. The calculation methods of these three coefficients were presented. Rationality and effectiveness of evaluated coefficients were verified.

4) Based on the proposed three evaluation indexes, the mechanism of coupled vibration of the aero-engine rotor tester with casing was studied. The influence of the support stiffness and mounting stiffness on the first three critical speeds risk coefficients, the rotor strain energy risk coefficients, and the rotor-stator rubbing risk coefficients of the key cross-sections, were analyzed. The generation and variation factors of the static coupled vibration were explored. The analysis showed that the defined index parameters can reflect accurately the dangerous degree of the critical speeds of the tester, the strain energy of the rotor at rotor-stator rubbing cross sections.

5) Based on the proposed three evaluation indexes, the whole engine coupled vibration mechanism of a certain large bypass ratio double-rotor turbofan engine was studied. The critical speed risk coefficients, the rotor strain energy risk coefficients, and the cross-section rotor-stator rubbing risk coefficients at five key sections, such as fan section and the first low-pressure compressor section, were analyzed. The influence of each support stiffness on the coupled vibration was investigated. The results showed that the impact of each support stiffness on each index was extremely complicated. The design of support stiffness was affected by many factors, and the mutual constraint relationship of each index needed to be satisfied. It was difficult to optimize the aero-engine support stiffness.

6) A multi-objective intelligent optimization design method for aero-engine bearing stiffness was proposed. And the support stiffness of a certain large bypass ratio turbofan engine was optimized. Taking the support stiffness as the design variable, the sampling method was used to extract the sample stiffness combination in the stiffness variable space. Sample data of "stiffness-design index" were calculated. Using support vector machine regression to get a computational agent model of the "stiffness-design index", the NSGA-II (non-dominated sorting genetic algorithm-II) was used to optimize, and 'Pareto' stiffness was obtained and filtered. Finally, the required design stiffness was obtained. The results showed that the coupled vibration of the whole engine can be optimized by this method. Three sets of results were chosen as the final optimization results. The first set of solutions

reduced the critical speed risk coefficient by 5.79% and the rotor strain energy risk coefficient by 9.36%, the cross-section rotor-stator rubbing risk coefficient was reduced by 8.6%. In the second group, the critical speed risk coefficient was decreased by 2.95%, the rotor strain energy risk coefficient was decreased by 13.12%, and the cross-section rotor-stator rubbing risk coefficient was reduced by 7.13%. In the third group, the critical speed risk coefficient decreased by 4.80%, the rotor strain energy risk coefficient reduced by 17.25%, and the cross-section rotor-stator rubbing risk coefficient decreased by 2.94%.

Keywords: Aeroengine, whole engine vibration, critical speed, rotor strain energy, rotor-stator rubbing, multi-objective optimization, genetic algorithm

目 录

| | |
|-------------------------------------|----|
| 第一章 绪论..... | 1 |
| 1.1 研究背景及意义..... | 1 |
| 1.2 国内外研究现状..... | 2 |
| 1.2.1 航空发动机结构完整性的可靠性和适航性设计要求..... | 2 |
| 1.2.2 航空发动机整机振动建模及其机理的研究现状..... | 4 |
| 1.2.3 航空发动机结构优化设计的研究现状..... | 7 |
| 1.3 本论文的主要研究内容及安排..... | 10 |
| 1.3.1 问题的提出..... | 10 |
| 1.3.2 本文主要研究内容..... | 11 |
| 第二章 航空发动机整机振动实体有限元建模及验证..... | 13 |
| 2.1 航空发动机整机建模简化原则..... | 13 |
| 2.2 带机匣的航空发动机转子试验器有限元建模及模型验证..... | 14 |
| 2.2.1 试验器简介..... | 14 |
| 2.2.2 试验器整机模态测试..... | 15 |
| 2.2.3 试验器的有限元建模..... | 17 |
| 2.2.4 基于智能优化算法的试验器安装节刚度及支承刚度辨识..... | 19 |
| 2.3 典型高涵道比双转子涡扇发动机有限元建模及固有特性分析..... | 30 |
| 2.3.1 典型高涵道比双转子涡扇发动机结构分析..... | 30 |
| 2.3.2 一种改进的叶片建模方法..... | 32 |
| 2.3.3 典型高涵道比双转子涡扇发动机的几何建模..... | 36 |
| 2.3.4 典型高涵道比双转子涡扇发动机的有限元建模..... | 39 |
| 2.3.5 典型高涵道比双转子涡扇发动机动力特性分析..... | 44 |
| 2.4 本章小结..... | 51 |
| 第三章 航空发动机整机固有耦合振动分析..... | 53 |
| 3.1 引言..... | 53 |
| 3.2 航空发动机设计准则..... | 53 |
| 3.2.1 航空发动机设计流程..... | 53 |
| 3.2.2 航空发动机结构设计准则..... | 54 |
| 3.3 航空发动机整机固有耦合振动特征的无量纲指标参数..... | 56 |
| 3.3.1 临界转速危险系数..... | 57 |
| 3.3.2 转子应变能危险系数..... | 60 |
| 3.3.3 截面转静碰摩危险系数..... | 61 |
| 3.4 带机匣的转子试验器固有耦合特性无量纲参数评估..... | 63 |
| 3.4.1 临界转速危险系数计算..... | 63 |
| 3.4.2 转子应变能危险系数计算..... | 63 |
| 3.4.3 截面转静碰摩危险系数计算..... | 65 |
| 3.5 典型高道比双转子涡扇发动机固有耦合特性无量纲参数评估..... | 66 |
| 3.5.1 临界转速危险系数计算..... | 66 |
| 3.5.2 转子应变能危险系数计算..... | 66 |

| | |
|---|-----|
| 3.5.3 截面转静碰摩危险系数计算..... | 68 |
| 3.6 本章小结..... | 69 |
| 第四章 带机匣的航空发动机转子试验器的耦合振动机理研究..... | 70 |
| 4.1 引言..... | 70 |
| 4.2 安装节刚度对耦合振动固有特性的影响分析..... | 70 |
| 4.2.1 安装节建模方式对整机振动特性的影响分析..... | 70 |
| 4.2.2 安装节刚度对整机临界转速及临界转速危险系数的影响分析..... | 73 |
| 4.2.3 安装节刚度对转子应变能危险系数的影响分析..... | 75 |
| 4.2.4 安装节刚度对模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析..... | 76 |
| 4.3 支承刚度对耦合振动固有特性的影响分析..... | 81 |
| 4.3.1 支承刚度对整机临界转速及临界转速危险系数的影响分析..... | 81 |
| 4.3.2 支承刚度对转子应变能危险系数的影响分析..... | 83 |
| 4.3.3 支承刚度对模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析..... | 83 |
| 4.4 本章小结..... | 87 |
| 第五章 某型大涵道比涡扇发动机的整机振动耦合机理研究..... | 88 |
| 5.1 某型大涵道比双转子涡扇发动机支承刚度分析..... | 88 |
| 5.2 某型大涵道比双转子涡扇发动机工作转速范围内的模态分析..... | 89 |
| 5.3 支承刚度对某型航空发动机临界转速及临界转速危险系数的影响分析..... | 89 |
| 5.3.1 支承1 刚度对某型航空发动机临界转速及临界转速危险系数的影响分析..... | 89 |
| 5.3.2 支承2 刚度对某型航空发动机临界转速及临界转速危险系数的影响分析..... | 90 |
| 5.3.3 支承3 刚度对某型航空发动机临界转速及临界转速危险系数的影响分析..... | 91 |
| 5.3.4 支承5 刚度对某型航空发动机临界转速及临界转速危险系数的影响分析..... | 92 |
| 5.4 各支承刚度对某型航空发动机转子应变能危险系数的影响分析..... | 93 |
| 5.4.1 支承1 刚度对某型航空发动机转子应变能危险系数的影响分析..... | 93 |
| 5.4.2 支承2 刚度对某型航空发动机转子应变能危险系数的影响分析..... | 95 |
| 5.4.3 支承3 刚度对某型航空发动机转子应变能危险系数的影响分析..... | 96 |
| 5.4.4 支承5 刚度对某型航空发动机转子应变能危险系数的影响分析..... | 98 |
| 5.5 支承刚度对某型航空发动机模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析..... | 99 |
| 5.5.1 振型的归一化..... | 99 |
| 5.5.2 分析截面的选择..... | 99 |
| 5.5.3 支承1 刚度对某型航空发动机模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析..... | 100 |
| 5.5.4 支承2 刚度对某型航空发动机模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析..... | 102 |
| 5.5.5 支承3 刚度对某型航空发动机模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析..... | 105 |
| 5.5.6 支承5 刚度对某型航空发动机模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析..... | 108 |
| 5.5 规律总结..... | 111 |
| 5.6 本章小结..... | 113 |
| 第六章 航空发动机支承刚度智能优化设计..... | 114 |
| 6.1 航空发动机支承刚度智能优化设计方法..... | 114 |
| 6.1.1 方法流程..... | 114 |
| 6.1.2 关键技术..... | 115 |
| 6.2 某型航空发动机支承刚度智能优化设计实例..... | 121 |

| | |
|---|-----|
| 6.2.1 某型航空发动机支承刚度优化参数及优化目标选择..... | 121 |
| 6.2.2 基于 LCVT 和有限元的样本计算..... | 124 |
| 6.2.3 基于 SVM 的计算代理模型获取..... | 125 |
| 6.2.4 基于单参数变化的支承刚度优化问题的 NSGA-II 算法验证..... | 128 |
| 6.2.5 某型航空发动机支承刚度多目标智能优化设计结果分析..... | 131 |
| 6.3 本章小结..... | 133 |
| 第七章 总结与展望..... | 135 |
| 7.1 总结..... | 135 |
| 7.2 展望..... | 136 |
| 参考文献..... | 137 |
| 致 谢..... | 150 |
| 在学期间的研究成果及发表的学术论文..... | 152 |

图表清单

| | |
|--|----|
| 图 1.1 论文总体框架图..... | 12 |
| 图 2.1 航空发动机转子试验器..... | 14 |
| 图 2.2 试验器安装节结构..... | 15 |
| 图 2.3 支承及测点位置示意图..... | 15 |
| 图 2.4 整机模态测试测点位置（水平方向试验）..... | 16 |
| 图 2.5 水平方向试验前 3 阶模态振型..... | 16 |
| 图 2.6 垂直方向试验前 3 阶模态振型..... | 17 |
| 图 2.7 带机匣的转子试验器整机几何模型..... | 18 |
| 图 2.8 带机匣的航空发动机转子试验器有限元模型..... | 19 |
| 图 2.9 航空发动机整机连接刚度智能辨识流程图..... | 21 |
| 图 2.10 前 3 阶水平方向固有频率随水平方向刚度变化规律..... | 22 |
| 图 2.11 前 3 阶垂直方向固有频率随垂直方向刚度变化规律..... | 23 |
| 图 2.12 待优化刚度值对各阶固有频率影响规律的 SVM 预测值与实际值对比结果..... | 25 |
| 图 2.13 遗传算法收敛曲线..... | 26 |
| 图 2.14 水平方向仿真前 3 阶模态振型..... | 26 |
| 图 2.15 水平方向试验与仿真频率响应函数对比结果..... | 28 |
| 图 2.16 垂直方向仿真前 3 阶模态振型..... | 28 |
| 图 2.17 垂直方向试验与仿真频率响应函数对比结果..... | 29 |
| 图 2.18 某型大涵道比双转子涡扇发动机结构示意图..... | 30 |
| 图 2.19 某型大涵道比双转子涡扇发动机转子系统支承方案图..... | 31 |
| 图 2.20 盘轴模型..... | 34 |
| 图 2.21 带支承的盘轴模型..... | 36 |
| 图 2.22 低压转子几何模型..... | 37 |
| 图 2.23 高压转子几何模型..... | 38 |
| 图 2.24 静子系统几何模型..... | 39 |
| 图 2.25 整机几何模型..... | 39 |
| 图 2.26 低压转子有限元模型..... | 40 |
| 图 2.27 高压转子有限元模型..... | 41 |
| 图 2.28 风扇机匣及增压级静子有限元模型..... | 42 |
| 图 2.29 中介机匣有限元模型..... | 42 |
| 图 2.30 高压压气机机匣有限元模型..... | 42 |
| 图 2.31 燃烧室、高压涡轮及低压涡轮第 1 级导向器机匣有限元模型..... | 43 |
| 图 2.32 低压涡轮及后机匣有限元模型..... | 43 |

| | |
|--|----|
| 图 2.33 静子系统有限元模型..... | 43 |
| 图 2.34 某型航空发动机整机有限元模型..... | 44 |
| 图 2.35 某型航空发动机高低压转子共同工作线..... | 48 |
| 图 2.36 低压转子激起的临界转速..... | 49 |
| 图 2.37 高压转子激起的临界转速..... | 49 |
| 图 2.38 低压转子激起的临界转速..... | 50 |
| 图 2.39 高压转子激起的临界转速..... | 50 |
| 图 3.1 发动机结构 3 个主要研制阶段的演变过程..... | 54 |
| 图 3.2 临界转速与工作转速关系示意图..... | 57 |
| 图 3.3 带机匣的航空发动机转子试验器工作转速及临界转速危险系数规律..... | 58 |
| 图 3.4 某型大涵道比双转子航空发动机工作转速及临界转速危险系数规律..... | 59 |
| 图 3.5 航空发动机某阶模态下转子应变能分布示意图..... | 60 |
| 图 3.6 某型双转子航空发动机静子结构自由振动模态形式..... | 62 |
| 图 3.7 截面转子静子示意图..... | 62 |
| 图 3.8 转子和静子形心相对运动示意图..... | 63 |
| 图 3.9 第 1 阶临界转速模态振型..... | 64 |
| 图 3.10 第 2 阶临界转速模态振型..... | 64 |
| 图 3.11 第 3 阶临界转速模态振型..... | 65 |
| 图 3.12 某型航空发动机第 1 阶临界转速模态振型..... | 67 |
| 图 3.13 某型航空发动机第 2 阶临界转速模态振型..... | 68 |
| 图 3.14 某型航空发动机第 3 阶临界转速模态振型..... | 68 |
| 图 3.15 某型双转子航空发动机关键截面位置..... | 69 |
| 图 4.1 自由安装边界下前 3 阶模态振型..... | 70 |
| 图 4.2 固定安装边界下前 3 阶模态振型..... | 71 |
| 图 4.3 弹性安装边界下前 3 阶模态振型..... | 71 |
| 图 4.4 不同安装状态下仿真模态振型..... | 72 |
| 图 4.5 前安装节水平方向刚度 k_{3x} 对临界转速与临界转速危险系数的影响规律..... | 74 |
| 图 4.6 后安装节水平方向刚度 k_{4x} 对临界转速与临界转速危险系数的影响规律..... | 75 |
| 图 4.7 安装节水平方向刚度对转子应变能危险系数的影响规律..... | 76 |
| 图 4.8 带机匣的航空发动机转子试验器分析截面位置..... | 77 |
| 图 4.9 前安装节水平方向刚度 k_{3x} 对前 3 阶模态振型和截面转子静子模态位移的影响规律..... | 78 |
| 图 4.10 前安装节水平方向刚度 k_{3x} 对前 3 阶截面转静碰摩危险系数的影响规律..... | 78 |
| 图 4.11 后安装节水平方向刚度 k_{4x} 对前 3 阶模态振型和截面转子静子模态位移的影响规律..... | 80 |
| 图 4.12 后安装节水平方向刚度 k_{4x} 对前 3 阶截面转静碰摩危险系数的影响规律..... | 80 |
| 图 4.13 前支承水平方向刚度 k_{1x} 对临界转速与临界转速危险系数的影响规律..... | 81 |

| | |
|--|-----|
| 图 4.14 后支承水平方向刚度 k_{2x} 对临界转速与临界转速危险系数的影响规律 | 82 |
| 图 4.15 支承水平方向刚度对转子应变能危险系数的影响规律 | 83 |
| 图 4.16 前支承水平方向刚度 k_{1x} 对前 3 阶模态振型和截面转子静子模态位移的影响规律 | 84 |
| 图 4.17 前支承水平方向刚度 k_{1x} 对前 3 阶截面转静碰摩危险系数的影响规律 | 84 |
| 图 4.18 后支承水平方向刚度 k_{2x} 对前 3 阶模态振型和截面转子静子模态位移的影响规律 | 86 |
| 图 4.19 后支承水平方向刚度 k_{2x} 对前 3 阶截面转静碰摩危险系数的影响规律 | 86 |
| 图 5.1 某型双转子航空发动机支承方案 | 88 |
| 图 5.2 某型双转子航空发动机前 3 阶临界转速下的模态振型 | 89 |
| 图 5.3 支承 1 刚度 k_1 对低压转子临界转速及临界转速危险系数的影响规律 | 90 |
| 图 5.4 支承 1 刚度 k_1 对高压转子临界转速及临界转速危险系数的影响规律 | 90 |
| 图 5.5 支承 2 刚度 k_2 对低压转子临界转速及临界转速危险系数的影响规律 | 91 |
| 图 5.6 支承 2 刚度 k_2 对高压转子临界转速及临界转速危险系数的影响规律 | 91 |
| 图 5.7 支承 3 刚度 k_3 对低压转子临界转速及临界转速危险系数的影响规律 | 92 |
| 图 5.8 支承 3 刚度 k_3 对高压转子临界转速及临界危险系数的影响规律 | 92 |
| 图 5.9 支承 5 刚度 k_5 对低压转子临界转速及临界转速危险系数的影响规律 | 93 |
| 图 5.10 支承 5 刚度 k_5 对高压转子临界转速及临界转速危险系数的影响规律 | 93 |
| 图 5.11 支承 1 刚度 k_1 对整机应变能分布及转子应变能危险系数的影响规律 | 94 |
| 图 5.12 支承 2 刚度 k_2 对整机应变能分布及转子应变能危险系数的影响规律 | 96 |
| 图 5.13 支承 3 刚度 k_3 对整机应变能分布及转子应变能危险系数的影响规律 | 97 |
| 图 5.14 支承 5 刚度 k_5 对整机应变能分布及转子应变能危险系数的影响规律 | 98 |
| 图 5.15 某型双转子航空发动机截面位置 | 99 |
| 图 5.16 支承 1 刚度 k_1 对第 1 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律 | 100 |
| 图 5.17 支承 1 刚度 k_1 对第 2 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律 | 101 |
| 图 5.18 支承 1 刚度 k_1 对第 3 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律 | 102 |
| 图 5.19 支承 2 刚度 k_2 对第 1 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律 | 103 |
| 图 5.20 支承 2 刚度 k_2 对第 2 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律 | 104 |
| 图 5.21 支承 2 刚度 k_2 对第 3 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律 | 105 |
| 图 5.22 支承 3 刚度 k_3 对第 1 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律 | 106 |
| 图 5.23 支承 3 刚度 k_3 对第 2 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律 | 107 |
| 图 5.24 支承 3 刚度 k_3 对第 3 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律 | 108 |
| 图 5.25 支承 5 刚度 k_5 对第 1 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律 | 109 |
| 图 5.26 支承 5 刚度 k_5 对第 2 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律 | 110 |
| 图 5.27 支承 5 刚度 k_5 对第 3 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律 | 111 |
| 图 6.1 航空发动机整机支承刚度多目标优化方法总体框图和计算流程 | 115 |
| 图 6.2 不同抽样方法二维空间抽样 100 个样本点效果对比 | 116 |

| | |
|---|-----|
| 图 6.3 拥挤距离示意图..... | 119 |
| 图 6.4 染色体编码方式..... | 119 |
| 图 6.5 NSGA-II 主流程示意图..... | 120 |
| 图 6.6 各支承刚度变化对 f_1 的影响规律..... | 122 |
| 图 6.7 各支承刚度变化对 f_2 的影响规律..... | 123 |
| 图 6.8 各支承刚度变化对 f_3 的影响规律..... | 124 |
| 图 6.9 LCVT 抽样样本空间分布情况..... | 125 |
| 图 6.10 模型 1 测试结果..... | 127 |
| 图 6.11 模型 2 测试结果..... | 128 |
| 图 6.12 模型 3 测试结果..... | 128 |
| 图 6.13 仅有 k_1 变化时支承刚度 NSGA-II 优化结果..... | 129 |
| 图 6.14 仅有 k_2 变化时支承刚度 NSGA-II 优化结果..... | 130 |
| 图 6.15 仅有 k_3 变化时支承刚度 NSGA-II 优化结果..... | 130 |
| 图 6.16 仅有 k_5 变化时支承刚度 NSGA-II 优化结果..... | 131 |
| 图 6.17 NSGA-II 三目标优化 Pareto 最优解集..... | 132 |
| | |
| 表 2.1 水平方向试验模态结果..... | 16 |
| 表 2.2 垂直方向试验模态结果..... | 17 |
| 表 2.3 试验器模型材料参数..... | 19 |
| 表 2.4 支持向量参数及均方误差..... | 24 |
| 表 2.5 水平方向刚度识别结果..... | 26 |
| 表 2.6 垂直方向刚度识别结果..... | 26 |
| 表 2.7 水平方向前 3 阶固有频率计算结果及相对误差..... | 26 |
| 表 2.8 垂直方向前 3 阶固有频率计算结果及相对误差..... | 29 |
| 表 2.9 二级等效圆环法简化前后效果对比..... | 34 |
| 表 2.10 二级等效圆环法简化前后模态对比..... | 35 |
| 表 2.11 二级等效圆环法简化前后临界转速对比..... | 36 |
| 表 2.12 各支承径向刚度..... | 44 |
| 表 2.13 低压转子自由模态频率及振型..... | 45 |
| 表 2.14 高压转子自由模态频率及振型..... | 45 |
| 表 2.15 双转子系统固有模态频率及振型..... | 46 |
| 表 2.16 静子系统固有模态频率及振型..... | 47 |
| 表 2.17 高低压转子共同工作转速表..... | 48 |
| 表 2.18 双转子系统临界转速与模态振型..... | 49 |
| 表 2.19 整机临界转速与模态振型..... | 51 |

| | |
|--------------------------------|-----|
| 表 3.1 试验器各阶临界转速危险系数..... | 63 |
| 表 3.2 试验器各阶应变能分布..... | 64 |
| 表 3.3 试验器截面转静碰摩危险系数..... | 65 |
| 表 3.4 某型航空发动机各阶低压临界转速危险系数..... | 66 |
| 表 3.5 某型航空发动机各阶高压临界转速危险系数..... | 66 |
| 表 3.6 某型航空发动机各阶应变能分布..... | 67 |
| 表 3.7 某型航空发动机截面转静碰摩危险系数..... | 69 |
| 表 5.1 各支承刚度取值..... | 88 |
| 表 5.2 各指标随各支承刚度变化的变化规律..... | 111 |
| 表 6.1 支持向量参数及均方误差..... | 126 |
| 表 6.2 支持向量回归模型验证结果..... | 126 |
| 表 6.3 基于偏好的解集选择结果..... | 132 |
| 表 6.4 基于目标函数折中的解集选择结果..... | 133 |
| 表 6.5 优化效果..... | 133 |

注释表

| | | | |
|----------|------------|---------------|------------|
| ω | 固有频率 | ζ | 阻尼比 |
| E | 弹性模量 | ρ | 密度 |
| μ | 泊松比 | k | 支承刚度 |
| α | 质量阻尼系数 | β | 刚度阻尼系数 |
| J_p | 极转动惯量 | m | 质量 |
| h | 厚度 | R_0, R | 等效圆环内径, 外径 |
| W_i | 工作转速 | C_i | 临界转速 |
| S_i | 临界转速危险系数 | B_i | 转子应变能危险系数 |
| E_{ri} | 转子应变能危险系数 | E_{wi} | 总应变能 |
| T_{ij} | 截面转静碰摩危险系数 | ϕ | 输入向量 |
| w | 权向量 | b | 阈值 |
| C | 惩罚因子 | ε | 不敏感函数 |
| eps | 损失因子 | γ | 核函数参数 |
| P_t | 父代种群 | Q_t | 子代种群 |

缩略词

| 缩略词 | 英文全称 |
|----------|--|
| DADTA | Durability And Damage Tolerance Assessments |
| UG | Unigraphics NX |
| IGES | Integrated Graphics System |
| APDL | ANSYS Parametric Design Language |
| SVM | Support Vector Machine |
| NSGA- II | Elitist Nondominated Sorting Genetic Algorithm |
| CVT | Centroidal Voronoi Tessellation |
| LCVT | Latin Centroidal Voronoi Tessellations |

第一章 绪论

1.1 研究背景及意义

航空发动机是飞机的心脏，它直接影响飞机的性能、可靠性及经济性，是飞机的核心部件，被誉为制造业“皇冠上的明珠”。独立研制发动机是一个国家成为航空强国的重要标志^[1-2]。大力发展航空发动机技术，研制航空发动机是实现我国强国之梦的必由之路。“十二五”期间，航空发动机研制得到国家重视，目前已经被列入国家重大科技专项。2016年8月，中国航空发动机集团挂牌成立，标志着我国航空发动机产业将形成全新格局，对我国航空工业未来发展具有重要意义。未来几年内我国军用领域和民用领域，航空发动机的需求都急剧膨胀，未来20年国内军用航空发动机需求近452.1亿美元。在民机领域，客运和货运流量持续高速增长，未来20年国内民用机需求约为6330架。民用航空发动机市场价值为2572亿美元^[3-4]。目前，我国航空发动机的研制正处在从测绘仿制到自主研发的关键阶段，加强基础理论研究，探索科学的研制方法，摆脱对工程经验的过度依赖，为实际工程应用提供理论依据和技术支撑，真正实现航空发动机关键技术突破，走出一条自主创新研制的发展道路，是当前航空发动机技术发展的必由之路^[5-10]。

航空发动机是一种在高温、高压条件下工作的复杂动力机械系统，其转子系统具有很高的转速。航空发动机需要承受严酷的气动、机械以及热（温度）载荷，并且具有尽可能长的使用寿命，且在寿命时限内具有很高的可靠性，这就对航空发动机的设计制造乃至装配维修都提出了很高的要求^[11-13]。在航空发动机设计过程中，结构完整性设计是其中非常重要的一环，直接决定飞行器（发动机）的安全性、耐久性和战备完好率与任务成功率。在实际的航空发动机研制和使用过程中，由于结构带来的整机振动问题是航空发动机结构完整性设计中至关重要的一个问题，一直是制约着航空发动机安全性和可靠性的关键因素。据统计，在飞机机械故障中，由发动机引起的约占一半；在发动机故障中，结构振动故障70%。诚然，造成航空发动机结构振动故障的直接原因很多，而导致这些故障发生的根源则在于对航空发动机振动机理的认识不清，缺乏对于航空发动机整机结构振动的有效评判标准和优化手段。

随着现代航空发动机技术的不断发展，大推力高推重比的航空发动机屡见不鲜，已经成为航空发动机发展的必然趋势^[14]。在此背景下，薄壁机匣结构和弹性支承结构被广泛采用，同时安装节的安装刚度并非完全刚性，且安装节的水平和垂直刚度不对称，导致航空发动机转子和静子结构的耦合振动问题日益突出。目前，航空发动机的整机结构振动，尤其是转子和静子结构的耦合振动问题已经引起了很多学者的关注和重视^[15-16]。但是依然缺乏针对航空发动机的转静件耦合振动的机理研究及相应的优化控制方法研究。事实上，航空发动机整机振动的转静耦合关系对整机临界转速、转静变形协调以及整机振动优化都具有重要影响，认识弄清转子与静子结构的耦合机理，对于调整和优化整机临界转速、控制转静变形协调、优

化整机结构和整机系统故障诊断等均具有重要意义。因此,研究航空发动机耦合振动机理,建立完善的整机振动评价体系,开发高效准确的结构优化方法,从设计阶段实现一款机型的振动评估,进而实现结构优化,从设计阶段实现整机振动优化,对于提升航空发动机的安全性和可靠性具有重要意义。

有鉴于此,本文深入研究了航空发动机整机的转子和静子结构耦合振动机理,并从航空发动机结构设计准则入手,建立了一套航空发动机整机振动评价指标,并以所建立的评价指标为优化目标,研究了一种航空发动机参数设计的智能优化算法。在一定程度上,本文的研究填补了国内对于航空发动机转静耦合振动机理的研究空白,为航空发动机结构参数的智能设计和优化提供了思路、参考和依据。

1.2 国内外研究现状

航空发动机结构设计发展至今,已经形成了较为完备的体系,很多学者进行过广泛研究,也取得了丰硕的成果^[17-21]。针对航空发动机整机振动的转静结构耦合机理及整机振动评价优化方法的研究,紧贴工程实际,具有较强的工程实用价值。针对本课题要开展的研究内容,本节有针对性地对航空发动机整机振动及其优化设计问题的研究进行了收集、整理和分析,以期为本课题的开展和顺利完成提供参考和指导。

1.2.1 航空发动机结构完整性的可靠性和适航性设计要求

航空发动机结构完整性的内涵丰富,其概念首先由美国提出。航空发动机结构完整性包括发动机结构的功能、刚度、振动、强度、疲劳、寿命、可靠性等多方面内容,与气动、热力学等多个学科交叉耦合,相互制约、相互影响^[20]。航空发动机结构完整性设计的最终目的是要设计出既具备高性能,又具备高安全性、高可靠性和低维护成本的航空发动机。

1.2.1.1 国外航空发动机结构完整性研究

美国的航空发动机结构完整性研究始于 20 世纪 60 年代末。20 世纪 60 年代末,美国的航空发动机设计技术已经达到一定的水平,在此基础上,开始了以大幅度提升性能和推重比为导向的航空发动机设计。其中最具代表性的是 F100 型航空发动机,该型发动机从计划到投入使用仅花费了 4-5 年的时间,随后大量装备部队。在投入使用的 5 年内,共发生各类故障 200 多起,给美国空军带来的惨重的损失。惨痛的教训使美国空军意识到,在追求发动机性能的同时,结构可靠性和安全性不容忽视。随后美国陆续编写了多部结构完整性大纲,随着认识的不断深入,进行了多次内容增补和修订。美国的第一部结构完整性大纲是《航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机通用规范》(MIL-E-5007D),于 1972 年颁布,大纲阐述了最初的发动机结构完整性大纲(ENSIP, engine structural integrity program)的概念。随后,美国陆续颁布了 3 部发动机结构完整性大纲,分别为 ENSIP MIL-STD-1783(以下简称《1783 大纲》)、ENSIP MIL-HDBK-1783A(以下简称《1783A 大纲》)和 ENSIP MIL-HDBK-1783B“(以下

简称《1783B 大纲》), 分别于 1984 年、1997 年和 2002 年颁布。《1783 大纲》明确提出, 发动机结构完整性大纲是燃气涡轮发动机结构设计、分析、定型、生产和寿命管理的一种有组织、有条理的方法, 其目的是保证发动机结构的安全性和耐久性, 降低全寿命期费用和提高发动机的出勤率^[20]。《1783 大纲》, 将发动机的研制过程明确的划分为预研、设计研制和生产使用 3 个阶段, 提出了航空发动机的研制流程的规范化管理理念。《1783A 大纲》强调了使用寿命和设计方法在研制中的重要作用, 提出了分析和试验验证的指导方法。增加了对轴承、附件、转子组件包容性及机动飞行条件下安装节总变形的设计要求。《1783B 大纲》增加了振动与高循环疲劳方面的要求和经验教训, 在“振动”条目中加入“耐久性/经济寿命”中的高循环疲劳要求。3 部大纲的逐步完善, 标志着美国航空发动机结构完整性研究的发展理念、方法和管理程序逐步走向成熟^[20]。

英国进行了航空发动机结构完整性研究, 主要体现在在军用航空发动机通用规范及民用航空发动机适航性规范中结构强度和安全性的相关规定和要求。俄罗斯航空发动机结构完整性研究成果主要体现在其制定的航空燃气涡轮发动机强度设计试验指南和航空燃气涡轮发动机寿命设计指南等标准和规范中。这些规定、指南和标准集合了多年的设计、制造、试验和使用的经验, 为航空发动机结构完整的研究提供了重要参考。

综上, 美国、英国、俄罗斯等发动机技术发达的国家, 对于结构完整性均十分重视, 且已经发展出了相当完善的结构完整性设计、试验技术, 以及管理体系。

1.2.1.2 国内航空发动机结构完整性研究

相比于美国、英国及俄罗斯等航空发动机技术较发达的国家, 我国的航空发动机结构完整性研究起步较晚。在消化、吸收其他国家航空发动机结构完整性大纲及要求的基础上, 结合相关设计研究经验, 我国编写了一系列航空发动机结构设计准则、要求。1995 年, 编写了《航空发动机结构完整性指南》(GJB/Z 101); 1997 年, 《航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则(研究报告)》出版^[22]; 2000 年, 编写了《航空涡轴、涡桨发动机转子系统设计准则(研究报告)》; 2001 年, 编写、出版了《航空发动机设计手册》。这些准则的编写和出版, 为我国航空发动机结构完整性的设计提供了重要参考和依据。此外, 国军标《航空涡轮喷气、涡轮风扇发动机通用规范》(GJB241, 1987 年)^[23]、《航空涡轮螺旋桨、涡轮轴发动机通用规范》(GJB242, 1987 年)和《民用航空发动机适航规定》(CCAR-33R2, 2012 年)^[24-25]中, 均有对于结构完整性的相关要求, 使得军用和民用航空发动机的结构设计有章可依。依据规范, 结合具体型号, 我国开展了大量的结构完整性相关的分析, 并建立试验平台, 积累了宝贵的经验, 为航空发动机结构完整性的研究和发展奠定了较坚实的基础^[26-27]。

我国的航空发动机结构完整性研究水平相比于美国、英国等国家还有较大的差距。总体上反映出偏表层、方法性研究, 缺乏深层次、理论性研究; 偏单一性研究, 缺乏综合性研究; 偏跟踪性研究, 缺乏创新性研究^[28]。目前, 我国发动机结构设计主要沿用国外上世纪的标准, 没有自己的完善的评价体系和标准。我国正处在从测绘仿制到自主研发的关键阶段, 结

构完整性设计的评价体系的建立对于我国航空发动机技术的发展至关重要。因此,必须加强对发动机整机动力学与振动控制、结构优化设计理论与方法、结构可靠性设计理论与方法、结构破损安全分析与评估的研究,加强对结构完整性新思想、新概念的探索,重视基础研究,为工程研制提供强有力的技术支持与储备^[29-30]。

1.2.2 航空发动机整机振动建模及其机理的研究现状

航空发动机整机动力学分析是结构完整性设计的重要一环。航空发动机整机结构系统是指发动机的转子-支承-机匣-安装节系统,主要包括转子及其相互间连接结构(如,轴间轴承、螺栓连接、花键连接,以及销钉连接和焊接等)、转子支承结构、机匣结构、安装节系统,以及组合形成的转子-支承-机匣-安装节系统。近年来,由于航空发动机设计中普遍采用薄壁机匣结构,使得转子支承传力相关的机匣刚性较弱,因此机匣结构对发动机整机振动的影响不容忽视。因此,航空发动机整机动力学设计,必须将转子-支承-机匣-安装节看作一个系统,进行一体化协调设计和分析。

准确的整机结构系统的动力学模型是航空发动机整机振动研究的基础,国内外很多学者对这一问题进行过深入研究^[31-38]。整机振动建模是要建立应用目标明确、高效和高保真的整机振动分析和设计模型。航空发动机整机建模方法主要有传递矩阵法、模态综合法和有限元法。传递矩阵法的特点是编程简单,运算规模小,运算速度快,对计算条件要求不高,适用于转子系统整机建模,但在考虑支承系统等转子周围结构时分析较困难^[39-41]。早期受计算机发展水平所限,有限元法的应用十分受限,因此发展了模态综合法,模态综合法将系统分为若干子系统,分别对子系统进行计算,再通过界面条件整合成一个系统。这种方法可以有效降低计算所需内存等条件,也可以保持较高的计算精度,但是其编程和数值求解较为复杂。随着计算机水平的发展,有限元法得以继续发展,其优点在于表达式简单、规范,可以模拟复杂结构,但有限元法的分析精度受自由度影响,自由度越多精度越高,同时更多的自由度也要求更高的计算条件和更长的计算时间^[42]。

1.2.2.1 传递矩阵法

早期采用较多的是传递矩阵法,及在其基础上发展的众多改进的传递矩阵法,如子结构传递矩阵法、传递矩阵-阻抗耦合法、传递矩阵-直接积分法等。国内外均有很多学者进行了相关研究。

1983年, Murphy B T 等^[43]改进了传递矩阵法求解临界转速的迭代方法,解决了包含阻尼或者交叉耦合刚度时收敛精度的问题。Gupta K^[44]等采用传递矩阵法分析了一个带中介轴承的双转子试验器的临界转速及不平衡响应,并进行了试验研究,并分析了轮盘惯量和陀螺力矩对于系统动力特性的影响。Lee A C 等^[45]采用传递矩阵法,建立了非线性转子-轴承系统模型,并计算得到了系统的稳态响应和轴心轨迹。Hibner D H 等^[46-47]采用传递矩阵法,分析了考虑粘性阻尼的双转子系统的临界转速和不平衡响应。Varney P 等^[48]重新定义了传递矩阵

法的复杂坐标,提出了复合传递矩阵,其本质在于将正反进动区分开,通过传递矩阵维数减半以简化运算,极大的提高了计算效率。

国内,很多学者也对航空发动机转子系统及整机系统建模进行了深入研究。以北京航空航天大学晏砺堂、李其汉^[49-52],南京航空航天大学黄太平^[53-57],西北工业大学顾家柳、任兴民^[58-62]等为代表的一批学者研究了多种基于复杂转子系统的传递矩阵法,建立了一些整机系统的传递矩阵模型。其中,晏砺堂等^[63]将传递矩阵法引入复杂转子系统,提出了子结构传递矩阵法;随后将引入动坐标系,分析了带非线性阻尼器的双转子系统的动力特性。黄太平等^[65-66]针对多转子系统动力特性分析提出了阻抗耦合法、分振型综合法等一系列子系统分析方法。顾家柳等^[67-71]提出了传递矩阵-直接积分法,分析了发动机整机动力响应,计算了整机突加不平衡响应、稳态不平衡响应及瞬态不平衡响应。此外,还有很多学者采用传递矩阵法建立了航空发动机整机振动模型,对整机振动机理进行了分析。项松、王克明等^[72]采用子结构传递矩阵法计算了航空发动机转子-支承系统的动力特性,分析了各支承刚度对系统临界转速的影响。魏德明等^[73]编写了考虑陀螺力矩、剪切变形以及轴向力等因素的通用传递矩阵法程序,并计算了发动机转子-支承系统的动力特性。洪杰等^[74]在传统传递矩阵法的基础上,引入整体传递矩阵,采用整体矩阵法计算了多转子系统的临界转速和振型。蒋书运等^[75]采用整体传递矩阵法计算了多转子航空发动机系统的动力学特性,该方法解决了传统的子结构传递矩阵法难以编写通用软件的问题。庞辉等^[76-77]对采用基于 Riccati 变换的整体传递矩阵法计算了双转子系统的临界转速。杨建刚等^[78]提出了一种改进的传递矩阵法,将转子系统分成多个子系统,采用参数匹配的方法处理转子结合面,有效解决了传递矩阵法处理多跨转子的问題。

1.2.2.2 模态综合法

20 世纪 70 年代, Nelson H D^[79-80]采用有限元方法分析了 Rayleigh 梁-轴模型和 Timoshenko 梁-轴模型的动力学特性。有限元法将结构离散成有限个自由度,对于复杂模型,能够无限逼近其物理模型,使得计算精度大幅度提高,并且有效避免了传递矩阵法中的数值不稳定问题。但是有限元法对计算条件较高,要求较高的处理能力和内存。为克服这一问题, Hurty W.C.等^[81]人提出了模态综合法。模态综合法的指导思想是“先修改后复原”,首先把系统分解成若干子结构,对各子结构进行模态分析,提取各子结构的低阶模态,然后根据各子结构连接面上的位移和力等条件,将各子结构还原成一个整体运动方程进行分析。这种方法既能保持有限元法的高精度,又可以降低对计算条件的要求。但是其缺点也是显而易见的,子结构连接处理不当会给整体分析带来较大的误差。在子结构计算时,将子结构边界设置为自由状态,称为自由界面法^[82],将子结构边界设置为全约束的方法,被称为固定界面法^[83]。在此基础上,模态综合法又得到了充分的发展,1974 年, Hasselman T K 等^[84]提出了复模态综合法,用以解决系统存在阻尼系统且无法解耦的问题。1971 年, Benfield W A 等^[85]提出了混合子结构模态综合法,这种方法将结构分成主子结构和从子结构,对于某些结构计算较

为方便,但是计算精度不高。1980年,Glasgow D A 等^[86]采用固定界面法计算了多转子动力特性。Li D F 等^[87]采用自由界面法计算了无阻尼双转子系统的动力特性,并分析和评价了系统的模态截断误差。模态综合法在国内也被广泛应用和发展,楼梦麟^[88]提出了弹性、刚性和混合型连接子结构模态综合法。王建军^[89]基于参数混合子结构综合的概念,提出了模态—物理—阻抗三参数混合动态子结构综合法。郑兆昌^[90]提出了一种适合于具有连接结构的复杂结构系统的部件模态综合法。应用在航空发动机整机振动分析中,较为典型的是,欧园霞等^[91-92]将模态综合法与有限元素法相结合,对包含转子-支承-静子结构的航空发动机整机系统进行了动力学分析,计算了整机系统的临界转速、稳态响应和瞬态响应。采用有限元法对转子系统和静子系统建模,采用复模态综合法考虑非对称转子和静子之间的耦合振动。孟光等^[93-94]引入虚拟单元,对试验模态综合法中存在的界面对接信息不足的问题进行修正,采用参数优化方法得到虚拟单元的参数,采用试验模型和有限元模型混合的方法建立模型,结果表明,该方法可以提高试验模态综合的可靠性。

1.2.2.3 有限元法

随着计算机技术和以有限单元法为内核的商用软件的快速发展,有限单元法很快成为航空发动机整机动力学计算的主流方法之一。采用有限元法的整机动力学计算主要采用梁单元和实体单元。很多学者采用梁单元建立过整机系统模型,其中代表性的有,陈果^[95-98]采用梁单元建立转子和静子结构的有限元模型,采用集中质量法建立支承结构模型,采用 Newmark- β 法和改进的 Newmark- β 法进行求解,利用该方法可以进行整机动力特性求解,并且能够进行非线性故障模拟。继而发展了一系列包含安装节-静子-轴承-转子结构,即可以分析包括临界转速、模态振型、稳态不平衡响应、瞬态不平衡响应,又可以分析转子不对中、转子叶片-静子碰摩、轴承间隙等多种非线性故障的整机动力学模型。采用实体单元建立整机有限元模型的研究较多,其中最具代表性的有,北京航空航天大学洪杰、马艳红、张大义等研究了航空发动机的整机三维实体建模方法,详细介绍了各部件的处理方法^[99],结合实际航空发动机,建立了多种航空发动机的三维实体有限元模型,并进行了整机动力学特性分析。对比了静刚度和动刚度对某型航空发动机整机动力特性的影响,并分析了具体原因^[100];基于 NASTRAN 软件,采用实体单元分析了某型航空发动机的整机动力特性,分析了支承动刚度、盘轴耦合以及静子机匣等因素对整机动力特性的影响^[101];采用两自由度模型分析包含静子-支承-转子的整机动力学模型,与考虑静子刚度的支承-转子系统的动力学模型,阐述了航空发动机转子系统和静子系统的耦合机理^[102];分析了某型航空发动机的整机临界转速,并给出了临界转速求解方法和判别规则^[103]。哈尔滨工业大学曹登庆^[104-105]等建立了双转子航空发动机转子试验器,并研究了航空发动机定点碰摩故障及碰摩故障中的能量损失。南京航空航天大学罗贵火^[106-108]建立了多种航空发动机模型,进行了反向旋转双转子航空发动机整机动力特性^[109]、挤压油膜阻尼器^[110]、AUP 隔振^[111]等诸多方面的研究。陈果等也进行了实体有限元建模的研究,采用试验和仿真方法分析了带机匣的航空发动机转子试验器静

子系统的支承静刚度和动刚度^[112-113]，研究了半实物仿真建模方法^[114]，建立了多种型号的发动机模型，并建立故障模型，仿真了多种故障模式^[115]；发展了含复杂滚动轴承的整机动力学模型^[116]；沈阳航空航天大学王克明等^[117-123]研究了涡喷发动机的整机动力特性，考虑温度场，计算了静子结构动刚度，转子系统临界转速等。沈阳发动机研究所冯国全等^[124]基于 MSC.NASTRAN 建了反向旋转双转子系统，并研究了其振动特性。此外，海军工程大学孟照国等^[125]建立了带机匣的双转子航空发动机试验器，采用壳单元模拟静子结构，研究了机匣质量对整机振动的影响。相关研究多不胜数，近年来，华中科技大学^[126-128]，浙江大学^[129-134]，上海交通大学^[135-138]，大连理工大学^[139-142]等国内知名高校均开展了此类研究。国内航空发动机整机振动的研究呈现百花齐放的盛况。

国外，很多专家也对航空发动机整机振动进行了深入研究，以通用、罗罗、普惠等航空发动机制造商为代表。从上世纪 80 年代起，陆续开展了如 BR715 和 EJ200 等多种发动机的试验器、有限元建模及模型修正技术的研究^[143-145]，但是由于商业秘密等原因，公开的文献资料较少。Moore J J 等^[146]采用实体单元计算了涡轮压缩机的整机动力特性。Schönrock 等^[147]用有限元法计算并验证了 BR710 的整机动力特性。Marc-Antoine B 等^[148]研究了航空发动机静子机匣法兰螺栓的有限元建模方法，分析了其非线性响应，与试验结构对应良好，该方法可用于航空发动机静子机匣结构早期设计阶段。Meguid S A 等^[149]对航空发动机鸟撞问题进行了显式数值分析。采用 LS-DYNA 分析了飞鸟撞击风扇叶片的非线性瞬态响应。Zang C P 和 Ewins D J 等^[150]将结构动力学中的模态修正技术引入航空发动机研发中，基于试验和超模型技术修正了一个航空发动机部件的有限元模型，收效良好，并介绍了航空发动机整机模型修正的方法。

1.2.3 航空发动机结构优化设计的研究现状

1.2.3.1 基于部件的航空发动机多目标优化设计

目前常见的航空发动机多目标优化设计研究问题主要围绕航空发动机的关键结构。张宏建^[151]研究了应用于航空发动机燃烧室中的浮动壁结构的多目标结构优化设计方法，建立了以支杆数量、支杆在壁板上所处的位置拓扑、支杆截面积、壁板的厚度为决策变量，以浮动壁结构应力和位移为优化目标函数的多目标优化模型，并且应用 ANSYS 有限元分析与以遗传算法为基础的多目标优化算法完成了对浮动壁结构的优化，达到了比较好的效果。戴雄^[152]针对高压涡轮机匣热固耦合问题，分别进行了单目标和多目标优化设计方法的研究，建立了以机匣等效质量为目标单目标优化模型和以高压涡轮机匣等效质量和径向位移为目标函数的两目标优化模型，分别进行了优化。杨训^[153]利用遗传算法研究了某型航空发动机压气机叶片按照静质量矩和频率进行优化排序来减小叶片安装造成的不平衡量以及防止发动机颤振问题。其目标函数有 3 个，属于无约束多目标优化问题，文中采用的方法是根据研究者的优化目标的偏好权值将多目标优化问题转化为单目标优化。苏华^[154]研究了航空发动机密

封技术中的指尖密封,解决的问题是以低迟滞和低刚度为目标的综合性能优化,分别使用加权法和约束法求解指尖密封多目标优化。陈勇^[155]研究对象为某型航空发动机静子机匣的螺栓连接结构,目标函数有3个分别是:质量、可靠性指数、最大等效应力。Copiello D 等^[156]研究了航空发动机吸声衬垫多目标优化设计问题。冯国全等^[157]对某型航空发动机鼠笼式弹性支承的结构参数进行了优化设计,以笼条疲劳应力最小为目标函数,以支承柔度为约束条件,并进行了柔度试验和疲劳应力试验,验证了优化设计的有效性。申秀丽等^[158]以气流通道效率和转子结构质量为目标函数,优化了涡轮流道。Khalafm M P 等^[159]研究了多目标元启发式优化设计方法在航空发动机控制器方面的应用,Thompson H A 等^[160]研究了分布式航空发动机控制系统的系统架构的多目标优化问题,Taleghani S T 等研究了基于多目标遗传算法的涡桨航空发动机热力学优化问题^[161]。

1.2.3.2 基于整机结构的多目标优化设计

航空发动机整机动力学的关键是转子动力学设计,特别是临界转速、发动机动力响应支承载荷及其传递,以及转、静子间间隙与整机振动水平的控制。航空发动机整机振动严重影响发动机的结构完整性和可靠性,必须制定发动机整机振动限制标准并采取必要措施,有效控制发动机整机振动水平^[162]。在设计之初,需要考虑航空发动机整机振动,对整机结构进行动力学分析,进行整机动力特性的设计和优化。航空发动机整机结构系统应通过振动特性优化设计,以由激励源激起的振动响应具有不敏感性为目标,建立相关的优化设计系统,以有效控制发动机整机振动水平。在航空发动机整机振动优化设计系统中,对动力学特性进行评估,使其具有较好的动力学特性,以满足航空发动机转子动力学设计准则要求尤为重要^[163]。设计准则明确要求发动机在慢车转速和最大工作转速之间避开有害(弯曲线)临界转速,并具有规定的裕度;避免转子弯曲应变能过大,破坏转子动平衡,致使转子系统外传振动和发动机整机振动响应显著加剧;同时必须防止发动机在各种工作状态下转-静件发生碰摩故障,甚至碰摩失稳。在进行临界转速设计时,应考虑转子和静子结构件的模态振型协调性,预防由于振动因素引发的转-静件碰摩问题。

目前,基于航空发动机整机结构的优化设计研究并不多见。南京航空航天大学罗贵火等^[164-165]探索了发动机总体结构方案参数化设计的方法,结合 AutoCAD 和 VB 软件,开发出了一套基本适应发动机总体结构方案参数化设计的软件。蔡显新^[166]以某型航空发动机转子前后支承刚度为设计变量,以转子三阶临界转速为目标函数,对发动机转子支承系统进行了优化设计。陆山等^[167]基于 UG、Workbench 平台研究了航空发动机多盘转子结构自动优化方法。李立君等^[168]采用 NSGA-II 算法,以双轴混合排气式涡轮风扇发动机为算例,以发动机流路尺寸为设计变量,以单位推力、耗油率等为目标函数进行了多目标优化设计,取得了较好的结果。李超等^[169]基于试验设计的响应面法,应用有限元计算并通过多目标遗传优化算法,分别从抗变形能力、力学环境适应能力以及转子结构效率综合进行相关优化计算。

1.2.3.3 整机振动优化目标-定量评价指标

目前针对航空发动机整机振动的优化设计研究较少,其中一个重要原因是缺乏整机振动的有效评价指标。国外率先开始了结构效率的研究工作,但大多数研究针对飞机的零部件结构,难以应用于航空发动机的结构设计^[170-172]。1989年, Storace A F^[173]在航空发动机总体设计中应用了结构效率概念,提出了权衡强度、振动特性以及间隙配合的整机结构效率分析方法,确定了结构效率系数的一般形式,但其应用局限于对发动机结构方案改进的量化评估,没有建立适用于发动机整机结构设计的评估参数体系。目前国内对于整机结构振动评价指标的研究较少。北京航空航天大学洪杰团队^[174-179]对航空发动机整机结构效率的评价指标进行了一些研究,提出了航空发动机整机及部件结构效率系数、转静间隙变化量、应变能分布系数、敏感度系数等评估参数用以定量评估部件及整机结构设计水平,并采用这些指标对多种机型的航空发动机的结构效率进行了评价。

1.2.3.4 多目标优化方法

上述研究中可见很多优化方法,常见的多目标优化算法通常分成两类,一类是传统多目标优化算法,另一类是进化多目标优化算法^[180]。传统多目标优化算法的基本思想是降维求解,常用的传统多目标优化算法有:(1)加权求和法,此方法基本思想是给每个目标函数分配一个由研究者自定义的权值然后求和,最终将多个目标函数转化为单个目标函数。(2) Epsilon-约束法,其基本思想是将某一个目标函数作为优化对象,其余目标函数与参数 Epsilon 一起构成约束,同样实现了降维。显然,传统的多目标优化算法有很多缺点,主要是在选取权值等参数时受人的主观影响很大,会对结果造成较大误差,并且科学研究和工程领域中的目标函数往往是离散的,非线性的,无法找到显式的函数关系,传统的多目标优化算法求解此类问题难度很大,而且效率低。随着机器学习、智能算法的发展,为了克服传统方法的不足,研究人员提出了进化多目标优化算法^[181]。目前的进化多目标优化算法主要分为第一代和第二代,第一代进化多目标优化算法包括矢量评价遗传算法 VEGA^[182], Fonseca C M 等提出的多目标遗传算法 MOGA^[183], Deb K 等提出的第一代非支配排序遗传算法 NSGA^[184], Horn J 等提出了小生境 Pareto 遗传算法 NPGA^[185]。之后以精英保留机制为特征的第二代进化多目标优化算法相继被提出^[186]: Zitzler E 和 Thiele L^[187-188]提出了强度 Pareto 进化算法 SPEA 和改进版 SPEA2; Corne D W 等^[189]引入了 Pareto 存档进化策略 (PAES); Coello C A 和 Pulido G T^[190]提出微遗传算法 (Micro-GA); 2002年 Deb K 等^[186]学者通过对 NSGA 进行改进,提出了目前应用最广泛的多目标进化算法:第二代非支配排序遗传算法 NSGA-II^[182]。NSGA-II 算法降低了非支配排序遗传算法的复杂性,具有运行速度快, Pareto 解集的收敛性好的优点,迅速成为其他多目标优化算法的基准算法。目前, NSGA-II 算法在航空发动机优化中也有应用,并且可以取得较好的效果。王元^[191]研究了利用改进的 NSGA-II 算法求解航空发动机控制领域的线性二次型调节器的时域性能、二次型性能等关键

指标的多目标优化问题。李学斌^[192]应用 NSGA-II 算法,研究了航空发动机 PID 控制器的系统超调量、稳定时间和 ITAE 指标 3 个目标函数的多目标优化问题,刘熊^[193]利用 NSGA-II 算法来解决航空发动机控制领域的多目标优化问题。柳强等^[194]基于 NSGA-II 方法对航空发动机的管路布局进行了优化设计。

1.3 本论文的主要研究内容及安排

1.3.1 问题的提出

综上所述,目前航空发动机的结构完整性问题已经引起了国内外的普遍重视,目前我国的结构完整性体系还需要深入发展。国内外在航空发动机整机振动分析及结构优化方面进行了广泛研究,并取得了丰硕的成果,但是,针对航空发动机整机结构完整性研究、整机振动分析与结构优化而言,仍然存在如下问题需要深入研究,具体表现在以下三方面:

1) 缺乏对于航空发动机整机振动机理的深入研究

虽然目前针对航空发动机整机振动,尤其是包含静子结构的整机振动已经引起了很多学者的关注,但是对于转子结构和静子结构耦合振动的研究依然较少。事实上,航空发动机整机振动的转静耦合关系对整机临界转速、转静变形协调以及整机振动优化都具有重要影响,认识弄清转子与静子结构的耦合机理,对于调整和优化整机临界转速、控制转静变形协调、优化整机结构和整机系统故障诊断等均具有重要意义。

2) 缺乏完善的整机振动评价体系

航空发动机整机动力学的关键是转子动力学设计,特别是临界转速、发动机动力响应支承载荷及其传递,以及转、静子间间隙与整机振动水平的控制。目前,航空发动机整机振动的评价指标主要是依靠响应。以振动响应作为评价指标在试验中可以有效评定整机振动水平,但是响应是由多方面因素决定的,受激励、阻尼等因素影响很大,而激励和阻尼在设计之初很难准确预知,因此在设计之初,仿真得到准确的响应,并用于评价整机振动水平并不现实。因此,制定一套可以在设计初期便于计算,且能反映整机振动水平的无量纲指标参数,对于航空发动机的整机振动设计十分必要。

3) 航空发动机整机振动优化缺乏智能化的手段

目前,我国的航空发动机的研制正处在从测绘仿制到自主研发的关键阶段,此前,我国的航空发动机设计主要依赖积累的设计经验及照搬国外经验,缺乏一套完备的设计思路和科学的设计方法。对于结构的优化设计仅依靠大量尝试,穷举试错,对设计者经验依赖程度高,难以得到全局最优,并且效率极低。因此,开发一套高效准确的结构优化方法非常必要。结合评价指标,从设计阶段实现一款机型的振动评估,采用智能算法实现结构优化,从设计阶段实现整机振动优化,对于提升航空发动机的安全性和可靠性具有重要意义。

有鉴于此,本文研究了航空发动机整机振动的转子结构和静子结构的耦合振动机理,以认识弄清不同因素对耦合振动的影响。研究航空发动机整机振动的定量评价标准,在此基础

上研究一种基于智能算法的航空发动机结构参数的多目标优化方法, 以期对航空发动机整机振动的结构优化设计提供参考和依据。

1.3.2 本文主要研究内容

本文主要研究航空发动机整机结构系统耦合振动, 提出一套整机振动的定量评价指标, 在此基础上, 提出一种航空发动机的整机耦合振动的智能优化方法。以带机匣的航空发动机转子试验器和某型大涵道比双转子航空发动机为例, 建立了其整机有限元模型, 基于所提出的整机振动评价指标, 评价了两个模型的整机振动水平, 分析了刚度因素对各指标的影响机理。最后利用提出的智能优化方法, 对某型航空发动机的支承刚度进行了优化。本文的总体框架如图 1.1 所示, 主要内容如下:

第一章是绪论, 主要介绍了课题研究的背景及意义, 分析了目前航空发动机整机振动及结构优化存在的问题, 提出了本文的主要研究内容;

第二章对建立的带机匣的航空发动机转子试验器的有限元模型, 对试验器进行了整机模态测试, 基于测试结果采用支持向量机和遗传算法辨识了试验器的安装节刚度及支承刚度, 并将辨识结果代入有限元模型, 对比试验得到的测点频率响应函数验证辨识结果; 改进航空发动机转子叶片的单极等效圆环法, 提出多级等效圆环法, 对该方法进行验证; 基于该方法, 建立某型高涵道比双转子航空发动机的整机有限元模型, 对比现有文献结果对部件模型进行验证, 在此基础上分析该型航空发动机的整机动力特性;

第三章分析航空发动机结构设计准则, 基于设计准则提出航空发动机整机振动的定量评价指标, 主要有临界转速危险系数、转子应变能危险系数以及截面转静碰摩危险系数, 并对所提出的指标参数进行解释说明; 采用所提出的指标参数对带机匣的航空发动机转子试验器和某型大涵道比双转子航空发动机的设计点参数下的整机振动水平进行了评价;

第四章基于第三章提出的定量评价指标参数, 研究了带机匣的航空发动机转子试验器的安装节刚度和支承刚度对各指标参数的影响规律, 揭示转子试验器的整机振动的转子和静子的耦合机理;

第五章基于第三章提出的定量评价指标参数, 研究了某型航空发动机支承刚度对各指标参数的影响规律, 揭示该型航空发动机的整机振动的转子和静子的耦合机理, 为刚度设计提供依据;

第六章提出了一种航空发动机结构参数的多目标智能优化方法, 以某型航空发动机为例, 对该方法进行了说明分析和验证, 证明了该方法的有效性。

最后, 在结束语中, 总结了主要研究成果。基于作者的认识, 对航空发动机整机结构系统耦合振动及其智能优化的进一步深入研究进行了展望。

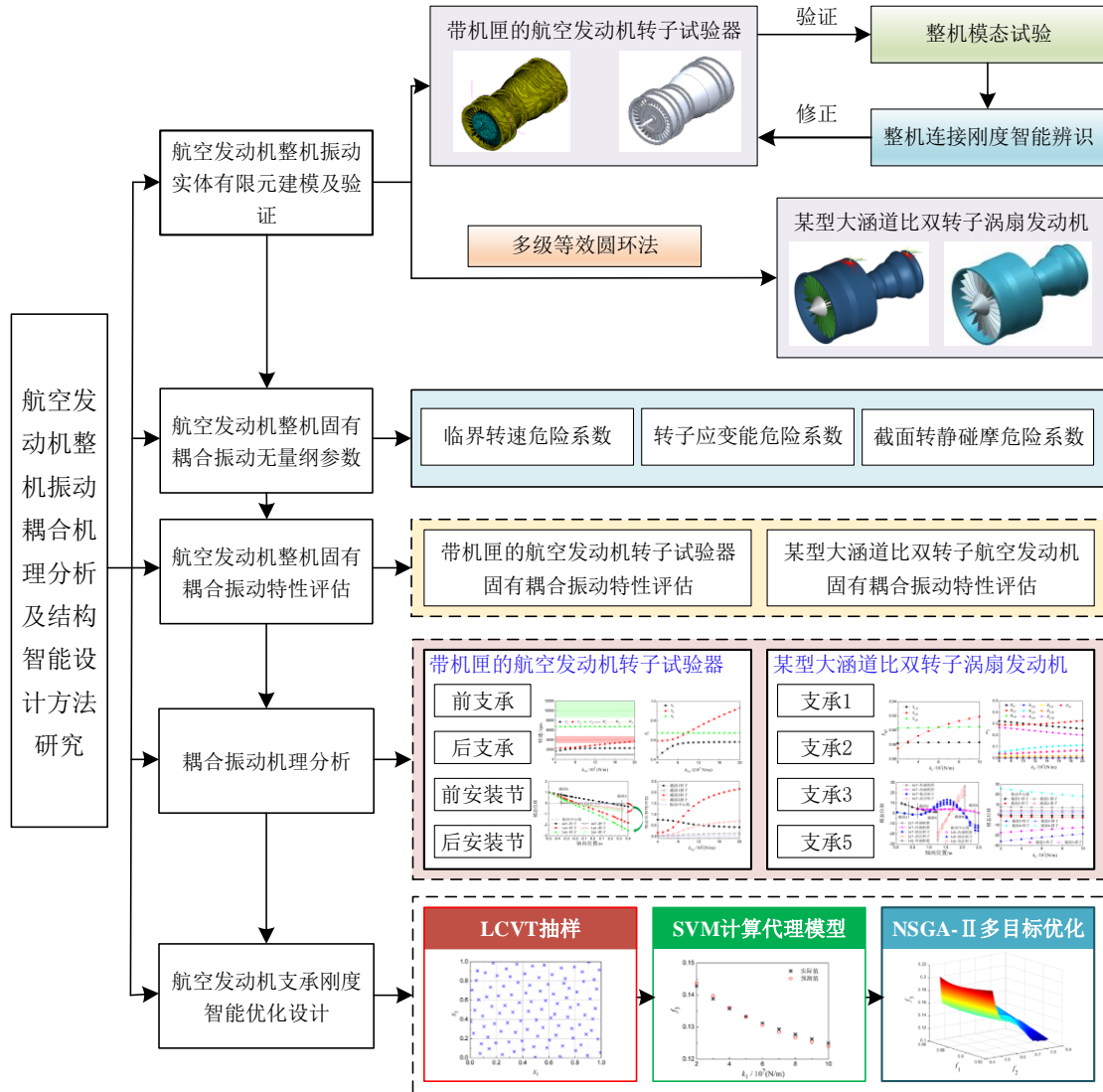


图 1.1 论文总体框架图

第二章 航空发动机整机振动实体有限元建模及验证

动力学分析在航空发动机研制过程发挥着重要作用,准确的整机结构系统的动力学模型是航空发动机整机振动研究的基础,直接决定着分析结果的准确性、精度及可靠性。与传统的传递矩阵法和一维、二维以及只包含转子系统的三维有限元模型相比,包含转子系统、静子系统和安装节系统的航空发动机整机实体有限元模型具有一定的优越性。该模型可以对航空发动机进行三维全息模拟分析,具有较高的计算精度,同时可以很好的模拟整机动力学特性,尤其是转子系统和静子系统的相互影响和作用。本文采用整机实体有限元模型对研究对象进行建模。建立了两个航空发动机整机有限元模型,即带机匣的航空发动机转子试验器整机动力学有限元模型和典型高涵道比涡扇发动机有限元模型,两个模型将用于后续章节对航空发动机转静耦合机理的研究。

2.1 航空发动机整机建模简化原则

使用实体有限元法进行航空发动机整机建模,面临的首要问题就是模型的精确度与计算经济性的平衡问题。模型的精确度指的是能否在所研究的问题上精确仿真、模拟该模型原有的特征与属性;计算经济性指的是能否在满足计算精度的基础上尽可能缩小计算规模,缩短计算时间。对于航空发动机整机动力学计算问题,在进行几何建模时,可以对航空发动机整机的几何结构进行合理的简化,以提高计算效率。简化基本原则^[195]如下:

1) 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。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,应该保持这些量不变;

2) 简化后的模型应能够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;

3) 对于发动机振动特性影响较大的关键部件应尽量保持其原有结构或进行少量简化;

4) 发动机上的很多细小尺寸和倒角、开口、小孔等结构,其中很多是出于对零部件工艺、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。但是在进行有限元网格划分时,这些结构会造成计算规模的急剧增加。因此,在建模时可以对这些结构进行合理简化;

5) 应保证静子系统质量、刚度分布与原模型一致,保持承力结构与真实结构的动力学相似;

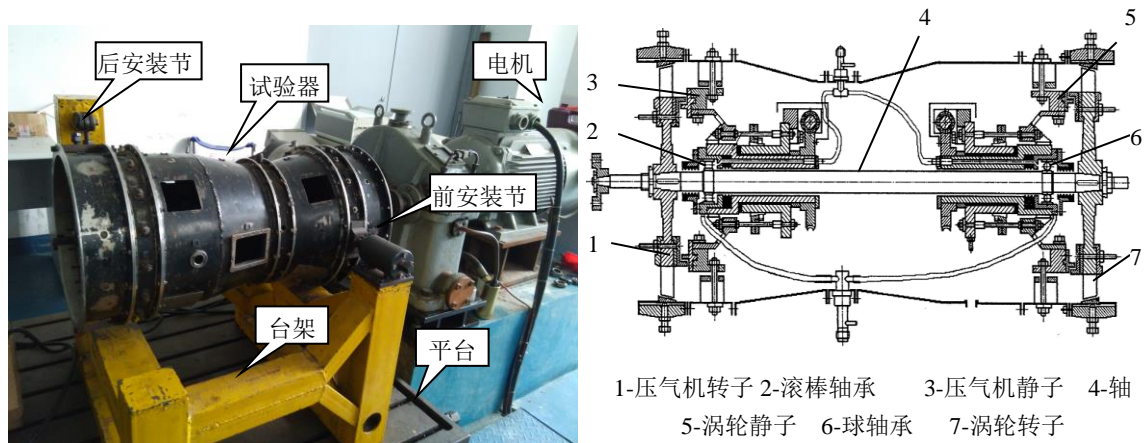
6) 应保证转子系统模型的质量与刚度与实际发动机相似,保证质量沿发动机轴向的分

布特征、重心位置不发生大的偏差；转轴的轴向抗弯刚度要尽量精确，需要模型物理形状、质量、刚度与发动机整机一致；保证转动惯量沿转子轴向的分布特征，需保证多级盘及叶片得到精确的模拟。

2.2 带机匣的航空发动机转子试验器有限元建模及模型验证

2.2.1 试验器简介

本文首先对一个带机匣的航空发动机转子试验器进行有限元建模与模型验证，并为下一步建立真实发动机有限元模型提供基础。该试验器由原沈阳发动机研究所设计制造，试验器在外形上与发动机核心机机匣一致，尺寸缩小为原来的三分之一；内部结构做了必要简化，核心机采用 0-2-0 支承结构，多级压气机简化为单级的盘片结构，叶片简化为斜置平面，封严齿为可拆卸的，多级涡轮做同样简化。轴为实心刚性轴，最大工作转速为 7000rpm，压气机盘与轴、涡轮盘与轴采用圆锥形配合面和 180 度双键连接，便于装卸、减少配合面的磨损、延长使用寿命、保证对中性、减少转子系统本身的不平衡量。试验器取消了火焰筒结构，采用电机驱动，采用尼龙绳联轴器连结电机和试验器，构成了一个典型的单转子航空发动机系统模型。试验器真实图片如图 2.1 (a) 所示，其剖面如图 2.1 (b) 所示。



(a) 航空发动机转子试验器实物图

(b) 航空发动机转子试验器剖面图

图 2.1 航空发动机转子试验器

航空发动机转子试验器通过刚性支架固定，并安装在试验平台上。前安装节位于压气机静子机匣左右两侧，采用螺栓结构固定在支架上，结构如图 2.2 (a) 所示。后安装节位于涡轮静子机匣左侧（顺航向看），通过铰链悬挂吊起试验器尾部，如图 2.2 (b) 所示。安装节并不对称，这种安装方式是当前航空发动机台架安装和装机的常见方式，在试验和实际应用中被广泛采用，具有一定的代表性。



(a) 前安装节结构

(b) 后安装节结构

图 2.2 试验器安装节结构

2.2.2 试验器整机模态测试

2.2.2.1 试验方案

试验采用正弦激励法进行扫频，扫频范围 0-140Hz，频率间隔 1Hz。采用单点激励多点测量的方法，在试验器上选取 13 个测点（支承及测点位置如图 2.3 所示，图 2.4 为水平方向模态测试实际测点位置），其中转子 6 个测点，静子 7 个测点，依次布置 B&K4508ICP 加速度传感器。其中，测点 1 为激励点，安装南京航空航天大学振动工程研究所研制的 HEV-500 型高能电动式激振器，正弦激励力通过安装在激振器顶杆和结构之间的阻抗头实际测试得到，在非共振区，激励力值在 50N 左右，共振区将减小到 10N 左右。由于试验器的水平和垂直方向不对称的安装方式，导致试验器水平和垂直方向的固有特性并不对称，因此在两个方向分别进行进行模态测试，可分别得到水平和垂直方向各测点频率响应函数。

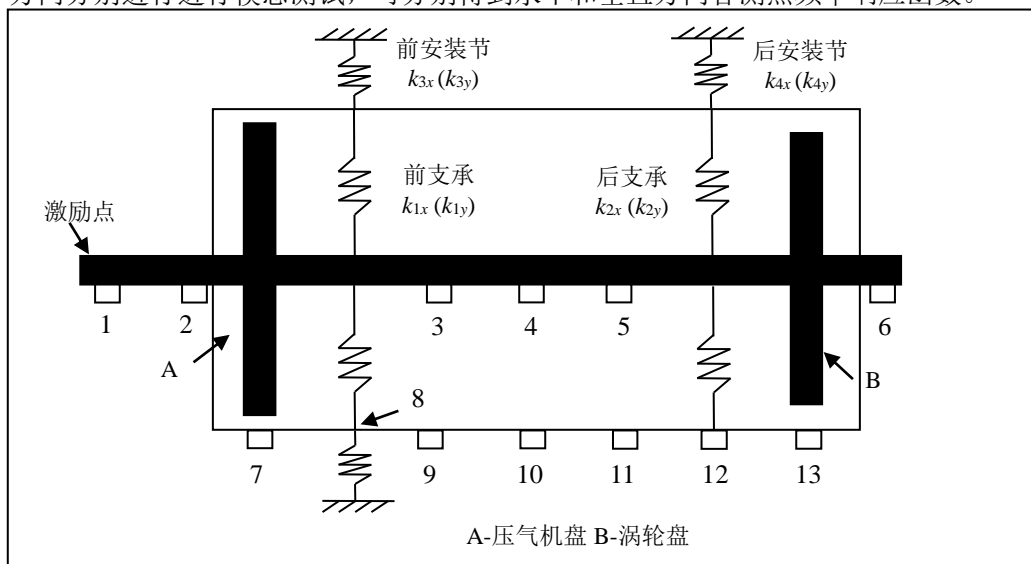


图 2.3 支承及测点位置示意图

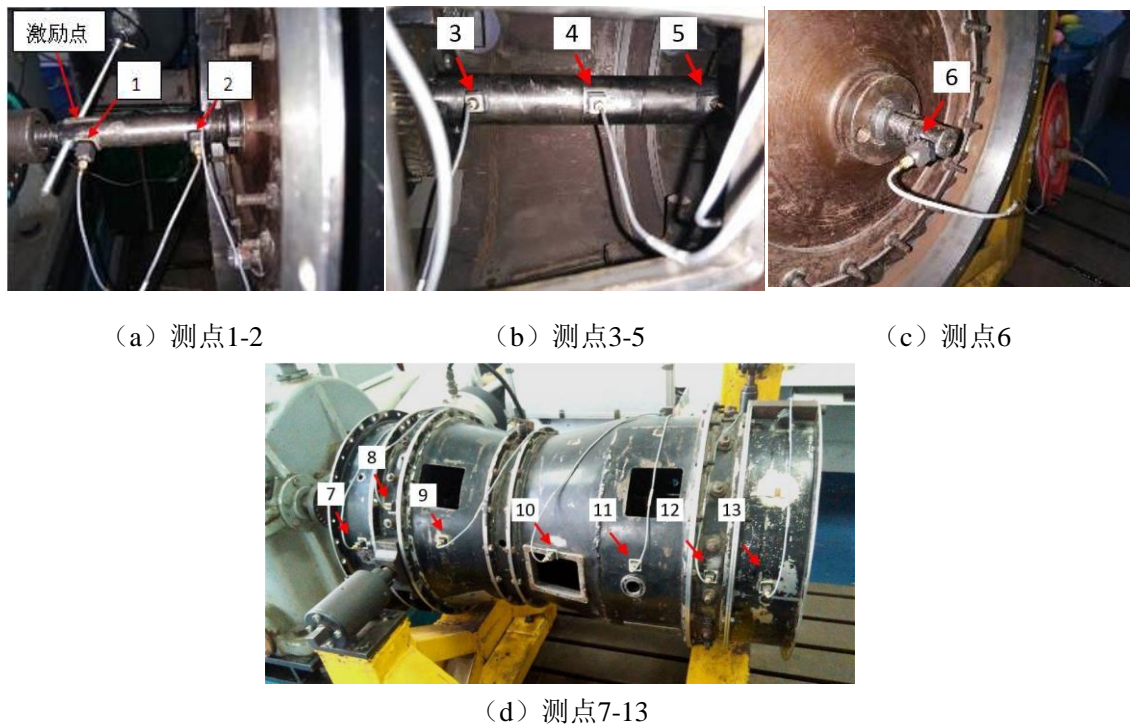


图2.4 整机模态测试测点位置（水平方向试验）

2.2.2.2 试验结果及分析

1) 水平方向测试结果

由单点激励多点测量的方法可以得到水平方向频响函数矩阵中的一列，利用振动模式识别软件，可以得到试验器的水平方向前 3 阶模态参数，如表 2.1 水平方向试验模态结果表 2.1 所示。模态振型如图 2.5 所示，图中上方为静子机匣的振型，下方为转子的振型，各测点位置如图中所示。其中水平方向第 1 阶模态振型为转子静子耦合的整机刚体振型，转子俯仰，静子俯仰，频率为 38.20Hz；第 2 阶模态振型为转子平动的刚体振型，频率为 46.57Hz；第 3 阶模态振型为转子 1 阶弯曲，频率为 113.42Hz。

表 2.1 水平方向试验模态结果

| | 第 1 阶 | 第 2 阶 | 第 3 阶 |
|-------------------------|--------|--------|--------|
| 固有频率 ω/Hz | 38.20 | 46.57 | 113.42 |
| 阻尼比 ζ | 0.0183 | 0.0167 | 0.0134 |

| | | |
|--|--|--|
| | | |
|--|--|--|

(a) 第 1 阶 (38.20 Hz)

(b) 第 2 阶 (46.57 Hz)

(c) 第 3 阶 (113.42 Hz)

图 2.5 水平方向试验前 3 阶模态振型

2) 垂直方向测试结果

由单点激励多点测量的方法可以得到垂直方向频响函数矩阵中的一列,利用振动模式识别软件,可以得到试验器的垂直方向前3阶模态参数,如表2.2所示,模态振型如图2.6所示。垂直方向第1阶模态振型为转子俯仰,涡轮端位移较大,节点位置靠近压气机端,频率为28.84Hz;第2阶模态振型也为转子俯仰的刚体振型,压气端位移较大,节点位置靠近涡轮端,频率为42.88Hz;第3阶模态振型为转子1阶弯曲,最大位移出现在转子压气机端,频率为114.96Hz。垂直方向前3阶模态振型中,静子均振动不大。

表 2.2 垂直方向试验模态结果

| | 第1阶 | 第2阶 | 第3阶 |
|-------------------------|--------|--------|--------|
| 固有频率 ω/Hz | 28.80 | 42.88 | 114.96 |
| 阻尼比 ζ | 0.0276 | 0.0259 | 0.0489 |

(a) 第1阶 (28.80 Hz)

(b) 第2阶 (46.57 Hz)

(c) 第3阶 (114.96 Hz)

图 2.6 垂直方向试验前3阶模态振型

该试验器静子机匣壁厚为4mm,相对于转子结构刚度较强,静子结构本身和转子结构不会发生耦合振动,在水平方向的静子机匣的振动是由于后安装节处缺乏水平方向约束引起的,即第1阶刚体耦合振型是试验器的安装方式引起的。对比起来,垂直方向约束较强,导致机匣与转子的耦合振动程度较弱。

2.2.3 试验器的有限元建模

2.2.3.1 基于UG (Unigraphics NX) 的试验器几何建模

在对转子试验器进行建模时,为获取几何参数,对试验器进行了拆解。对各部件几何尺寸进行了测量,根据测量结果,采用UG软件对试验器进行了几何建模。

试验器转子结构由压气机盘、涡轮盘及转轴组成。对转子结构,忽略叶盘结构上用于进行动平衡试验和施加不平衡量的整圈螺栓结构,但需保证叶盘整体质量不变;忽略转轴上的键槽;需保证叶盘、支承位置保持不变。转子系统几何模型如图2.7(a)所示。

静子系统为分段式,由7段机匣组成,其中第2段和第6段分别为压气机静子和涡轮静子结构,是承力静子部件,分别位于转子压气机盘后和转子涡轮盘前。压气机静子和涡轮静子结构均有整圈静子叶片,通过顶端螺栓安装在机匣上。在第4段机匣的上下左右均开有观察窗,观察窗表面均有同材质封盖,采用螺钉固定。7段机匣通过安装边,采用螺栓连接。建模时,忽略压气机静子和涡轮静子叶片的固定螺栓,忽略观察窗,忽略安装边的连接螺栓,保持机匣整体质量及质量分布不变。静子系统几何模型如图2.7(b)所示。

前后支承处均有鼠笼式弹性支承，保留支承结构基本外观，简化所有笼条结构及连接结构，保持简化前后质量相等。

将各部件进行装配，转子试验器整机几何模型如图 2.7 (c) 所示，图 2.7 (d) 为整机装配几何模型半剖图。

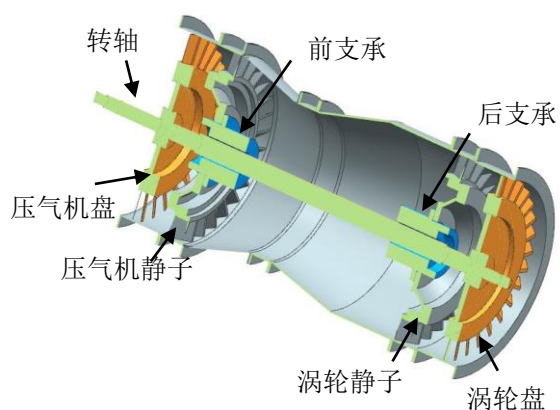
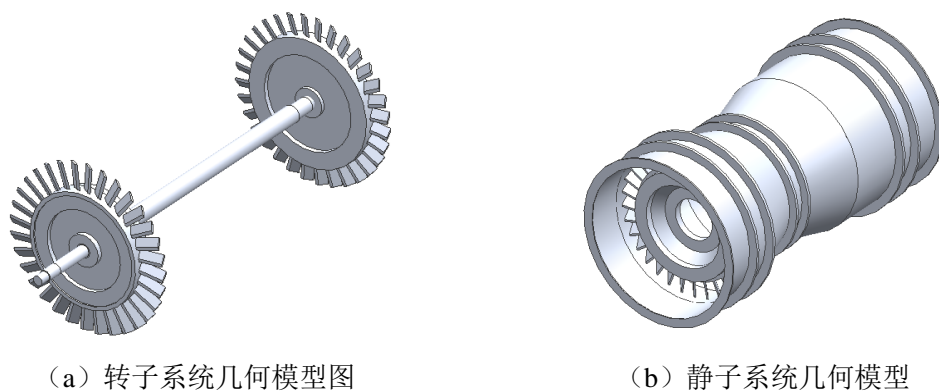


图 2.7 带机匣的转子试验器整机几何模型

2.2.3.2 基于 HYPERMESH 的试验器有限元建模

将 UG 模型以 IGES (Integrated Graphics System) 格式导出, 导入 HYPERMESH 软件进行网格划分。HYPERMESH 软件提供多种网格划分方式, 精确控制网格规模及网格质量, 实现高效高质量的有限元建模。试验器转子所用材料为 30CrMnSi, 机匣所用材料为 1Cr18Ni9Ti, 材料参数如表 2.3 所示。

表 2.3 试验器模型材料参数

| 弹性模量 E /(pa) | 密度 ρ /(kg/m ³) | 泊松比 μ |
|-----------------------|---------------------------------|-----------|
| 2.11×10^{11} | 7800 | 0.3 |

选取 SOLID186 单元对静子和转子结构分别进行网格划分, 在支承处采用 COMBIN14 单元连接, 代替真实的轴承结构, 采用 COMBIN14 单元模拟安装节刚度。其中 k_{1x} 、 k_{1y} 分别为转子前支承水平和垂直方向刚度、 k_{2x} 、 k_{2y} 为转子后支承水平和垂直方向刚度, k_{3x} 、 k_{3y} 为试验器前安装节水平和垂直方向刚度, k_{4x} 、 k_{4y} 为试验器后安装节水平和垂直方向刚度。整机有限元模型如图 2.8 带机匣的航空发动机转子试验器有限元模型所示。共划分单元 179763 个, 节点 57204 个。

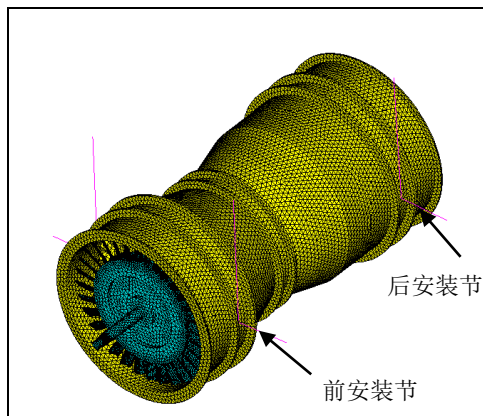


图 2.8 带机匣的航空发动机转子试验器有限元模型

2.2.4 基于智能优化算法的试验器安装节刚度及支承刚度辨识

2.2.4.1 航空发动机整机连接刚度智能辨识方法流程

航空发动机高保真建模一直是航空发动机研制过程中的重要问题。通常, 对于转轴、盘、叶片以及机匣的壳体结构等部件、组件可以根据实际设计参数进行实体有限元建模, 动力特性仿真结果往往可以与真实结构达到很高的一致性, 误差较小^[196-198]。但是对于存在装配关系的部件之间的连接面、结合面往往难以准确建模和模拟, 主要是由于难以确定准确的接触和连接参数, 例如, 安装节刚度、螺栓连接刚度、支承刚度、联轴器连接刚度等等。而这些参数往往是部件、组件动力特性求解过程中的边界条件, 在整机动力特性求解中也发挥着至关重要的作用。近年来, 对零件、部件的模型修正技术已经非常成熟, 但是对部件、组件间的连接参数的修正依然未能得到高效精确的修正方法, 连接参数的修正仍是制约发动机整机

动力学模型修正技术的关键所在。有鉴于此,本节尝试探索一种根据发动机实际的模态参数,对各连接面和结合面进行连接参数识别的方法,以期实现对发动机整机模型的修正。

本节提出一种航空发动机整机振动连接参数的智能辨识方法,针对带机匣的发动机转子试验器,以整机模态试验为基础,通过引入人工智能和机器学习方法,对试验器整机动力学模型中的支承刚度和安装节刚度进行智能识别。

该方法的基本思路是:首先,选定待识别的模型参数;然后,利用航空发动机整机有限元模型产生大量不同刚度组合下的整机各阶固有频率;接下来,采用支持向量机回归模型建立多刚度参数与各阶固有频率之间的映射函数关系。最后,利用遗传算法,以实测整机固有频率、以及所建立的映射函数,构建适应度函数,通过逐代遗传和优化,获取与实测整机固有频率最为接近的最优连接刚度值。本节采用该方法,对带机匣的航空发动机转子试验器进行了连接刚度辨识分析和验证。本文航空发动机整机振动模型连接刚度智能辨识方法总体框图和计算流程如图 2.9 所示,主要步骤如下:

- 1) 对整机结构进行模态测试,获得试验固有频率、模态振型及各测点频率响应;
- 2) 分析整机结构,建立初始整机动力学模型,总结并估计各刚度大小关系及取值范围;
- 3) 分析支承刚度对整机各阶模态影响的灵敏度,并根据灵敏度分析结果,选出对各阶模态较为灵敏的刚度参数作为待辨识的刚度参数;
- 4) 在各待辨识的刚度参数取值范围内选取刚度组合,进行有限元计算,得到不同刚度组合下对应的模态频率。计算若干组合刚度下的模态频率,并进行整理,形成各刚度值组合状态与其对应的模态频率的样本集合;
- 5) 对样本集,利用支持向量回归,获取各刚度值到整机各阶模态频率的 SVM 计算代理模型;
- 6) 利用遗传算法,基于计算代理模型,对刚度值进行辨识,设置适应度函数为各阶模态频率的目标值(通过整机模态试验获得)与计算值差值的绝对值之和的倒数;
- 7) 最后,将辨识得到的刚度值代入整机动力学模型进行有限元计算,将计算结果与整机模态试验结果进行对比验证,若与试验结果一致则得到确认的连接刚度与整机动力学模型,若与试验结果不一致则重新计算样本,拟合计算代理模型,直到得出能使仿真结果与试验结果一致的刚度组合,并确认整机动力学模型。

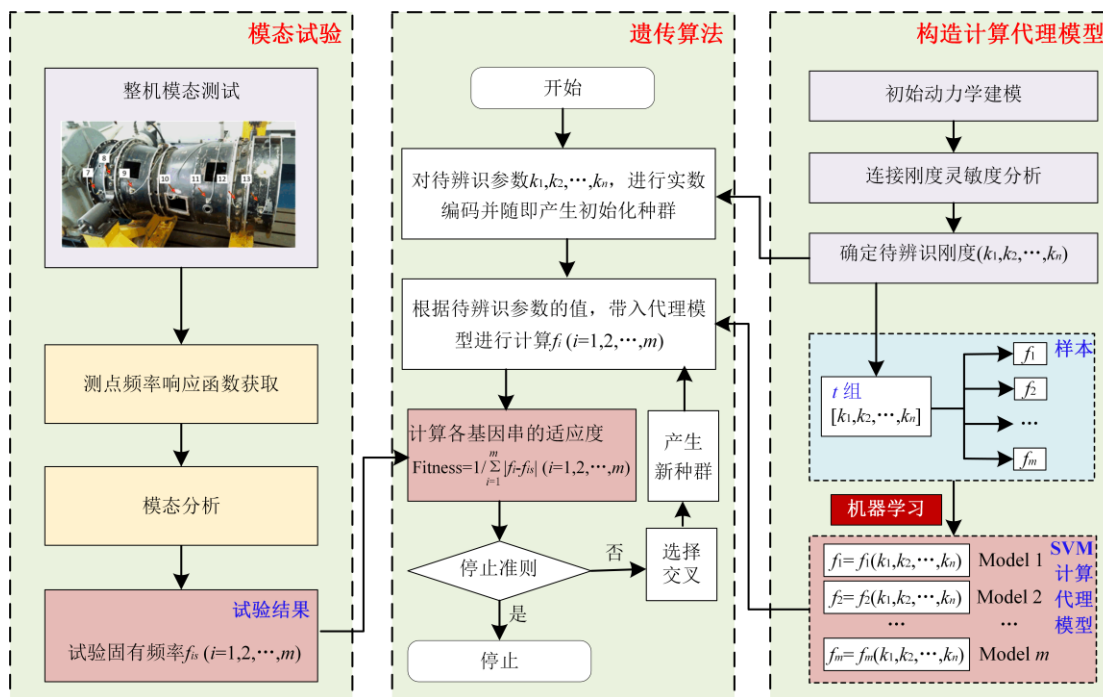


图 2.9 航空发动机整机连接刚度智能辨识流程图

2.2.4.2 试验器结构分析、刚度估算

试验器共有4个刚度，其中 k_1 、 k_2 为转子支承刚度， k_3 、 k_4 为安装节支承，其中2个转子支承采用弹性鼠笼支承结构与轴承结构串联的形式支承，鼠笼刚度较弱，在串联刚度中起主要作用。压气机端的前支承（支承1）为圆柱滚子轴承，型号为N206EM，涡轮端的后支承（支承2）为深沟球轴承，型号为6206。根据经验、仿真计算结果结合模态试验，考虑 k_{1x} 、 k_{1y} 、 k_{2x} 、 k_{2y} 范围为 $1 \times 10^5 \text{ N/m} \sim 2 \times 10^6 \text{ N/m}$ 。前安装节采用球绞结构固定在支架上，其水平和垂直方向刚度均较强，考虑 k_{3x} 、 k_{3y} 范围为 $5 \times 10^6 \text{ N/m} \sim 5 \times 10^7 \text{ N/m}$ 。后安装节采用铰链垂向单侧吊起，水平方向刚度较弱，考虑 k_{4x} 范围为 $1 \times 10^6 \text{ N/m} \sim 5 \times 10^6 \text{ N/m}$ ，垂直方向相对于水平方向刚度较强，考虑 k_{4y} 范围为 $5 \times 10^6 \text{ N/m} \sim 5 \times 10^7 \text{ N/m}$ 。

2.2.4.3 各刚度对固有频率的灵敏度分析

分别设定 k_{1x} 、 k_{1y} 、 k_{2x} 、 k_{2y} 为 $1 \times 10^6 \text{ N/m}$ ， k_{3x} 和 k_{3y} 等于 $1 \times 10^7 \text{ N/m}$ ， k_{4x} 等于 $5 \times 10^6 \text{ N/m}$ ， k_{4y} 等于 $5 \times 10^7 \text{ N/m}$ ，单独改变其中 1 个刚度，计算不同刚度条件下试验器的前 3 阶固有频率，即可得到该刚度对前 3 阶固有频率的影响规律。由于水平方向和垂直方向刚度并不对称，因此分别计算了水平和垂直方向前 3 阶固有频率随刚度变化规律，结果如图 2.10、图 2.11 所示。

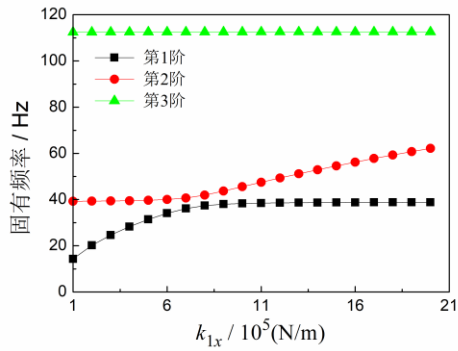
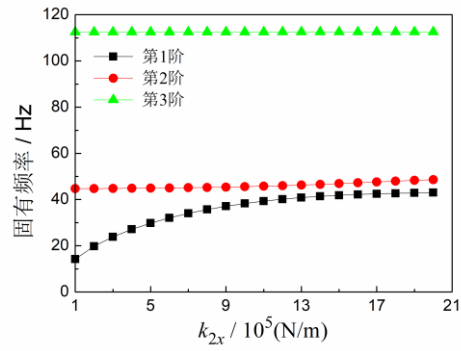
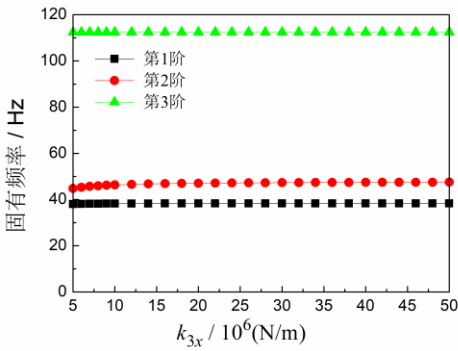
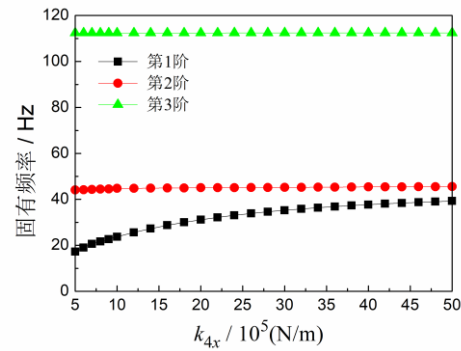
(a) k_{1x} 变化(b) k_{2x} 变化(c) k_{3x} 变化(d) k_{4x} 变化

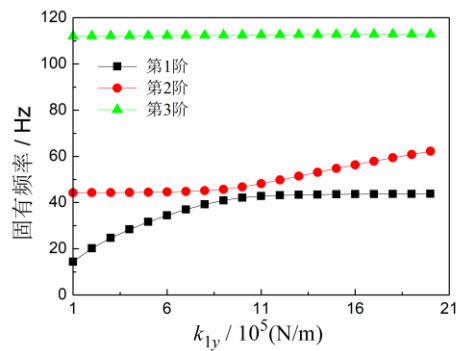
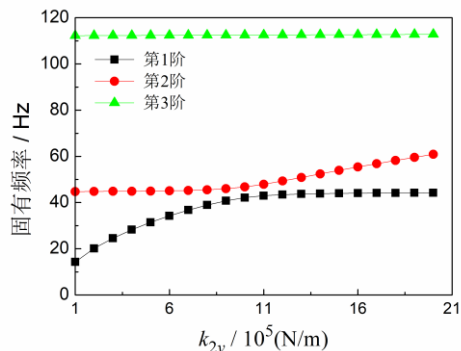
图 2.10 前 3 阶水平方向固有频率随水平方向刚度变化规律

由图2.10可得如下结论：

1) 水平方向前2阶固有频率均在不同程度上受 k_{1x} 、 k_{2x} 和 k_{4x} 的影响；水平方向第3阶固有频率受各刚度变化影响均很小；

2) 水平方向前3阶固有频率对前安装节刚度 k_{3x} 的变化均不敏感，主要是因为静子系统前安装节刚度较大，在前3阶模态振型中，前安装节位置振动均不大，其中在第1阶振型中，前安装节位置接近节点，因此，该刚度变化对所分析的3阶固有频率影响很小。

有鉴于此，选择水平方向支承刚度 k_{1x} 、 k_{2x} 和 k_{4x} 为优化参数。

(a) k_{1y} 变化(b) k_{2y} 变化

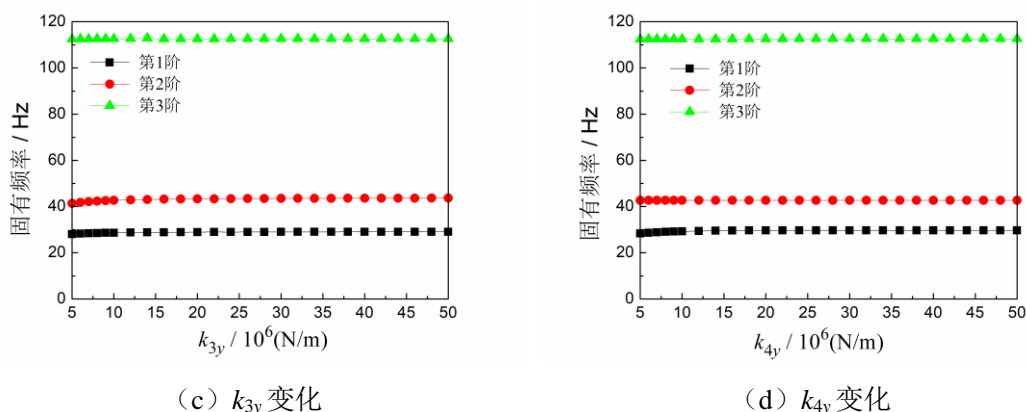


图 2.11 前 3 阶垂直方向固有频率随垂直方向刚度变化规律

由图2.11可得如下结论：

1) 垂直方向前2阶固有频率均在不同程度上受 k_{1y} 、 k_{2y} 的影响，垂直方向第3阶固有频率受各刚度变化影响均很小；

2) 垂直方向前3阶固有频率对前安装节刚度 k_{3y} 、 k_{4y} 的变化均不敏感，主要是因为3阶振型中静子系统前后安装节处振动均较小，因此，前后安装节刚度变化对所分析的3阶固有频率影响均很小。

有鉴于此，选择垂直方向支承刚度 k_{1y} 、 k_{2y} 为优化参数。

2.2.4.4 各刚度与固有频率间映射关系的样本计算

计算发现，水平方向刚度仅影响水平方向固有频率，垂直方向刚度仅影响垂直方向固有频率，因此对水平方向和垂直方向分别进行优化。

如前所述，对水平方向，取 $k_{3x}=1 \times 10^7 \text{N/m}$ ， k_{1x} 、 k_{2x} 范围为 $1 \times 10^5 \text{N/m} \sim 2 \times 10^6 \text{N/m}$ ， k_{4x} 范围为 $1 \times 10^6 \text{N/m} \sim 5 \times 10^6 \text{N/m}$ ，编写APDL (ANSYS Parametric Design Language) 程序，在ANSYS软件中计算 k_{1x} 、 k_{2x} 、 k_{4x} 不同取值组合情况下的试验器水平方向前3阶固有频率 f_{H1} 、 f_{H2} 、 f_{H3} ，分别构造 k_{1x} 、 k_{2x} 、 k_{4x} 和 f_{H1} 、 f_{H2} 、 f_{H3} 组成的样本集合。同理，对垂直方向，取 $k_{3y}=1 \times 10^7 \text{N/m}$ ， $k_{4y}=5 \times 10^6 \text{N/m}$ ， k_{1y} 、 k_{2y} 范围为 $1 \times 10^5 \text{N/m} \sim 2 \times 10^6 \text{N/m}$ 进行样本计算，分别构造 k_{1y} 、 k_{2y} 、 k_{4y} 和 f_{V1} 、 f_{V2} 、 f_{V3} 组成的样本集合。

以 f_{H1} 为例说明样本构造方法：每次计算，均能得到1个 k_{1x} 、 k_{2x} 、 k_{4x} 和 f_{H1} 所构成的4维向量，即1个样本点；遍历刚度取值范围内的所有组合情况的样本点的集合，可作为用于SVR建模的训练样本。

在模型训练与测试时，将总样本随机划分一半作为训练样本、另一半作为测试样本。在计算过程中，无法遍历刚度取值范围内的所有刚度值，因此选取一定间隔的刚度值进行相互组合计算。经过计算，每个方向对应每1阶固有频率均得到125个样本点。目前在样本点数据的选取上，主要依赖经验，尚无明确的计算方法和依据。初次计算一般选取维数的10倍，在此基础上进行尝试，最终得到较为合理的样本点个数。对样本数据进行整理，形成各刚度

值组合状态与其对应的模态频率的样本集合。

2.2.4.5 基于 SVR 的计算代理模型获取

基于支持向量回归技术，得到各阶固有频率与待优化刚度组合之间的映射关系模型。模型反映了有限元整机模型的输入（支承连接刚度）和输出（固有频率）之间的函数关系。分别在水平方向和垂直方向进行支持向量回归分析，可以得到：

$$\begin{cases} f(f_{H1}) = f_1(k_{1x}, k_{2x}, k_{4x}) \\ f(f_{H2}) = f_2(k_{1x}, k_{2x}, k_{4x}) \\ f(f_{H3}) = f_3(k_{1x}, k_{2x}, k_{4x}) \end{cases} \quad (2.1)$$

$$\begin{cases} f(f_{V1}) = f_1(k_{1y}, k_{2y}) \\ f(f_{V2}) = f_2(k_{1y}, k_{2y}) \\ f(f_{V3}) = f_3(k_{1y}, k_{2y}) \end{cases} \quad (2.2)$$

式（2.1）和式（2.2）分别为水平方向和垂直方向的连接刚度到固有频率的支持向量回归模型。各组样本计算所取得支持向量参数通过遗传算法识别得到，如表2.4所示。其中模型1、模型2和模型3分别表征了 k_{1x} 、 k_{2x} 、 k_{4x} 到 f_{H1} 、 f_{H2} 和 f_{H3} 的映射关系，模型4和模型5分别表征了 k_{1y} 、 k_{2y} 到 f_{V1} 、 f_{V2} 和 f_{V3} 的映射关系。

表 2.4 支持向量参数及均方误差

| 模型 | 核函数参数 γ | 惩罚因子 C | 损失因子 eps | 均方误差/% |
|----|----------------|----------|------------|--------|
| 1 | 1.0138 | 343.999 | 0.1 | 0.71 |
| 2 | 0.7666 | 145.664 | 0.1 | 0.82 |
| 3 | 0.0715 | 192.521 | 0.1 | 0.85 |
| 4 | 0.0033 | 24.4758 | 0.1 | 0.89 |
| 5 | 1.4521 | 12.6369 | 0.1 | 0.67 |

为了验证支持向量机训练出的模型是否具备足够的泛化能力，是否足以代替整机有限元计算，能否根据1组刚度组合准确预测出所对应的各阶固有频率，采用训练得到的模型对图2.10和图2.11中的各刚度组合情况下的各阶固有频率值进行预测，观察预测值能否反映各刚度值对各阶固有频率的影响规律。其中，由于所优化的参数仅为 k_{1x} 、 k_{2x} 、 k_{4x} 以及 k_{1y} 、 k_{2y} ，因此仅验证图2.10（a）、图2.10（b）、图2.10（c）以及图2.11（a）、图2.11（b），验证预测结果如图2.12所示。

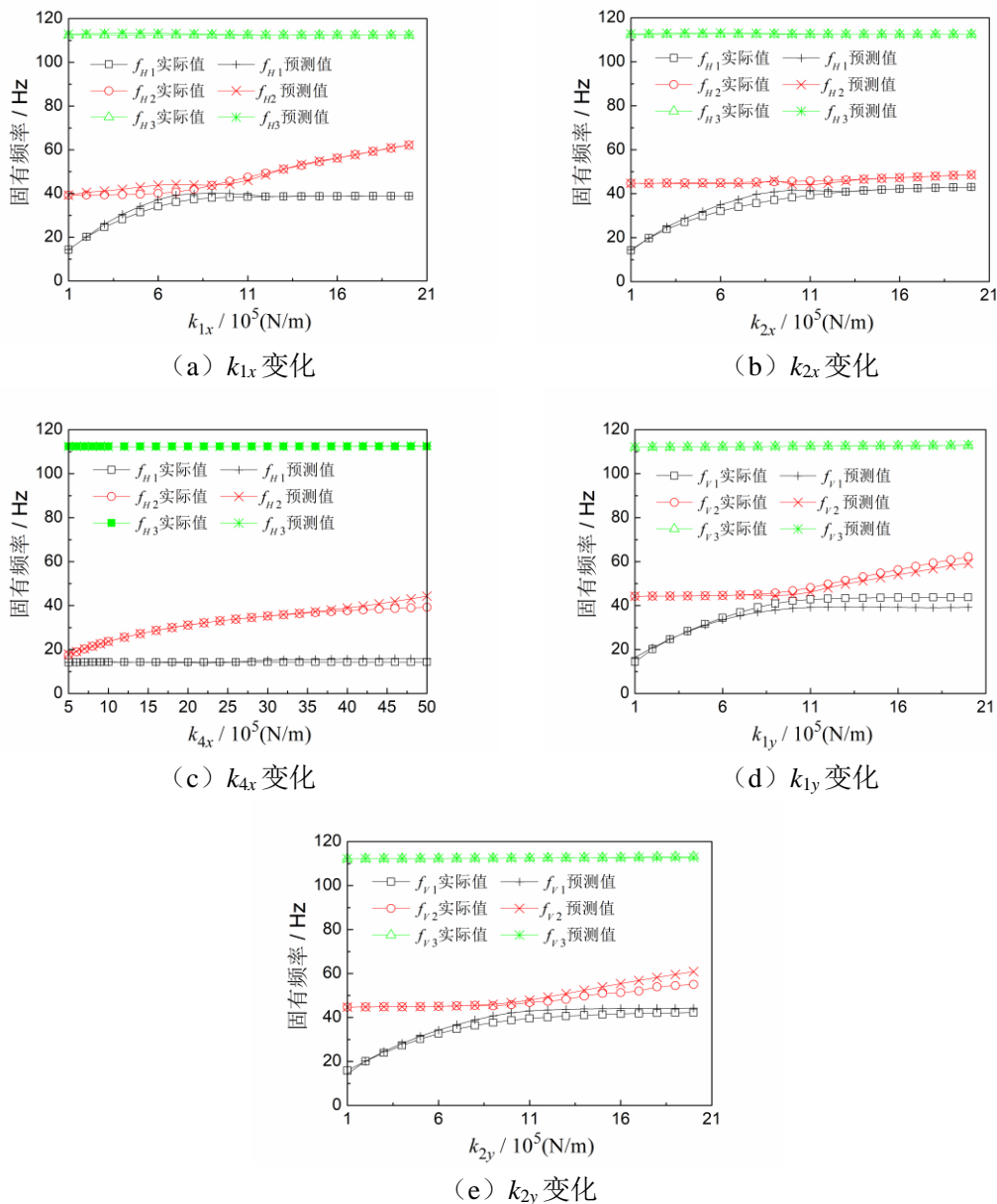


图 2.12 待优化刚度值对各阶固有频率影响规律的 SVM 预测值与实际值对比结果

由图2.12可知，采用训练模型预测得到的预测固有频率与实际固有频率具有很好的一致性，且预测得到的各待优化刚度对各阶固有频率的影响规律能够表征真实的影响规律，认为训练得到的模型具有较好的泛化能力，可以用来替代整机有限元计算，用于预测试验器各阶固有频率。

2.2.4.6 基于遗传算法的刚度智能辨识

对构造的水平和垂直方向固有频率预测模型，将试验得到的固有频率值作为目标进行刚度辨识，设置种群数为100，进化代数数为100，图2.13 (a)、(b) 分别为水平方向和垂直方向进行遗传算法优化的适应度函数随遗传代数的收敛曲线。识别结果如表2.5、表2.6所示。

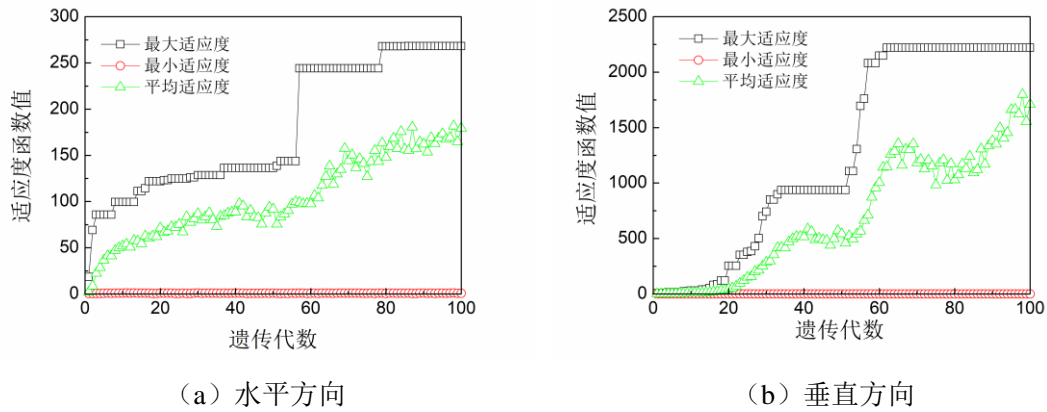


图 2.13 遗传算法收敛曲线

表 2.5 水平方向刚度识别结果

| 支承 | $k_{1x}/10^6(\text{N/m})$ | $k_{2x}/10^6(\text{N/m})$ | $k_{4x}/10^6(\text{N/m})$ |
|-----|---------------------------|---------------------------|---------------------------|
| 刚度值 | 1.1008 | 1.1208 | 4.1031 |

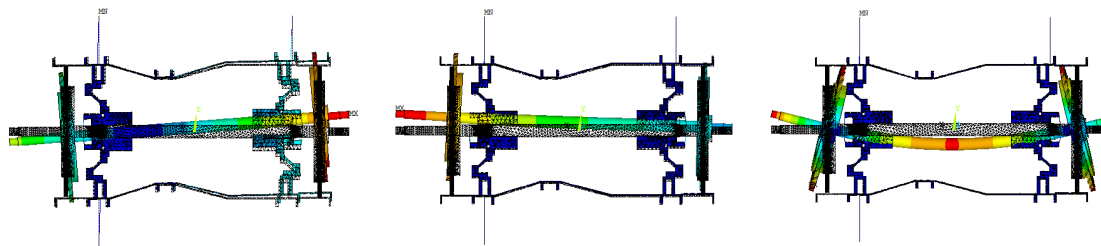
表 2.6 垂直方向刚度识别结果

| 支承 | $k_{1y}/10^6(\text{N/m})$ | $k_{2y}/10^6(\text{N/m})$ |
|-----|---------------------------|---------------------------|
| 刚度值 | 0.9408 | 0.464 |

2. 2. 4. 7 刚度辨识结果验证与分析

1) 水平方向结果验证

取 $k_{3x}=1 \times 10^7 \text{N/m}$ ，将表2.5 水平方向刚度识别结果数据代入有限元模型进行计算，得到水平方向前3阶模态，各阶模态振型如图2.14所示。其中，试验器第1阶模态振型为整机刚体振型，转子静子发生耦合振动，转子俯仰，静子俯仰，频率为38.23Hz。试验器第2阶模态振型也为刚体振型，表现为转子平动，频率为46.34Hz。试验器第3阶模态振型为转子1阶弯曲，频率为112.96Hz。与试验结果吻合良好。



(a) 第 1 阶 (38.23 Hz) (b) 第 2 阶 (46.34 Hz) (c) 第 3 阶 (112.96 Hz)

图 2.14 水平方向仿真前 3 阶模态振型

将仿真计算得到的水平方向前3阶固有频率和试验结果进行对比，如表2.7所示，其中，相对误差的计算是以试验结果为基准的。

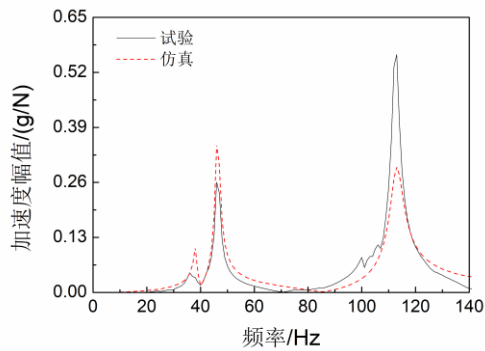
表 2.7 水平方向前 3 阶固有频率计算结果及相对误差

| 第 1 阶 | 第 2 阶 | 第 3 阶 |
|-------|-------|-------|
|-------|-------|-------|

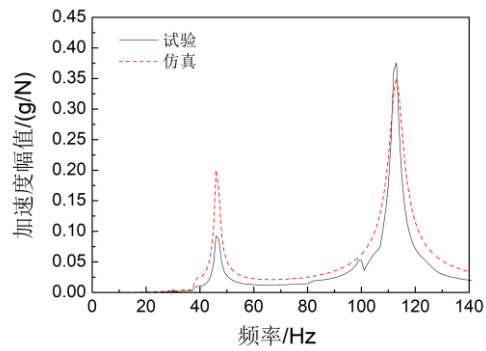
| | | | |
|--------|-------|-------|--------|
| 试验值/Hz | 38.20 | 46.57 | 113.42 |
| 仿真值/Hz | 38.23 | 46.34 | 112.96 |
| 相对误差/% | -0.07 | -0.49 | -0.41 |

进一步对仿真模型进行水平方向谐响应计算，取有限元模型与试验测点对应的点，计算各测点加速度频率响应函数，与试验得到的频率响应函数进行对比。其中，仿真计算采用 α 、 β 阻尼，通过试验识别得到的阻尼参数由式(2.3)得到^[199]，经过计算取 $\alpha=1.07$ ， $\beta=2.22 \times 10^{-4}$ 。测点1、测点3、测点4、测点5，测点7、测点10的试验频率响应函数曲线与仿真频率响应函数曲线对比如图2.15所示。

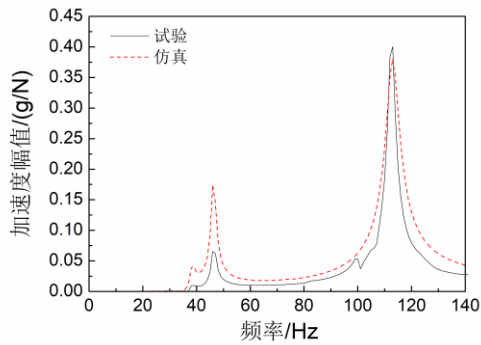
$$\begin{cases} \alpha = 2 \left(\frac{\xi_2}{\omega_2} - \frac{\xi_1}{\omega_1} \right) / \left(\frac{1}{\omega_2^2} - \frac{1}{\omega_1^2} \right) \\ \beta = 2 (\xi_2 \omega_2 - \xi_1 \omega_1) / (\omega_2^2 - \omega_1^2) \end{cases} \quad (2.3)$$



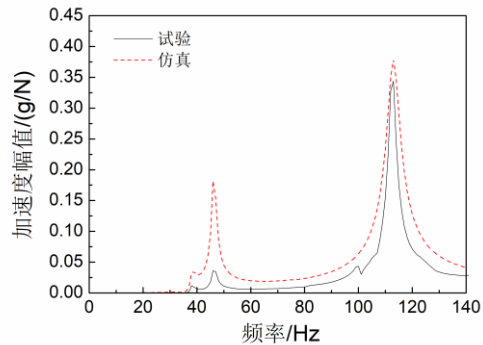
(a) 测点1 (转子)



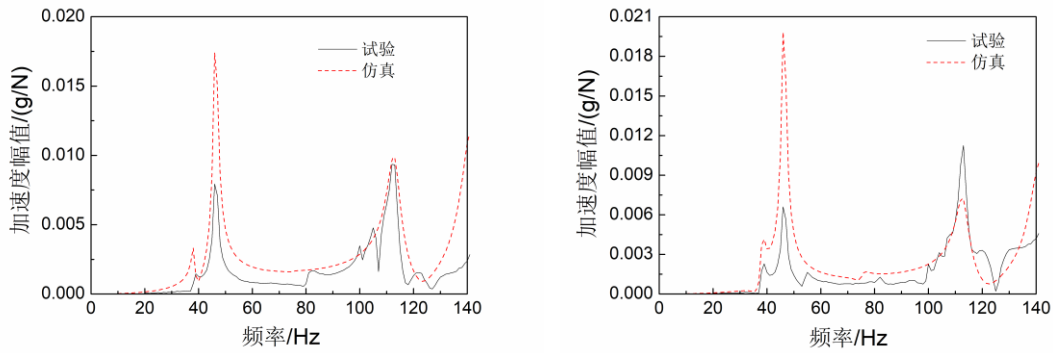
(b) 测点3 (转子)



(c) 测点4 (转子)



(d) 测点5 (转子)



(e) 测点 7 (机匣) (f) 测点 10 (机匣)

图 2.15 水平方向试验与仿真频率响应函数对比结果

由图2.14, 图2.15及表2.7可以得出如下结论:

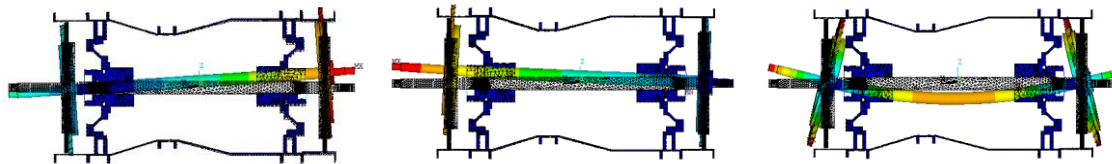
(1) 仿真与试验的水平方向前3阶模态振型非常一致。第1阶均为转子和静子耦合的整机刚体振动, 第2阶均为转子平动, 第3阶均为转子1阶弯曲振型。

(2) 仿真计算得到的水平方向第1阶固有频率与试验值误差仅为-0.07%, 第2阶固有频率与试验值的误差仅为-0.49%, 第3阶固有频率与试验值的误差为-0.41%, 仿真与试验得到的前3阶固有频率吻合程度很好。

(3) 仿真计算得到的测点1、测点3、测点4、测点5、测点7、测点13的加速度频率响应函数与试验结果对应良好。由于带机匣的航空发动机转子试验器是复杂的实际整机结构, 包含多种连接关系, 系统阻尼表现为非线性阻尼, 难以辨识和模拟准确。因此在共振频率处, 仿真和试验得到的谐响应幅值存在一定的差异。

2) 垂直方向结果验证

取 $k_{3y}=1 \times 10^7 \text{N/m}$, $k_{4y}=5 \times 10^6 \text{N/m}$, 将表2.6数据代入有限元模型进行计算, 得到垂直方向前3阶模态, 各阶模态振型如图2.16所示。垂直方向前3阶模态振型中, 静子均振动不大。垂直方向第1阶固有频率为28.65 Hz, 振型变现为转子俯仰, 涡轮端位移大于压气机端位移, 节点位置靠近压气机端; 第2阶固有频率为42.69Hz, 模态振型为转子俯仰, 压气端位移大于涡轮端位移, 节点位移靠近涡轮端; 第3阶固有频率为114.96Hz, 模态振型为转子1阶弯曲, 最大位移出现在转子压气机端。与试验结果一致。



(a) 第 1 阶 (28.84 Hz) (b) 第 2 阶 (42.88 Hz) (c) 第 3 阶 (114.96 Hz)

图 2.16 垂直方向仿真前 3 阶模态振型

将仿真计算得到的垂直方向前3阶固有频率和试验结果进行对比, 如表2.8所示, 其中, 相对误差的计算是以试验结果为基准的。

表 2.8 垂直方向前 3 阶固有频率计算结果及相对误差

| | 第 1 阶 | 第 2 阶 | 第 3 阶 |
|--------|-------|-------|--------|
| 试验值/Hz | 28.84 | 42.88 | 114.96 |
| 仿真值/Hz | 28.65 | 42.69 | 112.27 |
| 相对误差/% | -0.66 | -0.44 | -2.34 |

进一步对仿真模型进行垂直方向谐响应计算,取有限元模型与试验测点对应的点,计算各测点加速度频率响应函数,与试验得到的频率响应函数进行对比。阻尼参数由式(2.11)得到,经过计算取 $\alpha=1.07$, $\beta=6.25\times 10^{-4}$ 。测点1、测点3、测点4、测点5,测点7、测点10的试验频率响应函数曲线与仿真频率响应函数曲线对比如图2.17所示。

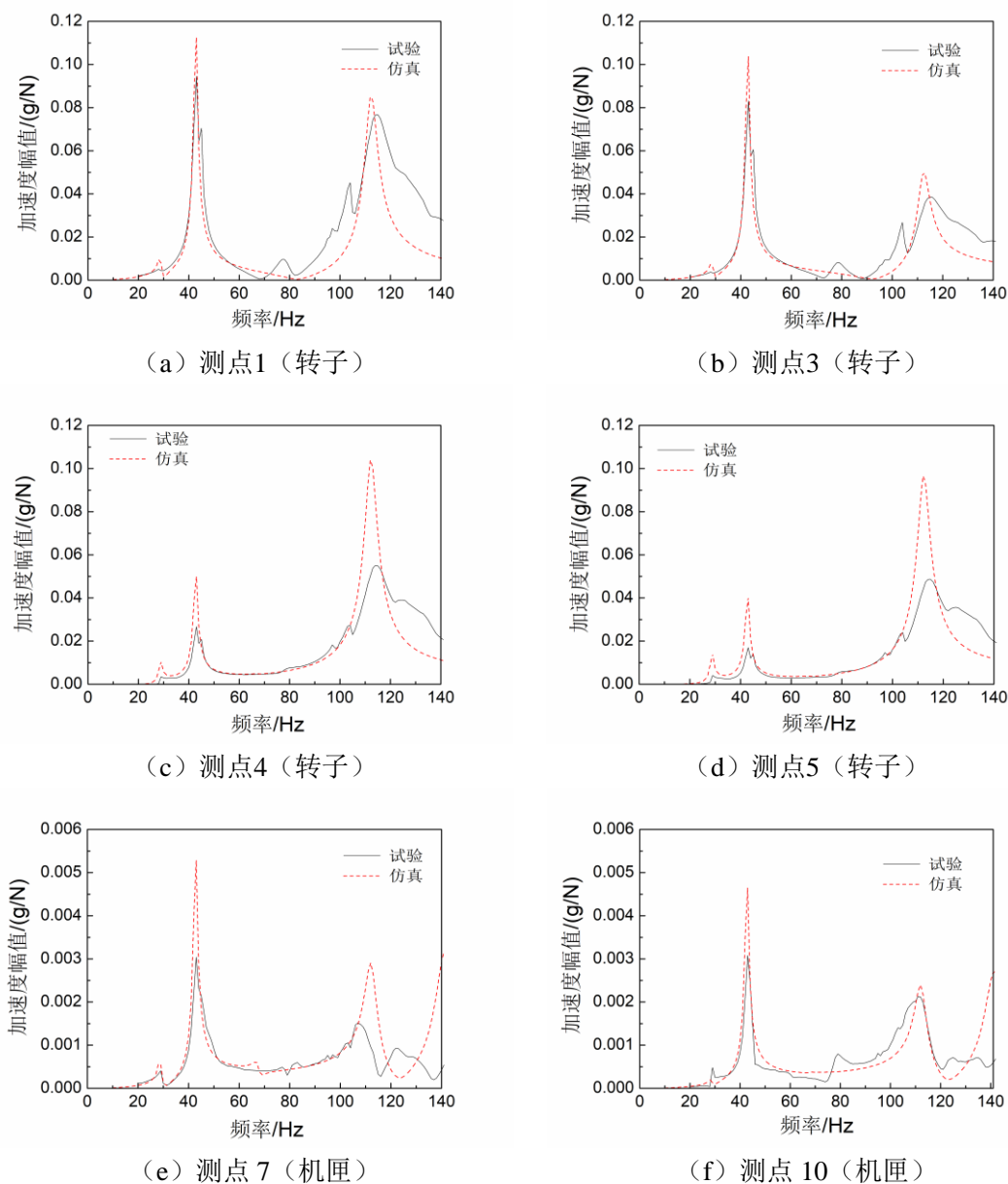


图 2.17 垂直方向试验与仿真频率响应函数对比结果

由图 2.16, 图 2.17 及表 2.8 可以得出如下结论:

1) 仿真与试验的垂直方向前 3 阶模态振型非常一致。第 1 阶均为转子俯仰, 节点位置靠近压气机端, 第 2 阶均为转子俯仰, 节点位置靠近涡轮端, 第 3 阶均为转子 1 阶弯曲振型且压气机端位移较大。

2) 仿真计算得到的水平方向第 1 阶固有频率与试验值误差仅为-0.66%, 第 2 阶固有频率与试验值的误差仅为-0.44%, 第 3 阶固有频率与试验值的误差为-2.34%, 仿真与试验得到的前 3 阶固有频率吻合程度很好。

3) 仿真计算得到的测点 1、测点 3、测点 4、测点 5、测点 7、测点 13 的加速度频率响应函数与试验结果对应良好。由于带机匣的航空发动机转子试验器是复杂的实际整机结构, 包含多种连接关系, 系统阻尼表现为非线性阻尼, 难以辨识和模拟准确。因此在共振频率处, 仿真和试验得到的谐响应幅值存在一定的差异。

综上所述, 修正得到的整机模型能够有效的模拟试验器真实固有特性, 即采用智能方法识别得到的水平和垂直方向刚度均能够很好的表征试验器的连接刚度特性, 所采用的识别方法正确, 识别结果可靠。显然, 本文提出的识别方法具有推广性, 只要能够基于模态实验获取发动机整机振动固有特性, 就可以运用本文方法对发动机的连接刚度进行辨识。另外, 该方法也可推广应用到其他结构动力学参数的辨识。

2.3 典型高涵道比双转子涡扇发动机有限元建模及固有特性分析

2.3.1 典型高涵道比双转子涡扇发动机结构分析

本文以某型高涵道比双转子涡扇发动机为原型进行整机动力学建模, 该型发动机重达 2.31 吨, 推重比 3.80, 最大推力 86.7kN。低压转子系统由 1 级风扇、3 级增压级和 4 级低压涡轮组成。高压转子系统由 9 级高压压气机和 1 级高压涡轮组成。静子系统分为外涵机匣和内涵机匣, 附件系统位于机匣下方。其总体结构示意图如图 2.18 所示。

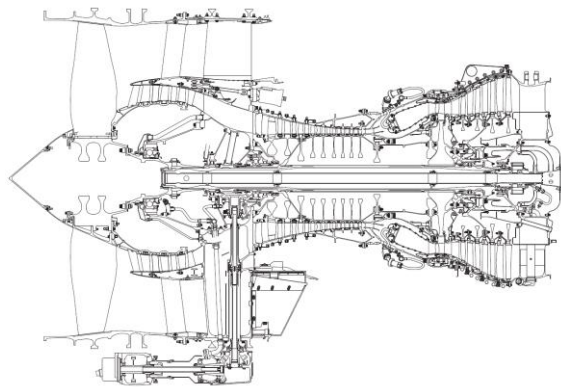


图 2.18 某型大涵道比双转子涡扇发动机结构示意图

2.3.1.1 转子系统结构分析

某型大涵道比双转子涡扇发动机, 具有低压转子和高压转子, 各级转子逐级连接, 根据气流流向顺序, 依次是风扇-增压级-高压压气机-高压涡轮-低压涡轮。低压 3 级压气机采用

鼓筒式结构，高压转子采用鼓盘式结构，在第 4 级、第 9 级压气机和涡轮前篦齿盘端面采用螺栓连接，在装配时，各段转子之间同心度要求较为严格。

在双转子系统中，一般按照质量、刚度沿轴向协调分布的原则，来保证转子结构的变形，以满足转子叶片间隙配合的设计要求。在某型双转子涡扇发动机中，低压转子系统采用柔性转子的设计，转子结构跨度大，造成低压转子系统的弯曲刚度较低，为了满足低压转子系统前后的低压压气机区和低压涡轮区转子叶片的间隙控制要求，在压气机区与低压涡轮区采用局部刚性增强的设计。

高压转子系统采用刚性转子设计，弯曲刚度较高，1 阶弯曲模态的频率很高，在最大允许转速范围内没有弯曲临界转速^[16]。

某型双转子涡扇发动机的双转子共有 5 个支承，其整体支承方案如图 2.19 所示。低压转子 0-2-1 支承方案，3 个支承均支承于静子结构上，包括支承 1、支承 2、支承 5。其中 1 号支承采用滚珠轴承，提供轴向定位，承受轴向和径向载荷，2 号与 5 号支承为滚棒轴承，仅承受径向载荷。高压转子采用 1-0-1 支承方案，包括 3 号支承和 4 号支承，3 号支承支承在静子结构上，4 号支承为中介支承支承在低压涡轮轴上，这种支承方式使得发动机的轴向尺寸缩短，但由于低压轴直径较小，可能会使高压转子受到低压转子的振动及变形的影响。3 号支承为滚珠轴承，4 号支承为滚棒轴承。

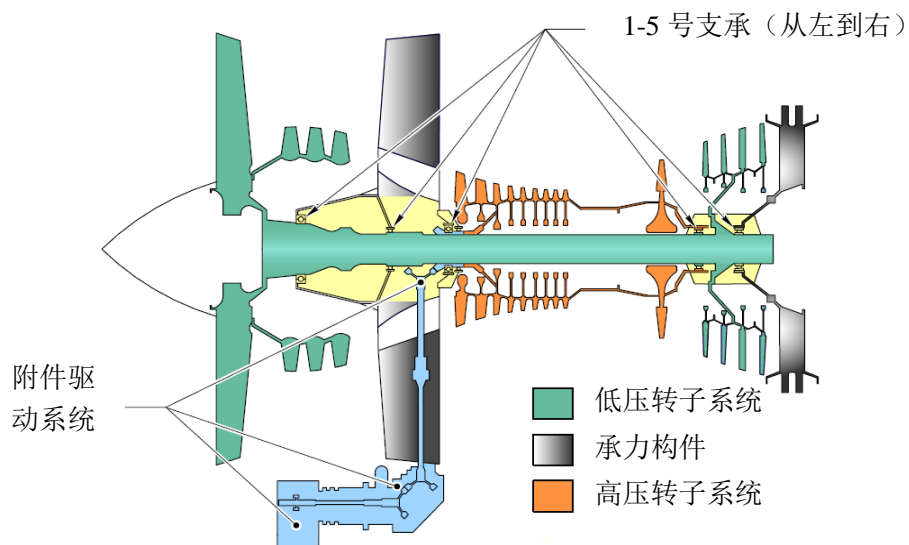


图 2.19 某型大涵道比双转子涡扇发动机转子系统支承方案图

2.3.1.2 静子系统结构分析

某型航空发动机静子系统包括风扇静子、增压级静子、中介机匣、高压压气机静子、燃烧室、涡轮静子、涡轮后机匣承力框架等等。静子系统在空气动力和整机传力方面均起到十分重要的作用。其质量、刚度分布对整机动力学与传力特性有直接影响。

静子系统主要作用之一就是支承转子系统，将转子系统产生的力传递到安装节上，同时还要具有良好的包容性，防止发生叶片飞失事故时对机匣以外的飞机设备或人员造成损伤。

静子系统中的承力构件主要是中介机匣和涡轮后机匣承力框架（如图 2.19 所示），虽然结构本身刚度很强，共振频率较高，但是该结构对于整机传力特性有关键影响。

静子系统中的非承力构件主要有压气机静子、涡轮静子等，它们虽不能传递载荷，但是其质量、刚度分布仍对整机动力特性有很大影响。

2.3.2 一种改进的叶片建模方法

在整机动力特性计算时，主要关注的是转轴和主要结构件的振动特性，对叶片的局部模态关注较少。某型航空发动机转子系统中，包括风扇共有 18 级叶片，叶片数量众多且叶形各异，在进行有限元建模时，将造成网格规模增大，自由度骤增，计算时间成倍延长，极大地降低计算效率。综上，研究叶片的合理简化方法是一项十分必要的工作。

对转子叶片的简化要依据所研究的问题而定，针对整机振动问题，有文献将转子叶片集中成质量点均匀分布在叶盘的周围或在盘心加集中质量点^[200-201]，这些方法将造成转动惯量上的一些误差，这些误差对涡轮叶盘影响较大，严重影响模型计算精度。在采用实体单元进行的整机动力学建模问题中，等效圆环法可以精确体现质量与转动惯量的动力学影响，且可以有效缩减模型整体的自由度和网格规模，提高计算效率，更重要的是减少了大量叶盘耦合振动的模态，使模态识别的工作得到简化。

2.3.2.1 单级等效圆环法

等效圆环法的原理是保持叶片整体的极转动惯量与质量不变，在叶盘外生成 1 圈圆环以代替叶片。单级等效圆环法为文献[202]首次提出，这种方法所建立的等效关系如下：

$$J_p = \frac{1}{2} m (R^2 + R_0^2) \quad (2.4)$$

$$m = \pi (R^2 - R_0^2) h \rho \quad (2.5)$$

式中， R_0 为等效圆环的内径，由盘外径决定； J_p 、 m 为所等效的整圈叶片的极转动惯量和质量，可根据原模型由三维建模软件，如 PRO-E、SOLIDWORKS、CATIA、UG 等直接获取，为已知量； R 为等效圆环外径； h 和 ρ 分别为等效圆环的厚度和密度。

根据公式 (2.4) 得到等效圆环的外径 R ，由公式 (2.5) 可求得 ρ 和 h 的乘积，为定值。由此引申出两种简化方法，即等密度法和等厚度法。等密度法，即将取简化后圆环的密度为简化前叶片的密度，等厚度法即将取简化后圆环的厚度取为简化前轮盘的厚度。等密度法的便于建立三维实体几何模型，但是会使得简化后的圆环很薄，不利于有限元网格的划分，从而影响计算效率和精度；等厚度法可以有效地避免这一问题，但是在几何建模时需要对每一级叶片等效后的圆环定义不同的密度。从有限元网格划分和计算的角度，选取等厚度法较为适合。在整机建模中，由于静子机匣的限制，转子叶片的长度往往并不是毫无边界的。因此

采用等效圆环法简化后的圆环高度（圆环外径与内径之差）是否与原叶片长度相等，是一个需要讨论的问题。

设简化前叶片长度为 l ，假设整圈叶片数为 n ，叶片无安装角，完全垂直于轮盘表面安装，且叶片厚度等于轮盘厚度 h ，根据简化前后整圈叶片质量相等的原则，则有，

$$n\rho hl = \rho\pi(R^2 - R_0^2)h \quad (2.6)$$

若简化后圆环高度与简化前叶片长度相等，即满足

$$l = R - R_0 \quad (2.7)$$

则有，

$$n = \pi(R + R_0) \quad (2.8)$$

即当且仅当，叶片数 n 满足式 (2.8)，简化后的圆环高度可以与原叶片高度相等。可以看出，这个条件较为苛刻，在实际应用过程中，采用等密度法和等厚度法都会导致等效圆环的外径较叶片原长发生改变，多数情况下，简化后的圆环高度大于简化前的叶片长度，这样不仅增加了叶片的局部模态，同时使得转子叶片的等效圆环在整机振动中与静子之间的间隙关系发生改变，使得等效圆环直径大于静子机匣直径，发生转子超出机匣的情况。有鉴于此，本文在等厚度法的单级等效圆环基础上做出改进，提出多级等效圆环法，解决这一问题。

2.3.2.2 基于等厚度法的多级等效圆环法

基于等厚度法的多级等效圆环法设置等效圆环厚度与轮盘厚度一致，仍然以保持整圈叶片的质量与极转动惯量不变为前提，实质上是通过对改变单级等效圆环径向变密度以满足极转动惯量，从而使等效后的圆环外径与等效前的叶片长度与盘直径之和保持一致。由以下公式可求解相关参数：

$$J_p = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^k m_n (R_{n-1}^2 + R_n^2) \quad (2.9)$$

$$m = \sum_{n=1}^k m_n \quad (2.10)$$

$$m_n = \pi(R_n^2 - R_{n-1}^2)h_n\rho_n \quad (2.11)$$

其中， k 为等效圆盘的级数； R_n 为从内到外第 n 级等效圆环的外径； m_n 为第 n 级等效圆环的质量； h_n 和 ρ_n 分别为第 n 级等效圆环的宽度和密度。

由于每一级等效圆环的材料属性都是不同的，定义的等效圆环越多，意味着要建立越多层的几何圆环，并赋予越多次数的密度，所以并不是等效圆环的级数越多越好。本文采用基于等厚度法的二级等效圆环法，既可以精确等效质量与极转动惯量，又使得建模过程中对材料属性的定义不至于过于繁琐。二级等效圆环法等效公式如下：

$$J_p = \frac{1}{2} m_1 (R_0^2 + R_1^2) + \frac{1}{2} m_2 (R_1^2 + R_2^2) \quad (2.12)$$

$$m = m_1 + m_2 \quad (2.13)$$

$$m_1 = \pi(R_1^2 - R_0^2)h\rho_1 \quad (2.14)$$

$$m_2 = \pi(R_2^2 - R_1^2)h\rho_2 \quad (2.15)$$

其中, m_1 、 ρ_1 分别为第 1 层等效圆环的质量和密度; m_2 、 ρ_2 分别为第 2 层等效圆环的质量和密度; h 为轮盘厚度; R_0 为轮盘半径; R_1 、 R_2 分别为第 1 层圆环和第 2 层圆环的外径, 其中, R_2 为叶片本身长度加上盘半径的值, 为定值。则, 需要求解的未知量仅为 ρ_1 、 ρ_2 及 R_1 。将式 (2.14) 和式 (2.15) 代入式 (2.12)、式 (2.13) 可得,

$$(R_1^4 - R_0^4)\rho_1 + (R_2^4 - R_1^4)\rho_2 = \frac{2J_p}{h\pi} \quad (2.16)$$

$$(R_1^2 - R_0^2)\rho_1 + (R_2^2 - R_1^2)\rho_2 = \frac{m}{h\pi} \quad (2.17)$$

由式 (2.16) - 式 (2.17) 可知, 任意给定一个 $R_1 \in (R_0, R_2)$, 可得一组 ρ_1 和 ρ_2 的解。事实上, 在二级等效圆环法中, R_1 越接近 $\frac{1}{2}(R_0 + R_2)$, 所划分的有限元网格越规整。因此, 设 $R_1 = \frac{1}{2}(R_0 + R_2)$, 则可解得对应的最优 ρ_1 和 ρ_2 。

2.3.2.3 二级等效圆环法仿真验证

为验证二级等效圆环法, 分别建立了带叶片的盘轴模型与使用二级等效圆环法简化的盘轴模型, 如图 2.20 所示。采用 SOLID185 单元对盘轴叶片模型进行网格划分。图 2.20 (a) 中, 绿色部分为原模模型的盘轴部分, 紫色部位为待简化的叶片, 图 2.20 (b) 中, 绿色部分依然为原模模型的盘轴部分, 蓝色部分为第 1 级等效圆环, 红色部分为第 2 级等效圆环, 即将图 2.20 (a) 中的紫色叶片部分简化成了图 2.20 (b) 中的蓝色和红色圆环。由图可以直观的看出, 简化后的模型在保持网格规整的前提下, 网格尺寸明显增大, 网格密度大大降低, 单元数量明显减少。对两个模型分别进行自由模态计算, 用以验证二级等效圆环法。

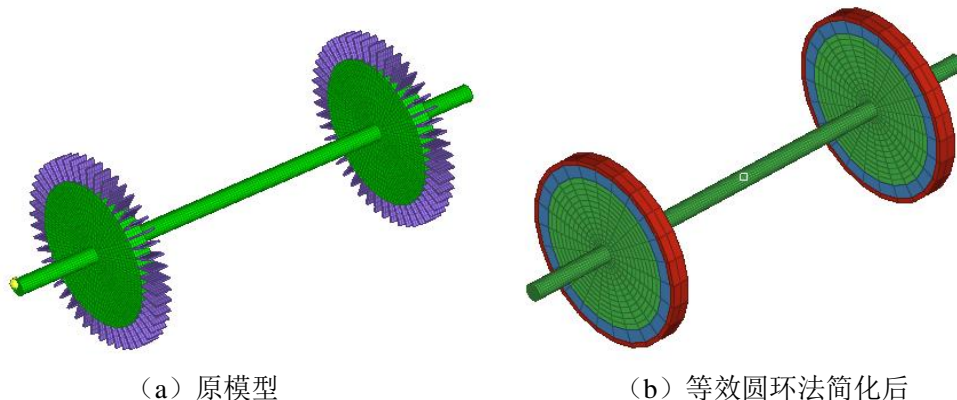


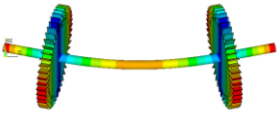
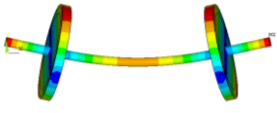
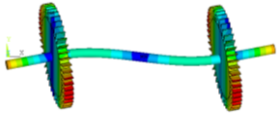
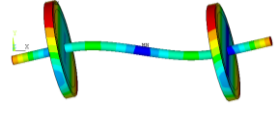
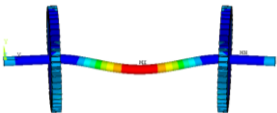
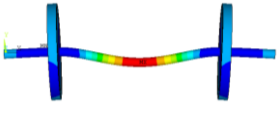
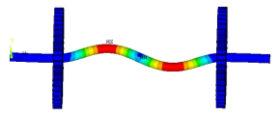
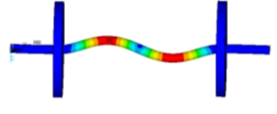
图 2.20 盘轴模型

简化前后模型的单元数、节点数及自由状态下模态计算时间如表 2.9 二级等效圆环法简化前后效果对比所示。简化前后的盘轴模型自由模态分析对比如表 2.10 所示。

表 2.9 二级等效圆环法简化前后效果对比

| 项目 | 简化前 | 简化后 | 减少量 |
|--------|-------|-------|-----------|
| 单元数/个 | 42744 | 27864 | 34.81190% |
| 节点数/个 | 50411 | 30981 | 38.54318% |
| 计算时间/s | 352 | 194 | 44.88636% |

表 2.10 二级等效圆环法简化前后模态对比

| 振型描述 | 振型图 | 频率/Hz | 误差 |
|------|--|---------|----------|
| 一阶弯曲 | 简化前  | 90.16 | 0.45476% |
| | 简化后  | 90.56 | |
| 二阶弯曲 | 简化前  | 180.81 | 0.70960% |
| | 简化后  | 182.09 | |
| 轴段一弯 | 简化前  | 522.26 | 0.49152% |
| | 简化后  | 524.83 | |
| 轴段二弯 | 简化前  | 1279.41 | 0.39159% |
| | 简化后  | 1284.41 | |

由表 2.9 和表 2.10 可知，简化前后网格数减少近 34.8%，节点数减少 38.5%，自由模态计算时间缩减 44.8%，且简化前后的模型各阶模态振型一致，频率误差在 1% 以内。

进一步的,对简化前后的模型分别进行临界转速计算。在轴两端添加支承(两模型支承位置完全相同,如图 2.21),以 COMBIN14 单元对支承刚度进行模拟,考虑各向同性,设置单元刚度均为 $1 \times 10^8 \text{N/m}$ 。分别计算进行了简化前后的盘轴模型临界转速计算,简化前后模型的临界转速如表 2.11 所示。

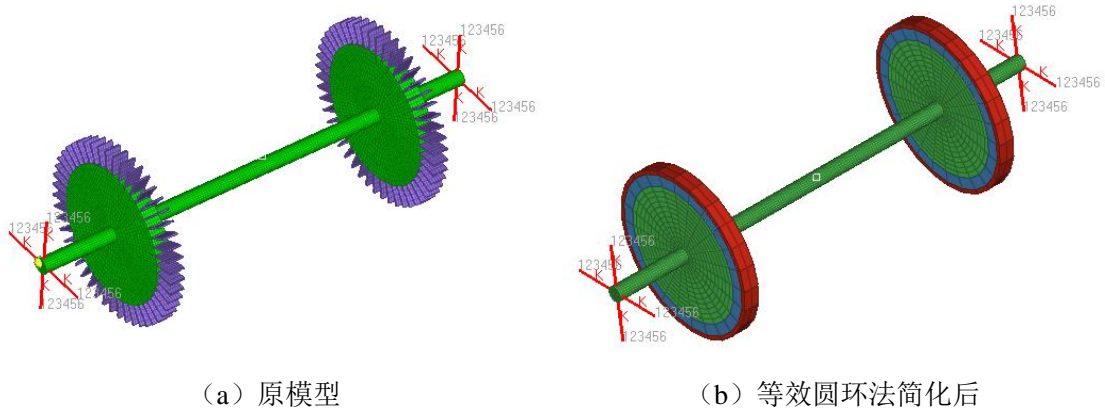


图 2.21 带支承的盘轴模型

表 2.11 二级等效圆环法简化前后临界转速对比

| 阶数 | 临界转速(rpm) | | 误差 |
|----|-----------|-----------|----------|
| | 简化前(叶片) | 简化后(圆盘) | |
| 1 | 2372.714 | 2377.567 | 0.20453% |
| 2 | 5807.488 | 5827.874 | 0.35103% |
| 3 | 26352.506 | 26406.980 | 0.20671% |

由表 2.11 可知,简化前后的盘轴模型前 3 阶临界转速的误差均在 0.5% 以内,表明简化后的模型可以较好的模拟原模型的临界转速特性。

综上所述,二级等效圆环法简化后模型的模态特性和临界转速特性与简化前模型一致性较好,有限元模型规模缩减 1/3,在计算效率上提升近 45%。

本文在进行某型大涵道比双转子涡扇发动机模型的转子部分建模时,除风扇叶片外,其余各级转子叶片均采用了二级等效圆环法进行简化。事实上,对于该型航空发动机的整圈风扇叶片也可以采用二级等效圆环法进行等效,且基本不影响计算精度,本文中并未对风扇叶片进行等效圆环简化,主要是考虑完善的风扇叶片结构,为后续进行叶片丢失等问题的研究提供结构上更为真实的有限元计算模型。

2.3.3 典型高涵道比双转子涡扇发动机的几何建模

2.3.3.1 低压转子几何建模

决定转子系统动力特性的主要因素是结构的质量矩阵与刚度矩阵。建模时,要保证转子质量、刚度和转动惯量的分布及支承结构的刚度和位置的精确。某型航空发动机的低压转子是细长柔性转子,具有 1 级风扇、3 级增压级与 4 级低压涡轮。风扇叶片忽略安装角,简化

叶型，保证质量、刚度与转动惯量等效，其他转子叶片均采用二级等效圆环法进行简化。

对于套齿连接结构的建模，主要考虑其局部刚度加强对整体转子系统动力特性的影响。接触模型能够准确模拟其刚度，但结构复杂，在整机模型中考虑并不现实。固结模型结构简单，但会导致刚度过大。因此采用“刚度损失因子”的方式进行修正。在几何建模中直接将套齿连接结构简化为固结状态，在有限元网格模型中再进行刚度上的修正。

某型航空发动机的低压转子几何模型如图 2.22 所示，图中绿色部分为第 1 级等效圆环，红色部分为第 2 级等效圆环。

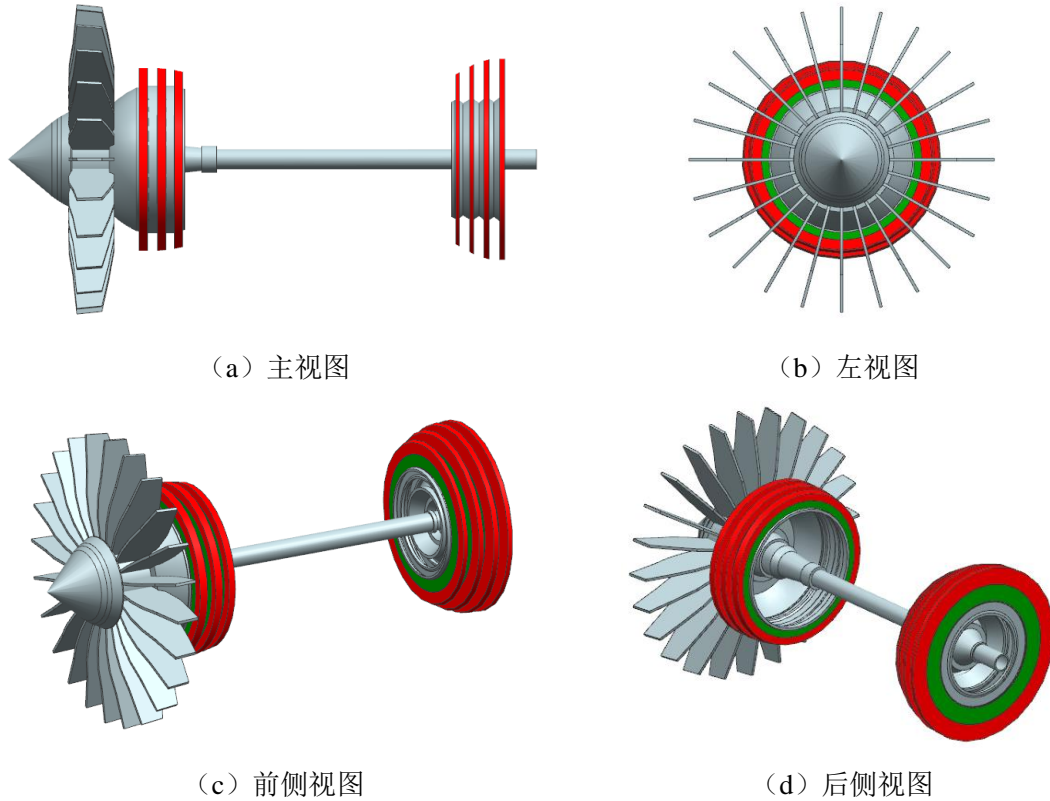
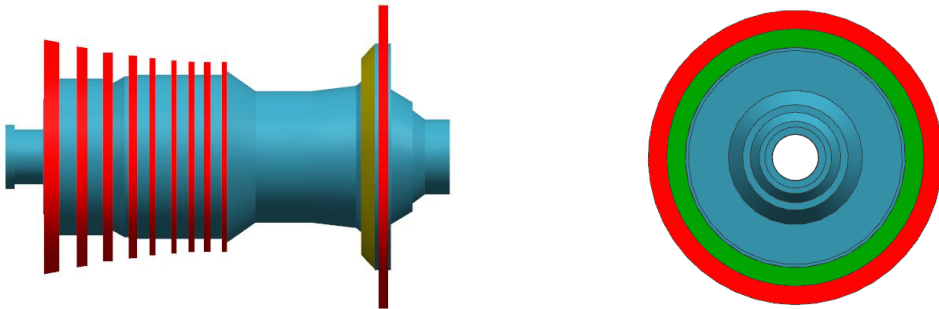


图 2.22 低压转子几何模型

2.4.3.2 高压转子几何建模

某型航空发动机的高压转子是刚性转子，具有 9 级压气机转子，1 级高压涡轮转子。所有叶片均采用二级等效圆环法进行等效，高压转子几何模型如图 2.23 所示，图中绿色部分为第 1 级等效圆环，红色部分为第 2 级等效圆环。



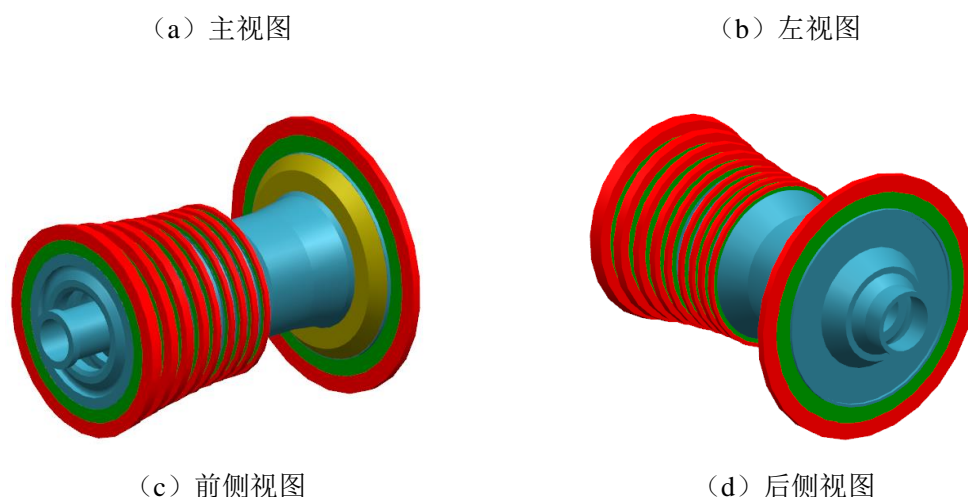


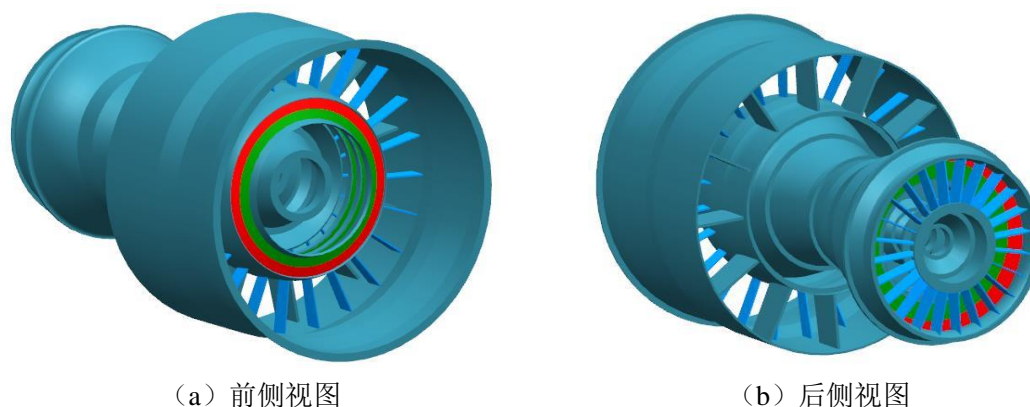
图 2.23 高压转子几何模型

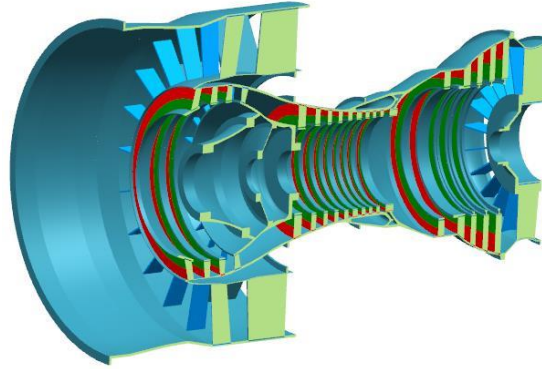
2.4.3.3 静子系统几何建模

某型航空发动机的静子系统，包括风扇静子、增压级和高压压气机静子、中介机匣、燃烧室、涡轮静子、涡轮后机匣承力框架、尾喷管、连接各承力框架的内外涵机匣及附件系统。静子系统结构复杂，通常是对各段结构分别进行建模，再进行连接。连接结构仍然可以采用“刚度损失因子”的方式进行校正，先建立真实连接结构，再建立固结结构，对比刚度影响进行修正。

对于静子系统的热端静子组件，诸如燃烧室、尾喷管等结构，在发动机运转过程中会有热膨胀效应，由于其环形点对称结构特点，且不承力、不传力，对整机振动的影响主要体现在质量的分布上，因此本文整机模型中忽略该部分几何结构，在其对应位置进行质量修正。

静子系统中另一重要结构是辐板结构。辐板连接发动机内外涵机匣，如导向叶片、具有叶型的空心支板等。这些板件结构复杂，空心板内部可能还有其他管路等组件的穿孔，非常不利于有限元建模。对辐板结构的简化需要保证横截面不变，抗弯刚度不变，剪切模量不变，纵向质量分布不变。对各级静子叶片采用二级等效圆环法进行简化，主要保证各级静子叶片质量分布保持不变。静子系统几何模型如图 2.24 所示，图中绿色部分为各级静子叶片等效后的第 1 级等效圆环，红色部分为第 2 级等效圆环。

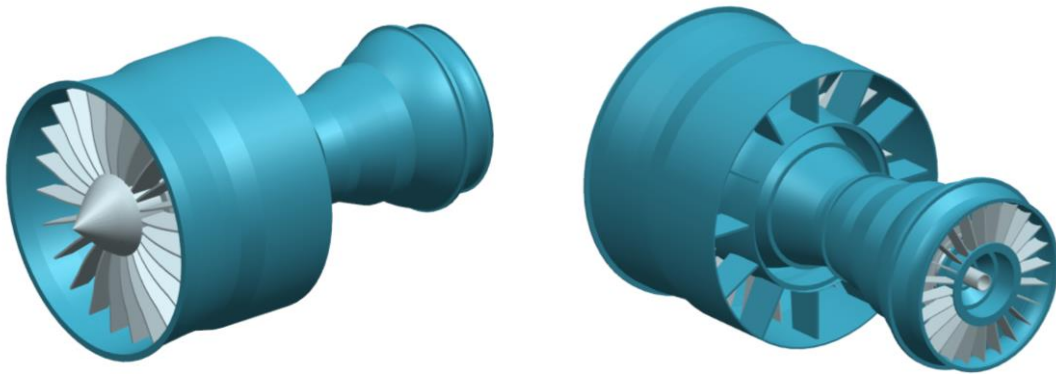




(c) 半剖视图

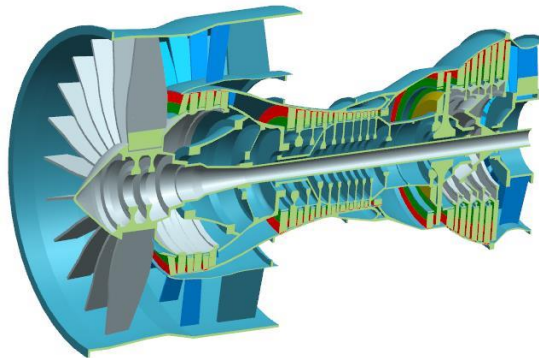
图 2.24 静子系统几何模型

将 2.3.3.1 至 2.3.3.3 节建立的高低压转子系统与静子系统进行组合, 得到整机几何模型, 如图 2.25 所示。



(a) 前侧视图

(b) 后侧视图



(c) 半剖视图

图 2.25 整机几何模型

2.3.4 典型高涵道比双转子涡扇发动机的有限元建模

2.3.4.1 单元类型选择

在整机有限元建模的单元选择问题中, 通常有梁单元和实体单元两种。梁单元建模, 存在以下局限性:

- 1) 高压转子的长径比不满足梁单元的使用要求，计算出的弯曲模态频率误差较大。
- 2) 梁单元对锥形壳体轴段质量、刚度在轴向的变化的模拟不精确
- 3) 盘轴耦合变形的模态不能模拟。

本文采用实体单元进行某型航空发动机整机有限元建模，主体结构采用 SOLID185 单元，在本文的仿真计算中，使用到该单元的节点位移、单元应变能等数据。

在对支承结构的模拟中，采用了 COMBIN14 弹簧单元。在对 1 号和 3 号滚珠轴承的模拟中，分别布置轴向、垂向与水平向的 COMBIN14 弹簧单元，连接转子与机匣；对 2 号、4 号、5 号滚棒轴承的模拟中，分别布置垂向与水平向的 COMBIN14 弹簧单元；连接转子与其支承结构。在对安装节的等效中同样使用了 COMBIN14 单元模拟安装节的刚度。

2.3.4.2 有限元网格划分

在建立的几何模型的基础上，使用 HYPERMESH 软件进行实体网格的划分。共划分单元 121196 个，节点 220509 个。

1) 低压转子系统有限元网格划分

低压转子系统有限元网格如图 2.26 所示，共有单元 29184 个，节点 51706 个。

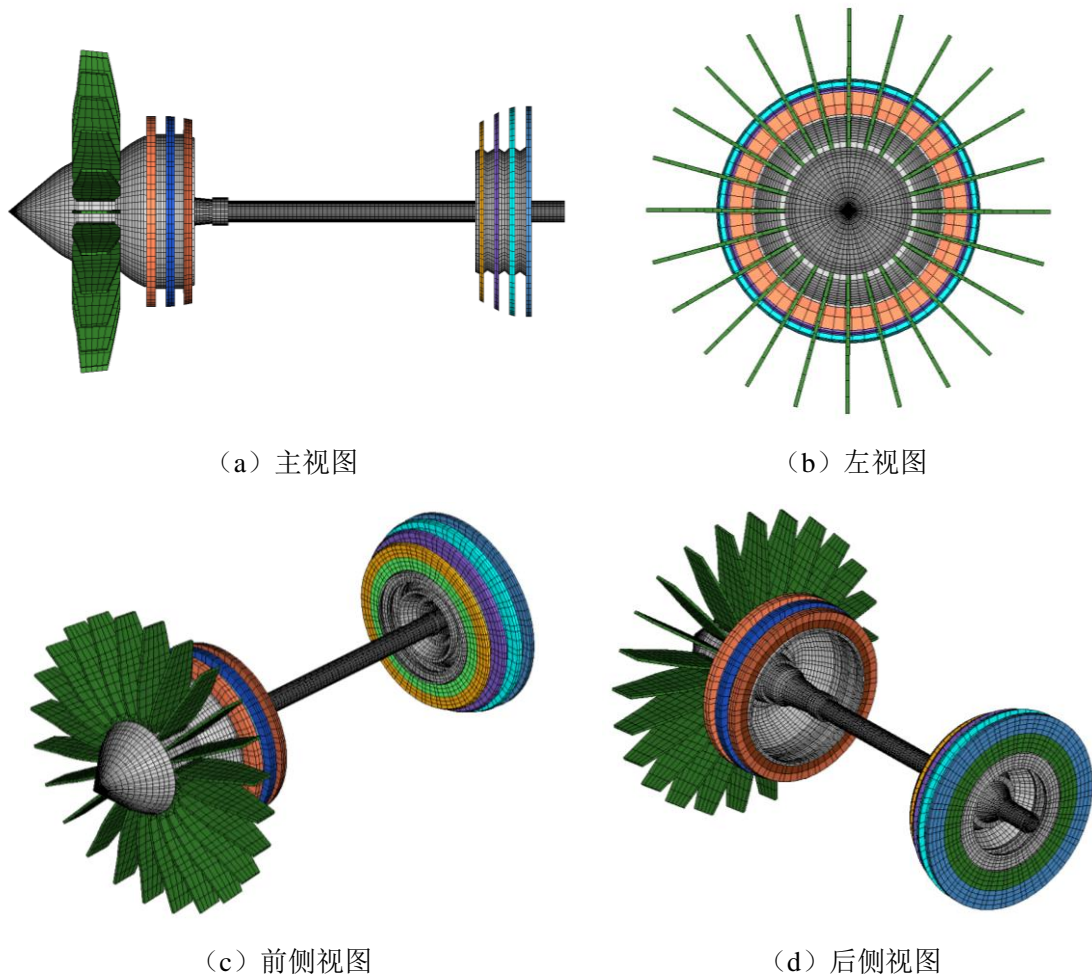


图 2.26 低压转子有限元模型

2) 高压转子系统有限元网格划分

高压转子系统有限元网格如图 2.27 所示，共有单元 27840 个，节点 42241 个。

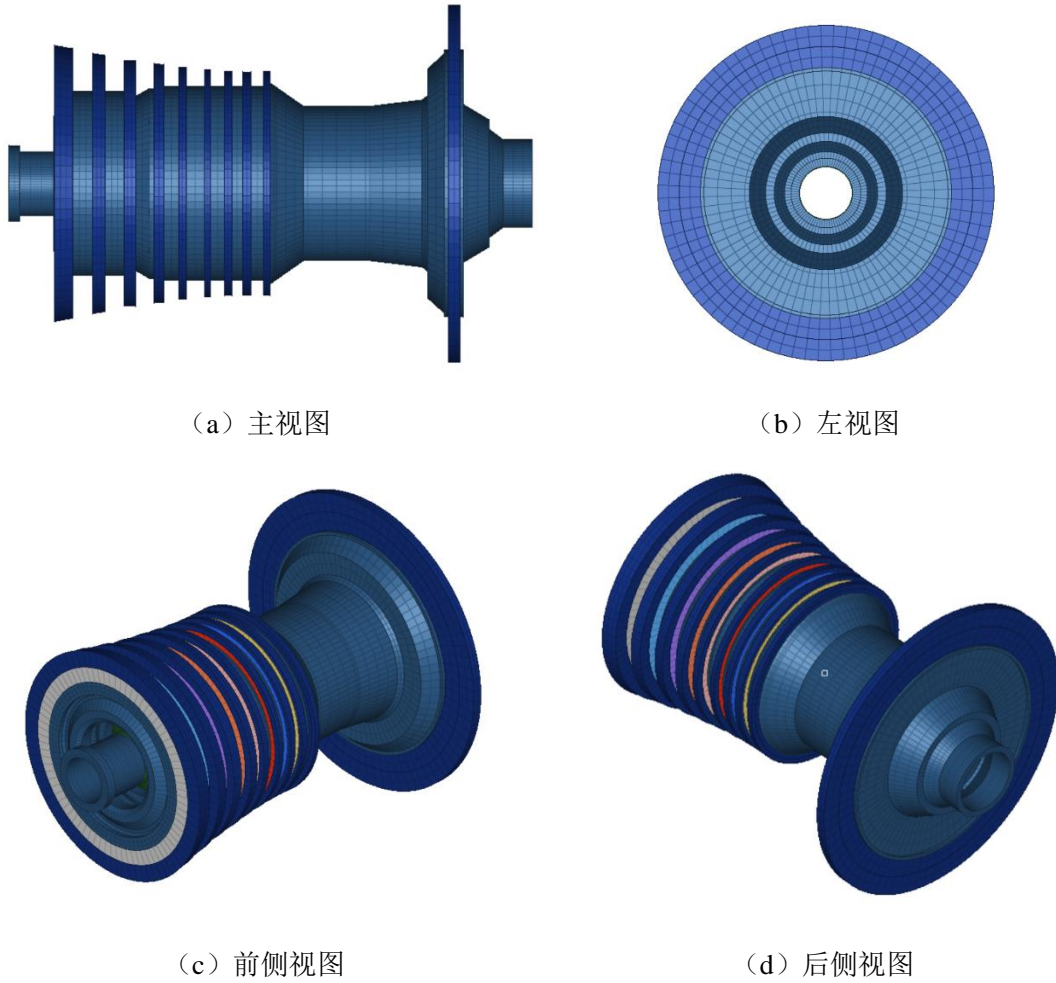
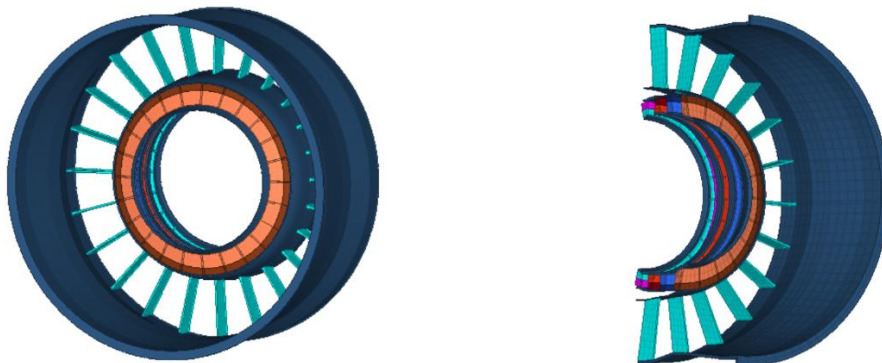


图 2.27 高压转子有限元模型

3) 静子系统有限元网格划分

静子系统分为风扇机匣、中介机匣、高压压气机机匣、燃烧室、高压涡轮及低压涡轮第 1 级导向器机匣、低压涡轮及后机匣。

风扇机匣及增压级静子有限元模型共划分单元 16344 个，节点 33396 个，如图 2.28 所示。



(a) 整体图 (b) 半剖视图

图 2.28 风扇机匣及增压级静子有限元模型

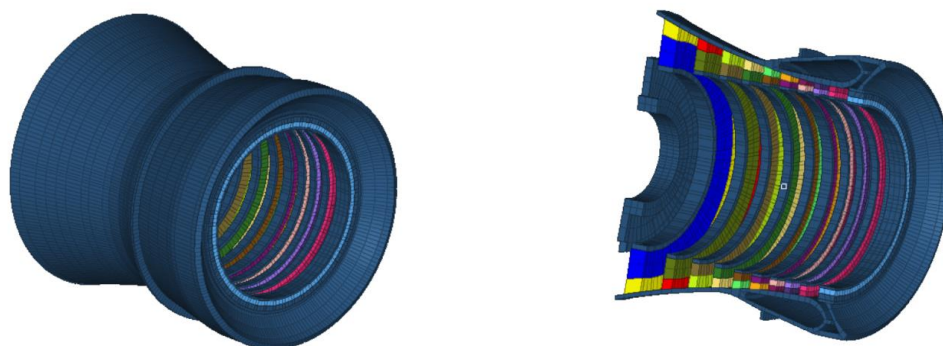
与风扇机匣一体的是中介机匣，起承力、传力作用，1号、2号和3号轴承座均在该段机匣上；中介机匣的外涵连接主安装节。中介机匣有限元模型包含单元 15816 个，节点 29796 个，如图 2.29 所示。



(a) 整体图 (b) 半剖视图

图 2.29 中介机匣有限元模型

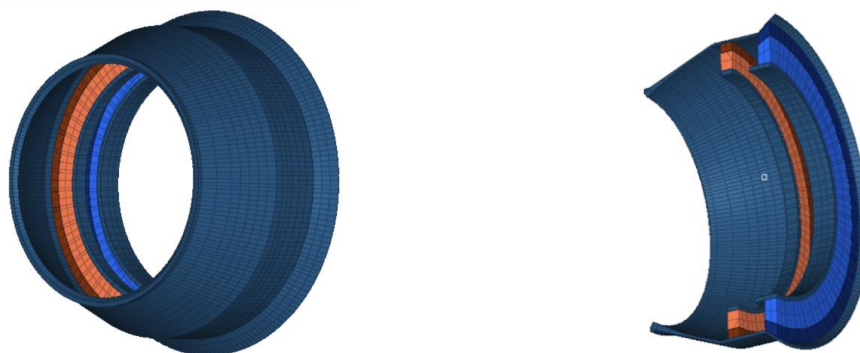
某型航空发动机的高压压气机机匣是双层机匣机构，建模时保留了双层机匣的结构特征，其有限元模型包含单元 14124 个，节点 28776 个，如图 2.30 所示。



(a) 整体图 (b) 半剖视图

图 2.30 高压压气机机匣有限元模型

燃烧室、高压涡轮及低压涡轮第 1 级导向器机匣包括 4776 个单元，10332 个节点，其有限元模型如图 2.31 所示。

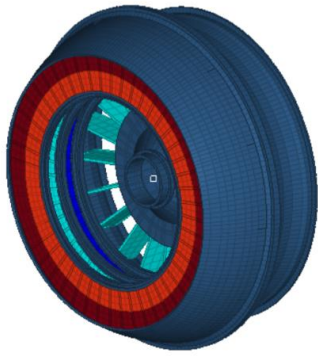


(a) 整体图

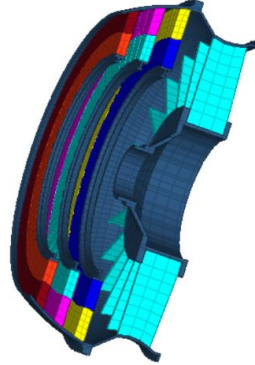
(b) 半剖视图

图 2.31 燃烧室、高压涡轮及低压涡轮第 1 级导向器机匣有限元模型

低压涡轮及后机匣主要在后机匣部分起承力作用，包含五号支承轴承座，机匣外有辅助安装节接口。该段机匣包含 12048 个单元，25884 个节点，其有限元模型如图 2.32 所示。



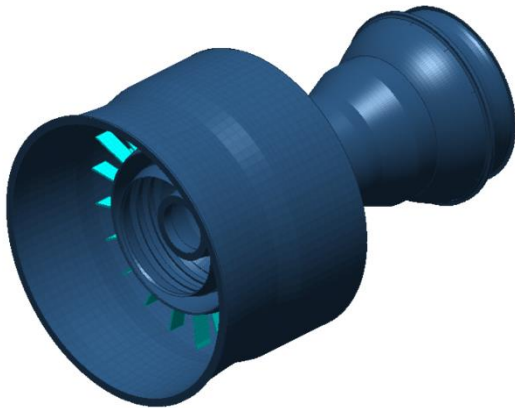
(a) 整体图



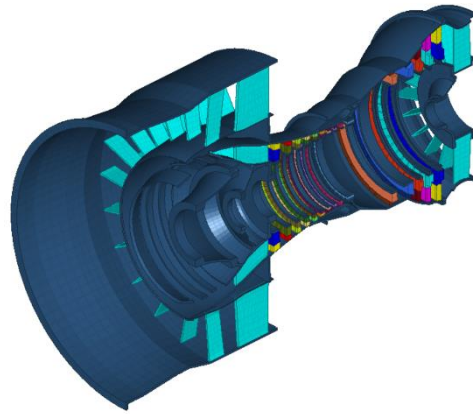
(b) 半剖视图

图 2.32 低压涡轮及后机匣有限元模型

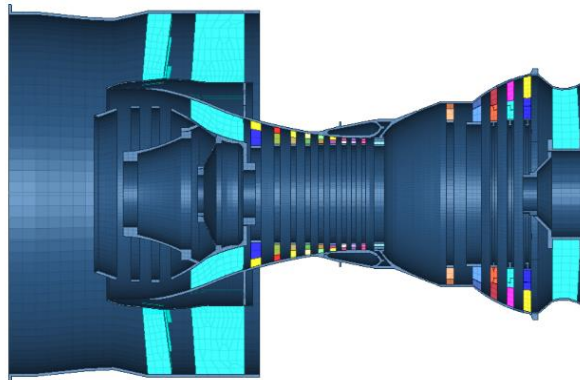
某型航空发动机的静子系统有限元模型如图 2.33 所示，共 63108 个单元，124848 个节点。



(a) 前侧视图



(b) 半剖视图



(c) 截面图

图 2.33 静子系统有限元模型

2.3.4.3 支承结构及安装节建模

1) 支承结构建模

在本文所建立的某型航空发动机整机模型中，使用 COMBIN14 单元来模拟 1 到 5 号支承刚度，各支承径向刚度取值如表 2.12 所示。

表 2.12 各支承径向刚度

| 支承号 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---------------------------|------|------|-------|-------|------|
| 刚度 (10^7 N/m) | 3.94 | 6.17 | 12.00 | 17.10 | 4.00 |

2) 安装节建模

某型航空发动机的主、辅安装节分别位于中介机匣和涡轮后机匣上端，并覆盖一定区域。本文采用 CERIG 模拟刚性区域使用 COMBIN14 单元模拟安装节刚度，刚度设置为 $3 \times 10^9 \text{ N/m}$ 。

完成以上各部分建模并组合，即可得到某型航空发动机整机有限元模型，如图 2.34 所示。

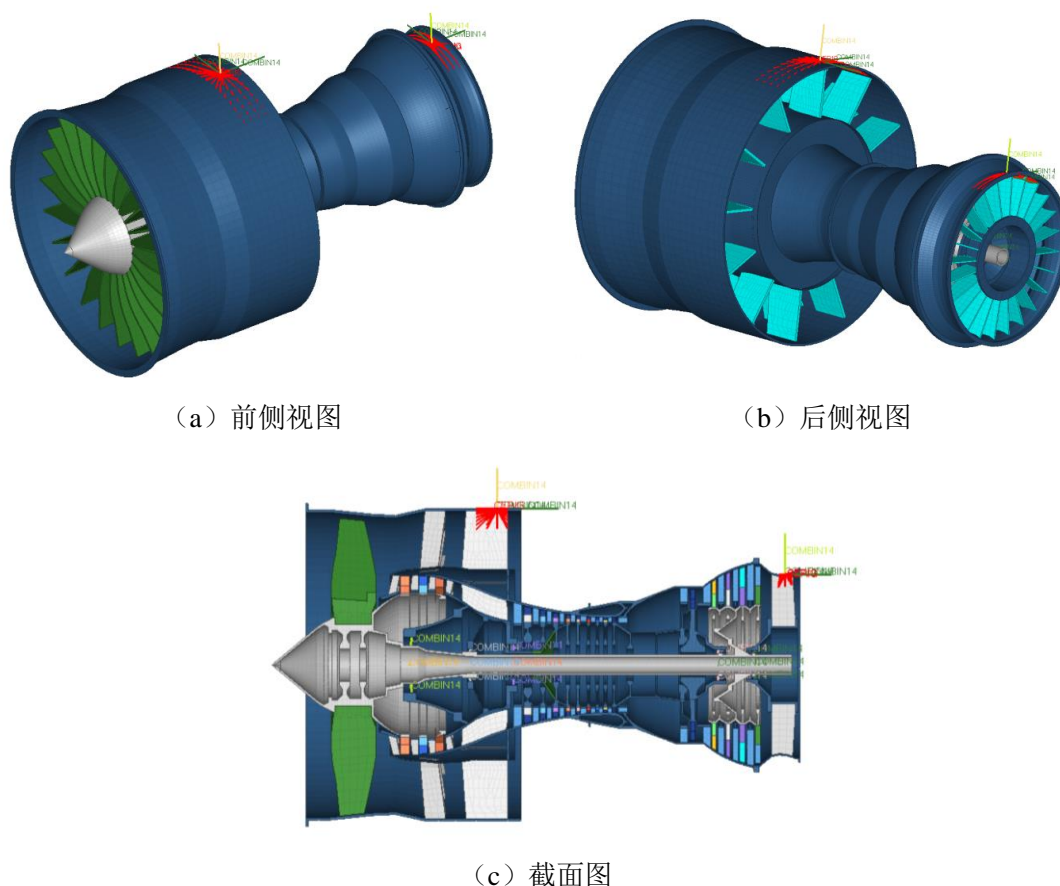


图 2.34 某型航空发动机整机有限元模型

2.3.5 典型高涵道比双转子涡扇发动机动力特性分析

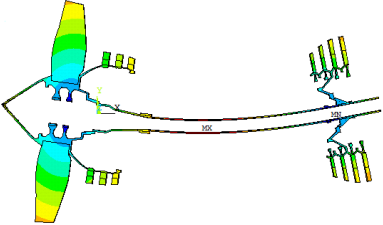
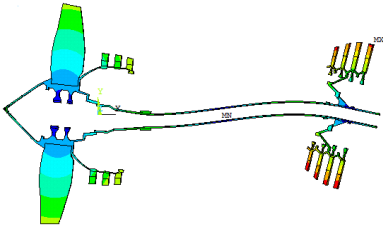
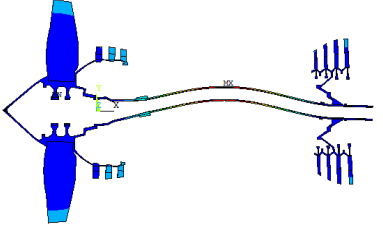
2.3.5.1 高低压转子系统自由模态特性分析

基于建立的某型航空发动机转子系统有限元模型,本章对单个转子的自由模态进行了计算分析。

1) 低压转子自由模态分析

基于所建立的低压转子模型,对其自由模态进行分析和计算,结果如表 2.13 所示。

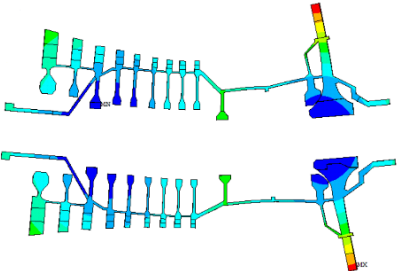
表 2.13 低压转子自由模态频率及振型

| 阶次 | 振型图 | 振型描述 | 共振频率/Hz |
|----|---|------|---------|
| 1 |  | 一阶弯曲 | 27.33 |
| 2 |  | 二阶弯曲 | 59.28 |
| 3 |  | 轴段一弯 | 215.60 |

2) 高压转子自由模态分析

基于所建立的高压转子模型,对其自由模态进行分析和计算,结果如表 2.14 所示。

表 2.14 高压转子自由模态频率及振型

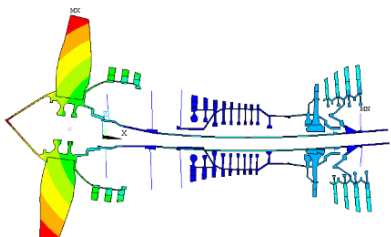
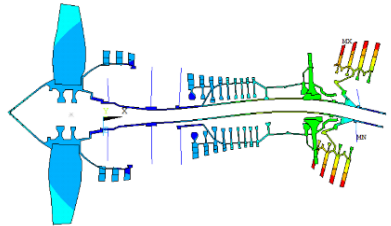
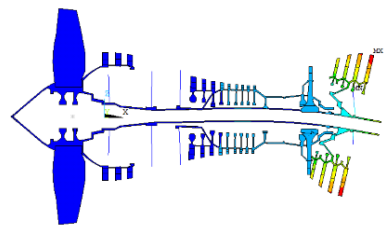
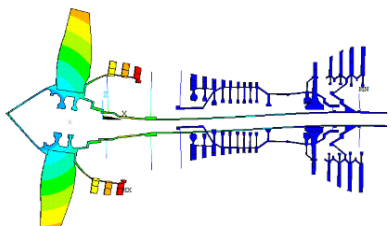
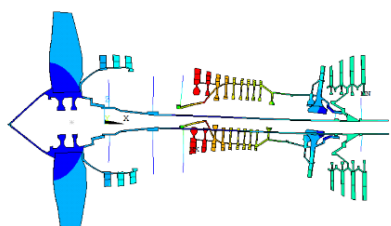
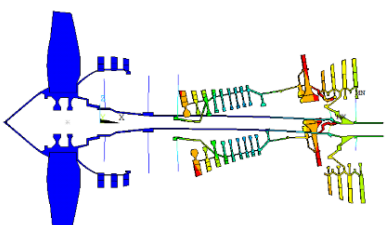
| 阶次 | 振型图 | 振型描述 | 共振频率/Hz |
|----|---|------|---------|
| 1 |  | 一阶弯曲 | 354.18 |

3) 高低压组合转子自由模态分析

采用双转子有限元模型,与静子连接的支承上采用弹簧单元,在静子连接端均用固支约

束，模拟静子结构，求解 300Hz 以内的固有模态及振型如表 2.15 所示。

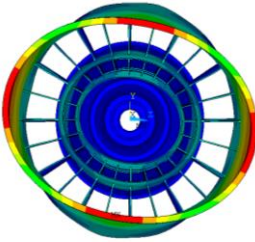
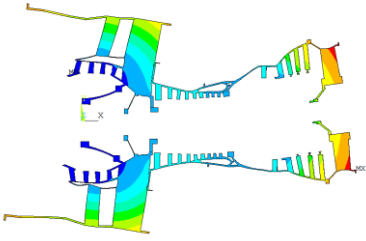
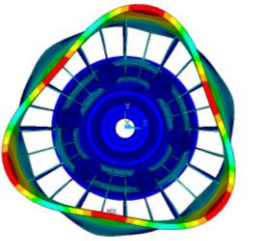
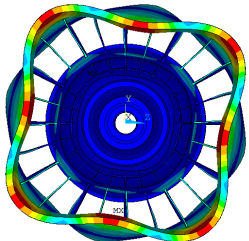
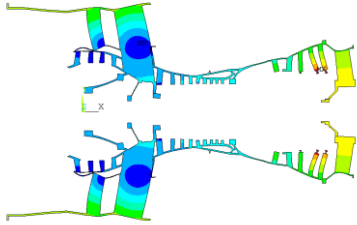
表 2.15 双转子系统固有模态频率及振型

| 阶次 | 振型图 | 振型描述 | 共振频率/Hz |
|----|---|--------------------|---------|
| 1 |  | 低压转子一弯 | 26.00 |
| 2 |  | 耦合振动；高压转子俯仰；低压转子二弯 | 44.62 |
| 3 |  | 低压涡轮俯仰 | 67.92 |
| 4 |  | 风扇俯仰 | 109.95 |
| 5 |  | 高压转子俯仰 | 112.58 |
| 6 |  | 耦合振动；高压转子俯仰；低压涡轮俯仰 | 189.54 |

2.3.5.2 静子系统自由模态分析

基于所建立的静子系统进行自由模态分析，计算结果如表 2.16 所示。

表 2.16 静子系统固有模态频率及振型

| 阶次 | 振型图 | 振型描述 | 共振频率/Hz |
|----|---|-------------------|---------|
| 1 |  | 外涵机匣径向 二阶弯曲 | 109.85 |
| 2 |  | 外涵与内涵机匣 整体一阶弯曲 | 166.64 |
| 3 |  | 外涵机匣径向 三阶弯曲 | 173.10 |
| 4 |  | 外涵机匣径向 四阶弯曲 | 261.13 |
| 5 |  | 内外涵机匣轴向平动 | 302.40 |

2.3.5.3 双转子系统临界转速分析

双转子航空发动机工作时，高压转子和低压转子存在一定的转速关系，通常，采用控制

高压转子转速，低压转子转速自适应的方法，以达到转速协调，从而防止喘振。在整个转速范围内，高低压转子转速比并不恒定，高低压转子转速符合高低压转子共同工作线规律。本文所建立的某型高涵道比双转子航空发动机其高低压转子共同工作线如图 2.35 所示。整个转速范围内，存在 3 个工作转速，分别为地面慢车转速（低压转子转速 1151rpm，高压转子转速 9879rpm）、巡航转速（低压转子转速 4358rpm，高压转子转速 14022rpm）和起飞转速，即为最大转速（低压转子转速 4779rpm，高压转子转速 14511rpm）。

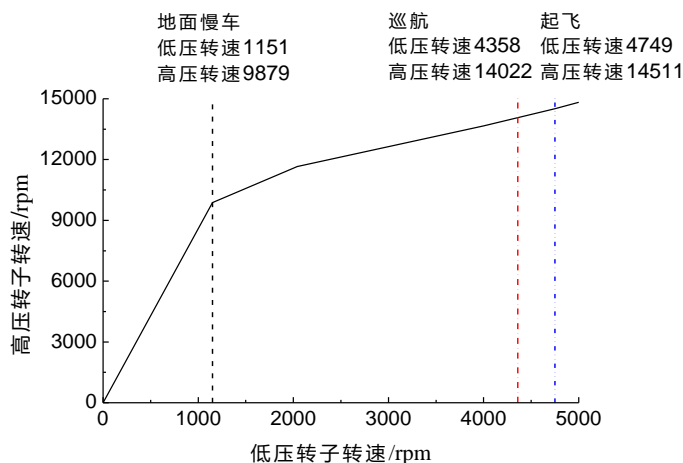


图 2.35 某型航空发动机高低压转子共同工作线

首先对不考虑静子系统的双转子系统进行临界转速分析，参照某型航空发动机高低压转子共同工作线，在共同工作线上选取 7 组高低压转速（见表 2.17），采用坎贝尔图法分析系统的临界转速。

表 2.17 高低压转子共同工作转速表

| | | | | | | | |
|----------|---|------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 低压转速/rpm | 0 | 1151 | 2042 | 3000 | 4000 | 4749 | 5000 |
| 高压转速/rpm | 0 | 9879 | 11655 | 12634 | 13656 | 14511 | 14830 |

以低压转子转速为横坐标，进动频率为纵坐标绘制坎贝尔图，如图 2.36 所示，图中，低压转子等转速线与各阶正进动线的交点即为低压转子激励的临界转速。由图可知，落在工作转速范围内的低压转子激励的临界转速有两阶，分别为 2611rpm 和 3089rpm。

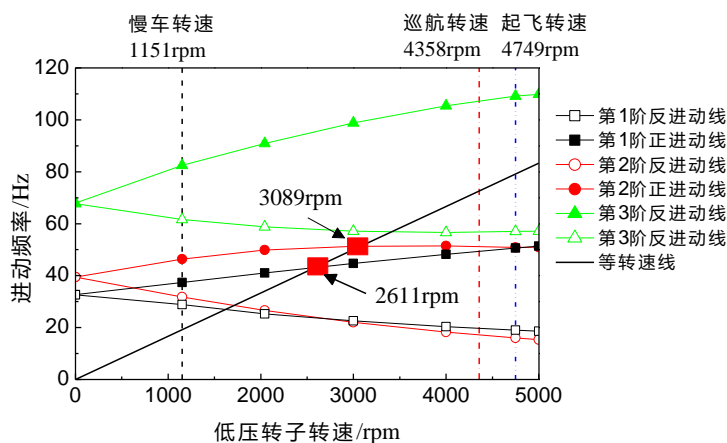


图 2.36 低压转子激起的临界转速

以高压转子转速为横坐标，进动频率为纵坐标绘制坎贝尔图，如图 2.37 所示，图中，高压转子等转速线与各阶正进动线的交点即为高压转子激励的临界转速。由图可知，落在工作转速范围内的高压转子激励的临界转速仅有 1 阶，为 12408rpm。

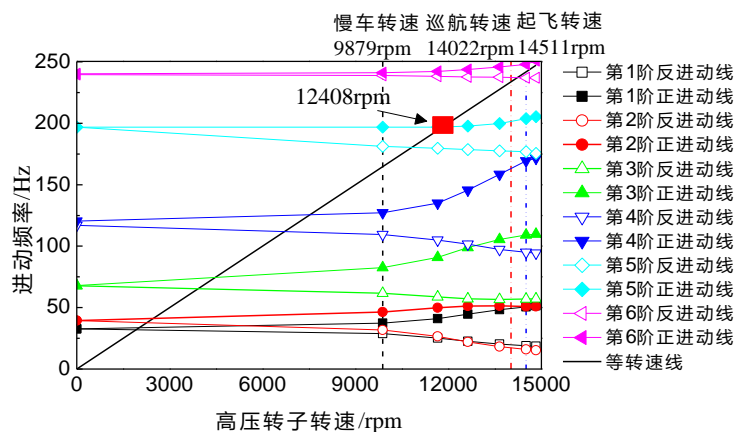


图 2.37 高压转子激起的临界转速

计算得到的双转子系统各阶临界转速如表 2.18 所示。

表 2.18 双转子系统临界转速与模态振型

| 阶次 | 激励源 | 振型描述 | 振型图 | 临界转速/rpm | |
|----|-----|------------------------|-----|----------|-------|
| | | | | 低压 | 高压 |
| 1 | 低压 | 风扇俯仰；低压转子一阶弯曲 | | 2611 | 12236 |
| 2 | 高压 | 高压转子俯仰；低压涡轮俯仰 | | 2779 | 12408 |
| 3 | 低压 | 低压涡轮俯仰；低压转子二阶弯曲；高压转子俯仰 | | 3089 | 12725 |

2.3.5.4 整机系统临界转速分析

对整机系统进行临界转速分析，参照某型航空发动机高低压转子共同工作线，在共同工

作线上选取 7 组高低压转速（见表 2.17）。以低压转子转速为横坐标，进动频率为纵坐标绘制坎贝尔图，如图 2.38 所示。由图可知，落在工作转速范围内的低压转子激励的临界转速有两阶，分别为 2755rpm 和 2881rpm。显而易见的，在低压转子转速为 0rpm 时，每一阶的正进动和反进动转速并不相同，且随着阶次的升高，正反进动转速差增大。这一现象主要是由于水平和垂直方向转子支承刚度不对称引起的。

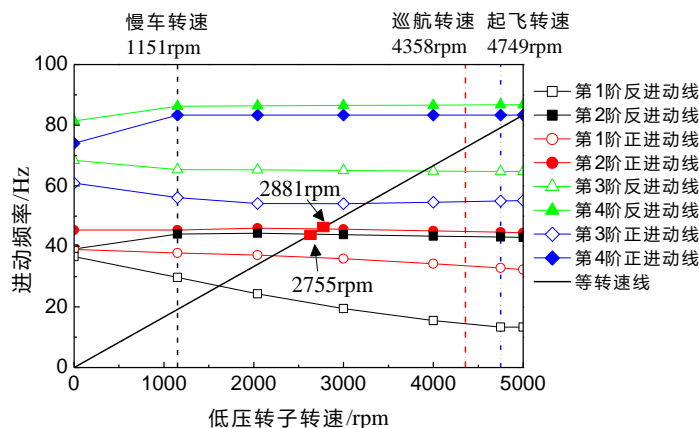


图 2.38 低压转子激起的临界转速

以高压转子转速为横坐标，进动频率为纵坐标绘制坎贝尔图，如图 2.39 所示，图中高压转子等转速线与各阶正进动线的交点即为高压转子激励的临界转速。由图可知，落在工作转速范围内的高压转子激励的临界转速仅有 1 阶，为 12669rpm。由于模态密集，为表现清晰，对于高压转子仅画出各阶正进动线。

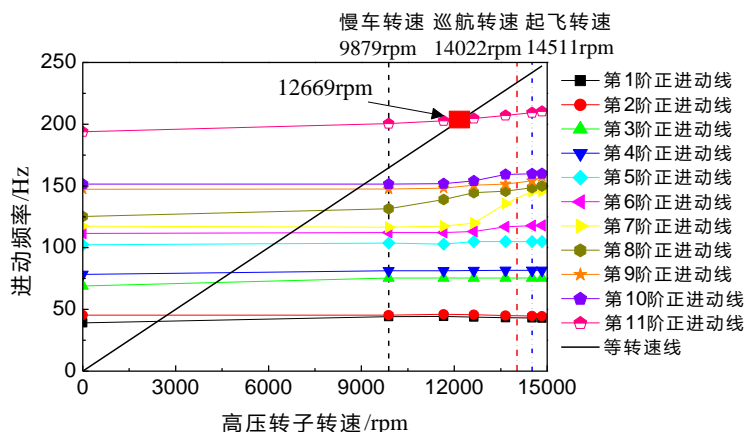
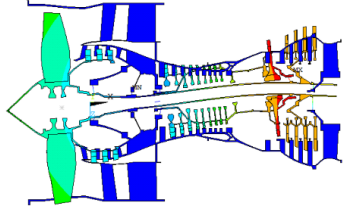
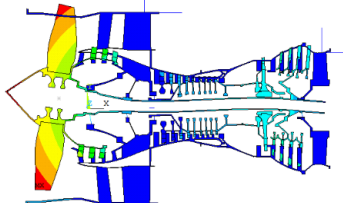
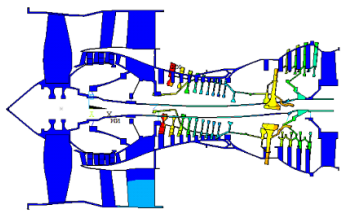


图 2.39 高压转子激起的临界转速

各阶临界转速对应的高低压转子转速和模态振型如表 2.19 所示。

表 2.19 整机临界转速与模态振型

| 阶次 | 临界转速/rpm | | 激励源 | 振型描述 | 振型图 |
|----|----------|-------|-----|---------------------|---|
| | 低压 | 高压 | | | |
| 1 | 2755 | 12384 | 低压 | 低压涡轮俯仰；低压轴一弯；高压转子俯仰 |  |
| 2 | 2881 | 12512 | 低压 | 风扇俯仰 |  |
| 3 | 3034 | 12669 | 高压 | 高压转子俯仰；低压轴二弯 |  |

与未考虑静子结构的转子系统临界转速特性相比，临界转速的阶次发生了一些变化，下述阶次以表 2.19 为准，各阶临界转速变化以激励源临界转速进行陈述。考虑静子结构后，主要会带来三方面的影响：

- 1) 静子结构本身的传递特性为支承动刚度，单纯以静刚度等效忽略了静子结构的质量影响；
- 2) 静子机匣并不完全刚性，振动会在静子机匣上传递，再通过支承反作用于转子结构，从而形成转子各支承以及转子结构和静子结构相互影响的耦合振动，静子支承动刚度实际为刚度矩阵，采用静刚度则无法考虑交叉刚度的影响；
- 3) 安装节并不完全对称，带来了静子支承刚度的水平和垂直方向不对称，造成了转子支承刚度的不对称。

由于以上 3 个因素的综合作用，使得第 1 阶临界转速（低压涡轮俯仰振型）从 3089rpm 降至 2755rpm；第 2 阶临界转速（风扇俯仰）从 2611rpm 升至 2881rpm；第 3 阶临界转速（高压转子俯仰）从 12408rpm 升至 12669rpm。

2.4 本章小结

- 1) 基于带机匣的航空发动机转子试验器有限元模型，进行了整机模态测试，提出了一

种整机连接刚度智能优化方法,并基于整机模态测试对试验器的安装节刚度和支承刚度进行了智能辨识。基于前 3 阶固有频率、模态振型及测点频率响应函数,充分验证了辨识结果及整机模型的准确性。

2) 提出了一种改进的转子叶片建模方法——多级等效圆环法,建立了某型双转子大涵道比涡扇发动机的整机有限元模型。分析了高、低压转子的自由模态、高低压转子组合模态、以及静子系统振动模态,在此基础上,分析了该型航空发动机的整机临界转速。

3) 本章建立的两个发动机整机振动有限元模型为后文的整机耦合机理分析奠定了基础。

第三章 航空发动机整机固有耦合振动分析

3.1 引言

航空发动机结构由包括气动设计、振动设计在内的多种因素决定。其中振动设计是非常重要的环节。振动设计的最终目标是设计出一个在整个工作转速范围内避免过大振动的航空发动机，其关键在于使航空发动机在工作过程中可以避开临界转速，或者通过临界转速时由于转子不平衡等引起的振动、间隙损失都非常小。随着航空发动机技术的不断发展，人们总结出一系列航空发动机设计流程和准则，以指导航空发动机的设计。但是目前结构设计主要是依靠经验，缺乏一系列基于整机耦合动力学模型的量化指标。有鉴于此，本章基于航空发动机整机耦合动力学模型，根据航空发动机设计准则，提出了衡量转静耦合特性的无量纲参数，以期为航空发动机结构优化设计提供定量指标。

3.2 航空发动机设计准则

3.2.1 航空发动机设计流程

航空发动机的设计流程极其复杂，从计划到设计到定型往往要经历数十年。一般而言，航空发动机的设计分为三个阶段：探索性阶段、先期发展阶段和工程研制阶段^[203]，这三个研制阶段之间的关系如图 3.1 所示。

探索性阶段的任务是研究新的转子系统方案的可行性，主要是方案选择和初步设计。探索性阶段通常只涉及转子部件的评价，而不做部件之间相互影响的研究。该阶段的重点在于尽早弄清方案的关键问题，并确定关键技术参数，并不过多追求细节。在探索性阶段，往往仅分析转子/支承系统，不计入阻尼。轴承和支承刚度可根据过去的经验和类似的支承结构估算。在此阶段，大部分新的构思被排除，只有少部分对原始发明进行改进的构思通过验证被转入先期发展阶段。

先期发展阶段的任务是对探索性阶段认为可行的发动机转子系统方案进行验证，该阶段需要在真实的发动机或系统环境下评价全尺寸的部件，且重视各部件之间的耦合关系。该阶段需要考虑转子-支承-机匣-安装节（或台架）耦合系统。在这一阶段需要对结构参数进行调整和优化，对发动机进行结构完整性分析和评价。这一阶段是以仿真为主的阶段，在该阶段需要花费大量的人力物力对发动机的整机动力特性进行深入的分析、优化，最终才可以确定方案是否具备进入工程研制阶段的条件。在这一阶段也可能出现方案经过验证不适合工程研制阶段直接淘汰的结果。多数情况下，需要对某一个或者某几个方案进行设计修改或参数优化。在这一阶段中，验证方案是进入工程阶段的先期准备，这一阶段的充分与否，直接决定了工程研制阶段的成败，可以在最大程度上避免研制经费的损失。

工程研制阶段不同于探索性阶段和先期发展阶段，不关心方案的评价，只关心经过先期发展阶段论证的部件能否具体应用。这一阶段，要将经前两个阶段验证、考核过的转子系统及其零、部件应用于发动机原型机设计中，旨在满足发动机整机重量最轻、寿命期成本最低而又必须满足战术技术指标和可靠性、维修性的要求。该阶段应在发动机设计最终定案的气动布局、结构布局和结构环境条件下进行验证和考核试验，特别注意使用寿命和可靠性试验验证。在这一阶段，确定发动机的工作转速及双转子的两个转子的转速对应关系，并在飞行包线内对包括转子、支承、机匣、外部附件和发动机安装节的质量和刚性的系统进行分析。在进一步确定方案是否满足发动机设计要求、准则，并确定结构设计之后，将建立全尺寸的气动和结构试验器，在真实环境下对发动机进行结构环境验证，并验证工作寿命^[203]。

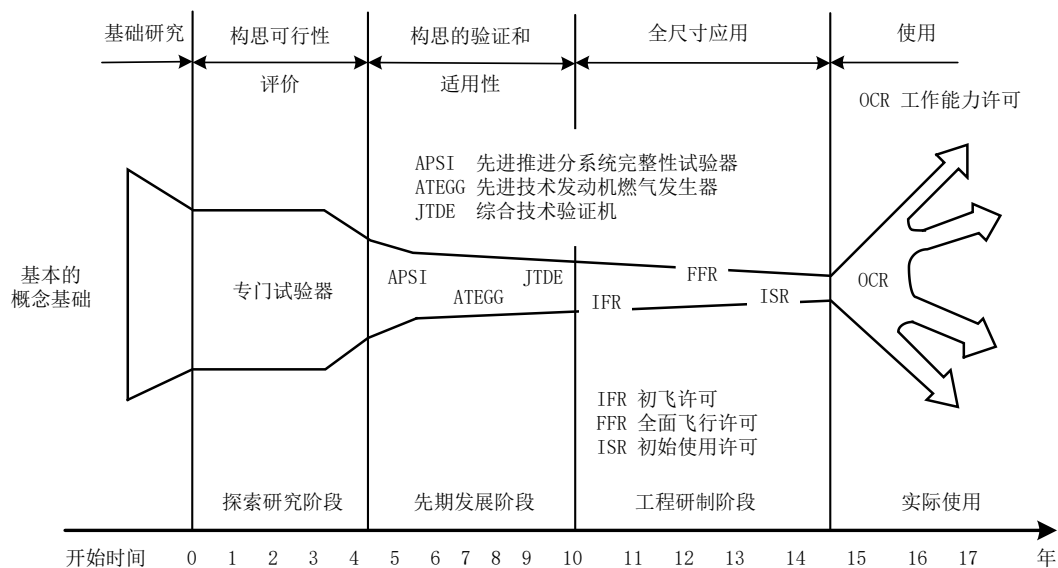


图 3.1 发动机结构 3 个主要研制阶段的演变过程

3.2.2 航空发动机结构设计准则

航空发动机设计过程极其复杂，随着设计水平的不断提高和设计经验的不断增加，已总结出较为完备的航空发动机结构设计准则。在各个阶段，所设计的结构均应满足设计准则。

《航空涡扇涡喷发动机结构设计准则》（下称《准则》）明确提出了一系列设计要求和准则，与转子系统相关的准则主要有：1) 允许的转子临界转速；2) 允许的转子弯曲应变能；3) 适当的转、静子间隙控制；4) 允许的支承结构载荷；5) 转子稳定性储备；6) 防止转动薄壁件共振；7) 防止气动弹性自激振动；8) 防止转动薄壁件外压屈曲；9) 防止屈服；10) 防止屈曲；11) 足够的高循环疲劳寿命；12) 足够的低循环疲劳寿命；13) 叶片飞出后轴应有足够的强度和变形限制^[205]。其中，与航空发动机整机振动和转子动力学相关的振动设计基本准则主要为前 5 项。

3.2.2.1 允许的转子临界转速

航空发动机设计过程中的首要任务是使得航空发动机的临界转速避开工作转速或者在

工作过程中能够平稳通过临界转速。准则要求:考虑转子-支承-机匣-安装节系统的临界转速,军机规定弯曲临界需高于最大工作转速,刚体振型临界转速置于慢车转速以下。《准则》明确规定航空发动机设计临界转速需满足以下要求:

- 1) 高于发动机工作转速的临界转速至少要高于最大工作转速 20%;
- 2) 低于发动机工作转速的转子临界转速要低于慢车转速 20%;
- 3) 台架共振和其他机匣支承型临界转速(共振频率)与慢车转速和工作转速之间的安全裕度也至少是 20%;
- 4) 安装节/发动机的平动、俯仰型临界转速要低于慢车转速 20%。

临界转速分析与转子-支承-机匣耦合系统的固有频率密切相关,随着薄壁机匣的广泛采用,机匣刚度大大降低,在整机耦合系统中,当机匣模态的周向波数为 1 时,将与转子产生弯曲耦合,在分析临界转速时不可忽略。因此需要采用能代表航空发动机真实结构,包含转子系统、支承、静子系统及安装节系统的整机耦合动力学模型。

在发动机设计的探索性阶段,临界转速的调整往往是通过调整轴承之间的距离,轴承/支承刚度,转子刚度和质量来实现。这一阶段需要确定刚度取值范围,根据实际方案考虑是否选择弹性支承。在发动机设计的先期发展阶段,需要对临界转速进行优化调整。按准则要求和安全裕度评定临界转速,与转子弯曲应变能一起进行评定,若工作转速以内的临界转速,其转子应变能大于总应变能的 20%-25%时,如不采取阻尼措施,则应调整支承刚度,转子刚度和质量。在发动机设计的工程研制阶段,需要确定最大转速,慢车转速和高低压转速关系。调整安装节刚度使整机固有频率(发动机平动、俯仰)在慢车转速以下。

实际计算时,对双转子航空发动机的临界转速计算方法为:1)在不考虑高低压转速关系的情况下,给定高压转子转速,计算不同低压转子转速下的固有频率,筛选动频曲线,挑选高压转子激励下的正进动线和反进动线。2)在不考虑高低压转速关系的情况下,给定低压转子转速,改变高压转速,筛选动频曲线,挑选低压转子激励下的正进动线和反进动线。3)代入高低压转速关系,得到最终的高低压转子激励的临界转速。

3.2.2.2 允许的转子弯曲应变能

在航空发动机运行过程中,弯曲模态的临界转速非常危险。由于制造加工及装配等因素,航空发动机经常会存在不平衡,弯曲振型将破坏转子系统在刚体振型平衡下的平衡状态,导致转子系统对不平衡激励非常敏感,在弯曲振型下,不平衡激励会引起很大的振动,导致转静间隙损失,引发转静碰摩故障。因此,为减小转子系统对不平衡振动的敏感度和避免转子系统自激振动的失稳,《准则》明确规定,转子在临界转速(或响应峰值转速)时的应变能应不超过转子-支承-机匣总应变能的 20%-25%,否则应加轴承阻尼器。

转子应变能与临界转速密切相关,应与临界转速同时进行计算分析;同时,利用模态(振型)分析方法可以确定发动机系统动态响应对转子不平衡的敏感性。

3.2.2.3 允许的转静间隙

《准则》指出：为获得最优的发动机性能，要求叶尖和封严间隙尽可能小；为使发动机安全可靠地工作，要求保持一定的轴向和轴间间隙。因此，要对航空发动机转静子的间隙进行控制。发动机转静子间隙控制是指对转静子轴向间隙、轴间间隙、封严间隙和转子叶尖与静子的径向间隙的控制。影响转静子间隙的因素有：转子离心力产生的变形、转静子热膨胀不一致产生的变形量差异、机动飞行引起的转静子变形、振动和喘振引起的转子变形和位移、制造公差、机匣椭圆、转静子不同心等。

转静子之间的摩擦会导致发动机性能恶化，因此，必须按“无摩擦”原则控制最小间隙，特别在设计点保持较小的叶尖和封严间隙。“无摩擦”原则即为在发动机工作包线内各点，最小尖叶和封严间隙应使转静子无摩擦（最小间隙 0.05mm）。如果因振动、喘振和机动飞行，过临界而引起间隙丧失，以至于发生转、静子之间的摩擦、磨损，将使得间隙变大，效率降低；引起部件损坏，发生故障。

对转静间隙的分析主要有以下方式：

1) 从临界转速分析得到转子和静子机匣的振型，判断哪些部位最有可能发生间隙丧失以致碰摩；

2) 强迫响应分析确定由振动引起的间隙变化量。主要考虑稳态不平衡响应、转子初始弯曲响应、喘振响应。

3) 机动飞行引起的转子、静子之间的间隙变化。载荷为以垂直于转子轴线 3.5rad/s 的角速度进而 1g 的惯性机动载荷；俯仰与偏航角速度为 1rad/s（矢量和为 1.4rad/s）的的机动载荷。

4) 还需要考虑轴承间隙、转子/静子的热膨胀和热变形，转子因转动离心力引起的叶片/盘径向伸长，机械加工和装配引起的偏心度。

影响转静间隙的正常因素：不平衡稳态响应、转子热弯曲响应、喘振载荷响应、机动载荷响应、机匣椭圆变形、热膨胀和热变形。重点在先期发展和工程研制阶段。重点考核：各临界转速点，慢车转速点，工作转速点，喘振发生的转速点。

3.3 航空发动机整机固有耦合振动特征的无量纲指标参数

在航空发动机设计过程中，对结构的调整很大程度上是依赖经验的，调整计算再调整再计算，循环往复，直到得到可接受的结果。这种方式试错成本较高，且不一定能搜索到全局最优结果。尤其在航空发动机的设计指标中，很多指标是相互影响甚至矛盾的，需要进行折中考虑，又给人工穷举和试错增加了难度。在航空发动机的设计过程中，采用智能优化算法可以很大程度的提高工作效率和精度，但是智能优化算法往往都有明确的优化目标，即需要把航空发动机的设计准则总结归纳成若干定量指标，为后续优化提供合理的优化目标。航空发动机设计涉及多方面和多学科领域，本文仅就与航空发动机整机振动及转子动力学相关的

结构设计要求,提出相关的无量纲特征参数及指标,以期实现发动机设计过程中的智能优化,满足发动机的振动设计要求

3.3.1 临界转速危险系数

3.3.1.1 指标定义

航空发动机运行过程中,会存在若干长时间停留的转速,称为工作转速。在工作转速附近的一定转速范围内存在临界转速是十分危险的,在设计上需要避免。如图 3.2 所示,假设设计转速范围内存在 m 个工作转速, W_j 为第 j 个工作转速,设 C_i 为第 i 阶临界转速。图中区域 j 为第 j 个工作转速 W_j 的裕度区域,即为 W_j 的临界转速危险区域,若任意一阶临界转速出现在该区域,将使得发动机以 W_j 工作时不安全。避开所有的区域 1、区域 2、...、区域 m 的区域为临界转速安全区域,即临界转速出现在这些区域时,航空发动机可以以设计的工作转速安全工作。事实上,某一阶临界转速的危险程度取决于它与距离它最近的一个工作转速的距离,由图 3.2 可以看出,该距离越远则该阶临界转速越安全,反之越危险。

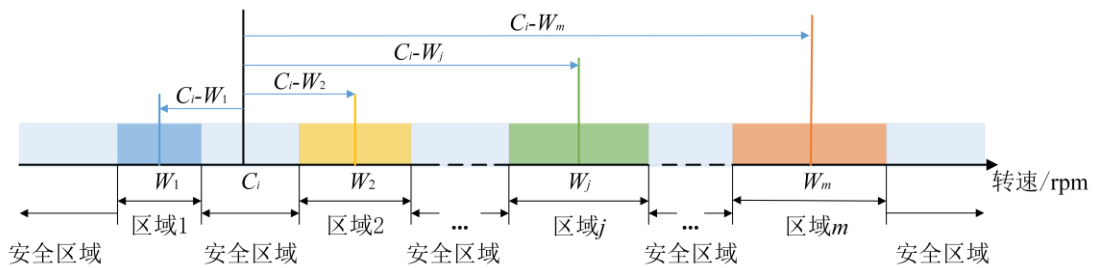


图 3.2 临界转速与工作转速关系示意图

有鉴于此,为了使任意一阶临界转速的危险程度可以被定量衡量和比较,本文定义临界转速危险系数,用以定量衡量临界转速的危险程度。定义第 i 阶临界转速的临界转速危险系数 S_i 为:

$$S_i = 1 - \min_{j=1}^m \left\{ \frac{|C_i - W_j|}{W_j} \right\}, \quad i=1,2,\dots,n \quad (3.1)$$

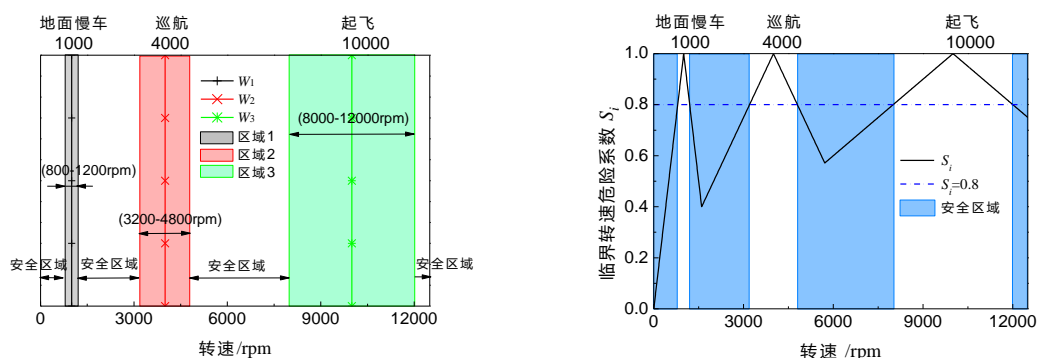
其中, C_i 为第 i 阶临界转速; W_j 为第 j 个工作转速,计算 C_i 对每一个工作转速的裕度,取 S_i 为 1 与所有裕度的最小值的差值。当 S_i 越大,表明 C_i 与 m 个工作转速中的某一个裕度越小,即该阶临界转速离某个工作转速越近,则该阶临界转速越危险,根据《准则》中对临界转速裕度的要求,各阶临界转速危险系数应不高于 0.8。

3.3.1.2 指标合理性分析及验证

对于单转子航空发动机,其临界转速危险系数较为清晰。以试验室带机匣的航空发动机转子试验器为例,说明单转子航空发动机临界转速危险系数。模拟实际航空发动机情况,设该试验器存在 3 个工作转速,分别为地面慢车转速 ($W_1=1000\text{rpm}$),巡航转速 ($W_2=4000\text{rpm}$),起飞转速 ($W_3=10000\text{rpm}$)。分析该试验器工作转速及允许的临界转速区域范围,如图 3.3

(a) 所示, 进一步分析其临界转速危险系数的变化趋势, 如图 3.3 (b) 所示。图中, W_1 为第 1 个工作转速, 区域 1 为第 1 个工作转速裕度区域, 以此类推, S_i 为第 i 阶临界转速危险系数。

分析转速范围 $[0,12500]$ rpm, 每个转速都存在一个裕度区域, 按照《准则》要求, 裕度区域为各工作转速的 80%-120%, 把整个转速分析范围划分成了若干个区域。由图 3.3 (a) 可知, 试验器临界转速安全区域为 $[0, 800) \cup (1200, 3200) \cup (4800, 8000) \cup (12000, +\infty)$ rpm, 处在该区间的临界转速符合《准则》规定, 在临界转速设计中可以被接受。取临界转速范围为 $[0,12500]$ rpm, 每 5rpm 计算一次临界转速危险系数 S_i , 如图 3.3 (b) 所示。对应观察图 3.3 (a) 和 (b), 位于图 3.3 (a) 中各工作裕度区域 (即图中区域 1、区域 2 和区域 3) 内的转速点在图 3.3 (b) 中的临界转速危险系数均高于 0.8, 为不符合《准则》规定的危险临界转速, 位于图 3.3 (a) 中安全区域内的转速点在图 3.3 (b) 中的临界转速危险系数均低于 0.8, 表明该临界转速相对于设计工作转速安全, 该临界转速设计可行。图 3.3 (b) 中的各工作转速对应的临界转速危险系数等于 1, 此时临界转速危险程度最高, 且越靠近工作转速的临界转速 S_i 也越高, 即为该临界转速越危险, 远离越多则 S_i 越小, 也越安全, 符合常识和规律。



(a) 工作转速及转速区域

(b) 临界转速危险系数规律

图 3.3 带机匣的航空发动机转子试验器工作转速及临界转速危险系数规律

对于双转子系统, 由于存在两个转子使得情况更为复杂。高压转子和低压转子存在一定的转速关系, 实际航空发动机按照高低压转子转速共同工作线运行。每一阶临界转速均有两个转速, 即低 (高) 压临界转速以及按转速共同工作线对应的高 (低) 压临界转速。同样地, 工作转速也存在低压转子工作转速和高压转子工作转速, 低压转子和高压转子的的工作转速也遵从高低压转子转速共同工作线。为说明双转子航空发动机的临界转速危险系数, 以某型高涵道比双转子航空发动机为例, 分析其工作转速与临界转速安全区域, 如图 3.4 (a)、(b)、(c) 所示, 进一步分析其临界转速危险系数的变化趋势, 如图 3.4 (d) 所示。图中, W_{1L} 为第 1 个低压转子工作转速, W_{1H} 为第 1 个高压转子工作转速, 区域 1 为第 1 个工作转速裕度区域, 以此类推, S_i 为第 i 阶临界转速危险系数, S_{iL} 为第 i 阶低压转子临界转速危险系数, S_{iH} 为第 i 阶高压转子临界转速危险系数。

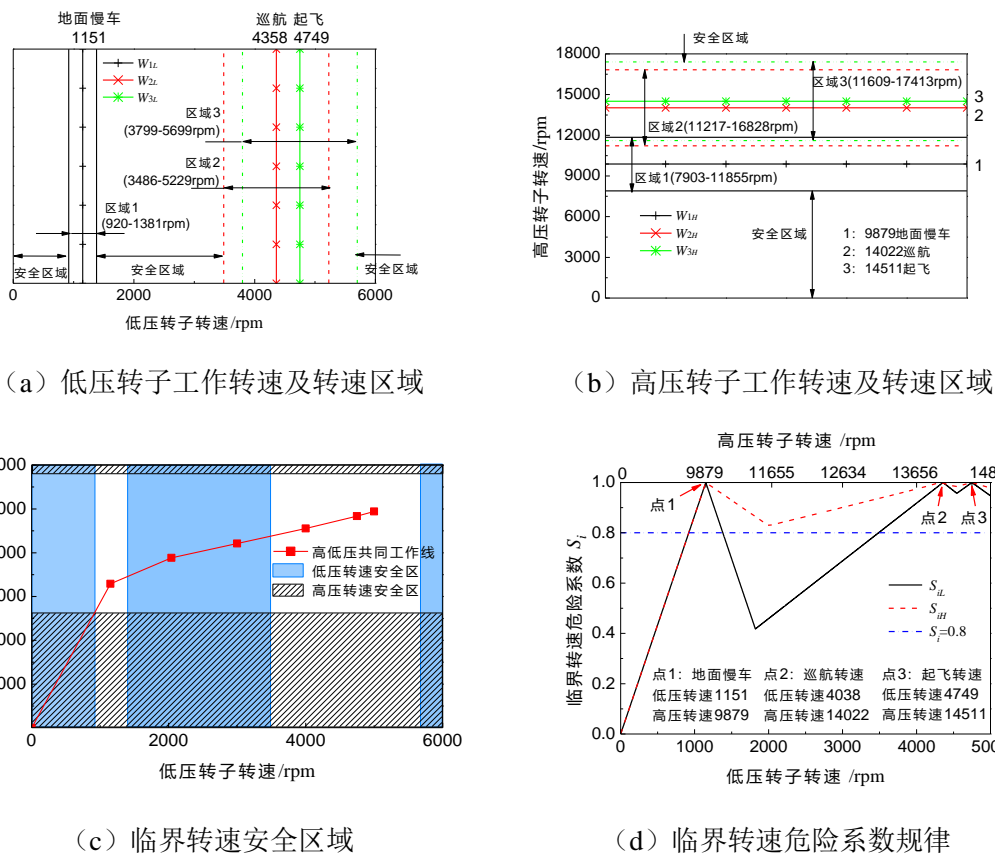


图 3.4 某型大涵道比双转子航空发动机工作转速及临界转速危险系数规律

该型航空发动机共有 3 个工作转速,分别为地面慢车转速(低压转子转速 $W_{1L}=1151\text{rpm}$, 高压转子转速 $W_{1H}=9879\text{rpm}$), 巡航转速(低压转子转速 $W_{2L}=4358\text{rpm}$, 高压转子转速 $W_{2H}=14022\text{rpm}$), 起飞转速(低压转子转速 $W_{3L}=4749\text{rpm}$, 高压转子转速 $W_{3H}=14511\text{rpm}$)。每个转速都存在一个裕度区域,按照《准则》要求,裕度区域为各工作转速的 80%-120%。把整个转速分析范围划分成了若干个区域。图 3.4 (a)、(b) 分别为某型航空发动机低压、高压转子转速的区域分布,由图可知,对于低压转子临界转速安全区域为 $[0, 920) \cup (1381, 3486) \cup (5699, +\infty) \text{rpm}$, 高压转子临界转速安全区域为 $[0, 7903) \cup (17413, +\infty) \text{rpm}$ 。将低压转子和高压转子的临界转速安全区域进行叠加,重合区域即为该型航空发动机的安全临界转速区域,由于高压转子和低压转子的转速符合高低压转子转速共同工作线规律,如图 3.4 (c) 中所示,处于重叠区域的共同工作线上的转速点为某型航空发动机的临界转速可行转速。考虑高低压转子转速共同工作线,取低压转子临界转速为 $[0, 5000]\text{rpm}$, 计算每一个低压转子临界转速的危险系数 S_{iL} 。同时,按照共同工作线,每一个低压转子临界转速,对应一个高压转子临界转速,计算每一个高压转子临界转速危险系数 S_{iH} , 如图 3.4 (d) 所示。对应观察图 3.4 (a)、(b) 和 (d) 可以发现,位于图 3.4 (a) 和 (b) 中各工作裕度区域内的转速点在图 3.4 (d) 中的临界转速危险系数均高于 0.8, 为不符合《准则》规定的危险临界转速,位于图 3.4 (a) 和 (b) 中安全区域内的转速点在图 3.4 (d) 中的临界转速危险系数均低于 0.8, 表明该临界转速相对于设计工作转速安全,该临界转速设计可行。对应

图 3.4 (c) 可知, 图 3.4 (c) 中位于高低压转子临界转速安全区域的重叠区域中的共同工作线上的临界转速可行点, 与图 3.4 (d) 中 S_{iL} 和 S_{iH} 均低于 0.8 的转速范围一致, 均为 [0, 920) rpm, 按照工作转速与临界转速关系分析得到的临界转速可行点, 与按照本章定义的临界转速危险系数分析得到的转速结果一致。此外, 图 3.4 (d) 中的转速点 1、点 2 及点 3, 临界转速危险系数等于 1, 此临界转速危险程度最高, 这 3 个点即为 3 个工作转速, 即为临界转速等于工作转速时最为危险, 符合常识和规律。

综上所述, 本章定义的临界转速危险系数合理, 适用于单转子系统和双转子系统, 可以用于评价任一临界转速相对于给定工作转速的危险程度。

3.3.2 转子应变能危险系数

3.3.2.1 指标定义

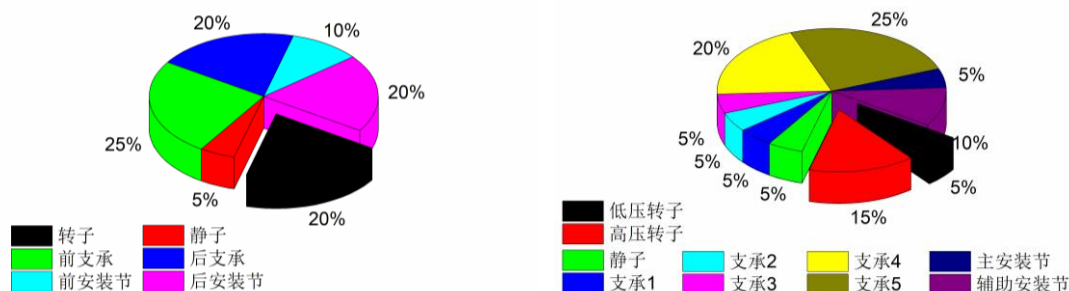
《准则》明确规定, 转子弯曲应变能小于该振型的发动机总应变能的 20%-25%。本文引入转子应变能危险系数, 定义第 i 阶模态振型的转子应变能危险系数 B_i 为:

$$B_i = \frac{E_{ri}}{E_{wi}} \quad (3.2)$$

其中, B_i 为第 i 阶模态振型的转子应变能危险系数; E_{ri} 为第 i 阶模态振型中的转子弯曲应变能, E_{wi} 为第 i 阶模态振型包含安装节、静子结构、支承及转子结构在内的发动机总应变能。当 B_i 越大, 该阶模态振型越危险, 根据航空发动机设计过程中对转子弯曲应变的要求, 各阶转子应变能危险系数均应小于 0.2~0.25。

3.3.2.2 指标合理性分析

为直观说明转子弯曲应变能危险系数, 考虑单转子航空发动机和双转子航空发动机的情况, 采用示意图表示航空发动机整机应变能的分布比例, 分别如图 3.5 (a) 和 (b) 所示。



(a) 单转子

(b) 双转子

图 3.5 航空发动机某阶模态下转子应变能分布示意图

对于单转子航空发动机, 以带机匣的航空发动机转子试验器为例, 该试验器主要结构有转子、静子、前支承、后支承、前安装节和后安装节。假设其某阶模态振型下的应变能分布如图 3.5 (a) 所示, 在该阶振型下, 整机应变能为 1, 转子应变能占整机应变能的 20%, 该

阶模态的转子应变能危险系数为 0.2。可以看出在该阶振型下，前支承和后支承分别承受了 25% 和 20% 的应变能，前安装节和后安装节分别承受了 10% 和 20% 的应变能。

对于双转子航空发动机，以某型大涵道比双转子航空发动机为例。该型航空发动机主要结构有：低压转子、高压转子、静子、支承 1-5、主安装节及辅助安装节。假设某阶模态振型下的应变能分布如图 3.5 (b) 所示，在该阶振型下，整机应变能为 1，低压转子应变能占整机应变能的 5%，该阶模态的转子应变能危险系数为 0.05；高压转子应变能占整机应变能的 15%，该阶模态的转子应变能危险系数为 0.15。5 个支承承受了 60% 的应变能，其中支承 4 和支承 5 分别承受了 20% 和 25% 的应变能。主安装节和辅助安装节分别承受了 5% 和 10% 的应变能。

事实上设计时，希望更多的应变能集中在支承上，以确保转子结构及静子结构的变形尽可能小。但是，从强度角度，支承可以承受的应变能不可能无边无际，因此需要对应变能分布进行合理设计，在强度允许下使得转子及静子结构承受的应变能尽可能少。由于转子为旋转结构，且存在不平衡等激励，在航空发动机运行过程中，转子的弯曲振型将破坏转子系统在刚体振型平衡下的平衡状态，导致转子系统对不平衡激励非常敏感，在弯曲振型下，不平衡激励会引起很大的振动，进而引发故障，且弯曲程度越大，即转子弯曲应变能占整机应变能的比例越高，该阶振型则越危险。配合《准则》要求，此处提出转子应变能危险系数，以期定量衡量任意一阶模态振型下，转子弯曲振型的危险程度，为减小转子系统对不平衡振动的敏感度和避免转子系统自激振动失稳的设计提供基础。

3.3.3 截面转静碰摩危险系数

3.3.3.1 指标定义

为了研究截面转静振型协调问题，定量比较截面转静碰摩危险程度，定义第 i 阶模态下截面 j 的截面转静碰摩系数 T_{ij} 为，

$$T_{ij} = \frac{|R_{ij} - S_{ij}|}{\text{Max}_j |R_{ij}| + \text{Max}_j |S_{ij}|} \quad (3.3)$$

其中， S_{ij} 为第 i 阶模态振型中， j 截面处静子模态振型分量； R_{ij} 为第 i 阶模态振型中， j 截面处转子模态振型分量； $\text{Max}_j |R_{ij}|$ 为第 i 阶模态振型各截面转子模态振型分量最大值， $\text{Max}_j |S_{ij}|$ 为第 i 阶模态振型各截面静子模态振型分量最大值。式 (3.3) 可用于比较同一阶模态振型中各截面转静碰摩危险程度。截面转静碰摩危险系数越大，则该截面转静碰摩危险程度越高。

3.3.3.2 指标合理性分析及验证

航空发动机运行时，某一时刻的转静间隙值等于该时刻叶片叶尖与机匣内壁的最近距离，转静间隙的方向是由距离最近的两点组成的直线与水平方向的夹角。任一时刻，任一截面的转子各叶尖和机匣内壁之间的转静间隙并不相同，形成一个转静间隙场。实际运行中，

影响转静间隙场的是转子结构和静子结构的位移响应。实际位移响应为模态叠加，由激励等多种因素决定，在不同的转速下并不相同。在临界转速下，该阶模态振型被激发，转子和静子结构不协调的模态振型很容易造成转静碰摩，从而引发故障。在设计中，需要从临界转速分析得到转子和静子机匣的振型，判断哪些部位最有可能发生间隙丧失以致碰摩，以实现转子和静子结构的振型协调设计。

对于静子机匣，其主要变形形式与薄壁圆筒类似，常见的模态振型主要有弯曲以及径向变形，以某型双转子航空发动机静子结构为例，除去前6阶刚体模态振型，其前4阶自由模态如图3.6所示。由图可知，静子机匣的振动在截面上主要有三种表现形式：径向变形、整圈刚性运动以及两种形式的结合。

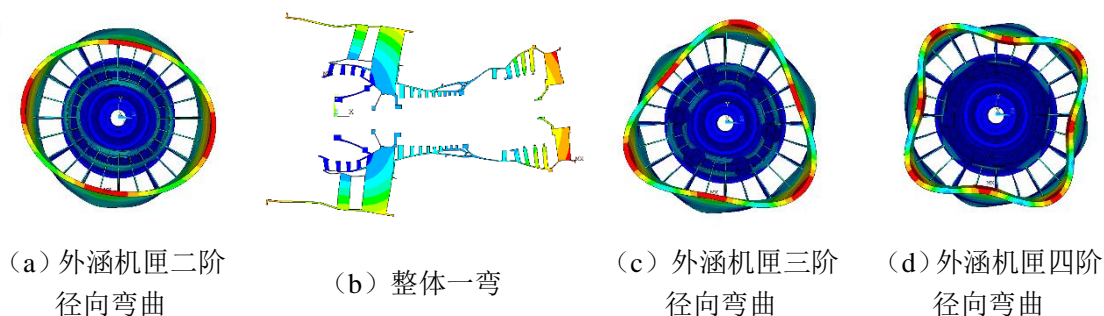


图 3.6 某型双转子航空发动机静子结构自由振动模态形式

轮盘的振动形式主要包括伞形振动、扇形振动以及两者组合的复合振动，并不会发生可以影响截面转静间隙的径向变形。因此，对整机模态而言，截面模态振型通常有几种常见形式，如图3.7所示。图3.7(a)为静止状态下截面上转子和静子结构的相对位置，理想状态下，转静间隙是均匀的；图3.7(b)是转子和静子结构发生相对位移的情况；图3.7(c)为截面上的静子机匣发生径向变形的情况。实际上，图3.7(b)、(c)的情况可以单独出现或者组合出现。

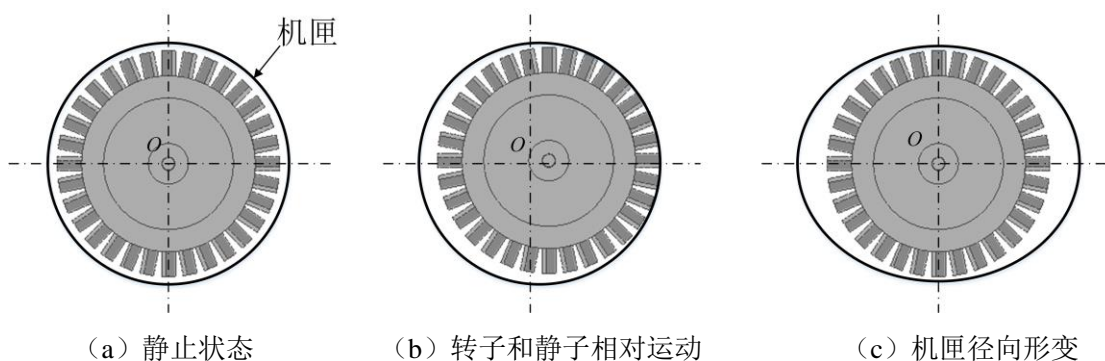


图 3.7 截面转子静子示意图

本文提出的截面转静碰摩危险系数，对不同的模型均可进行计算。在采用梁模型建模时，由于无法模拟静子机匣和转子叶盘的变形，其转子和静子结构的相对运动形式如图3.7(b)所示，其截面的转静间隙变化量可表示为转子结构和静子结构的形心的矢量差。设静止情况下， j 截面转子叶盘形心和静子机匣形心重合，如图3.8中 O 点。在第 i 阶模态振型中， j 截面的转子叶盘形心位置为 O_r ，静子机匣形心位置为 O_s 。对应公式(3.3)， $R_{ij}=\vec{r}_1$ ， $S_{ij}=\vec{r}_2$ ，

则 $R_{ij}-S_{ij}=\vec{r}_3=\vec{r}_1-\vec{r}_2$ ， $|R_{ij}-S_{ij}|=|\vec{r}_1-\vec{r}_2|=\sqrt{(y_1-y_2)^2+(z_1-z_2)^2}$ 。

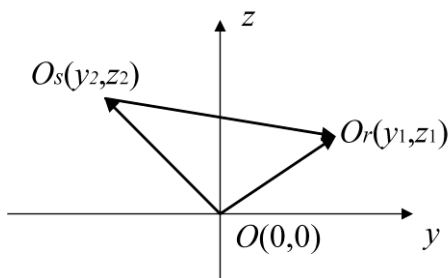


图 3.8 转子和静子形心相对运动示意图

对于三维模型，可以考虑静子机匣和叶盘的变形，可以得到准确的转静间隙场。每次计算可以获得准确的每个转子叶片叶尖和与其对应的静子机匣节点的模态位移分量。采用三维模型进行计算时，对应公式 (3.3)，取每个叶片叶尖的节点和与它对应的静子机匣上的节点模态振型位移分量，计算整圈的叶尖和机匣相对位移 $|R_{ij}-S_{ij}|$ ，取整圈中转子和静子相对位移的最大值为 $|R_{ij}-S_{ij}|$ ，代入公式 (3.3)，可以计算得到该截面转静碰摩危险系数。

3.4 带机匣的转子试验器固有耦合特性无量纲参数评估

3.4.1 临界转速危险系数计算

根据第二章建立的带机匣的航空发动机转子试验器，计算其临界转速。由于试验器并没有确定的工作转速，因此规定其慢车转速 $W_1=1000\text{rpm}$ ，巡航转速 $W_2=4000\text{rpm}$ ，最大转速 $W_3=10000\text{rpm}$ ，然后计算各阶临界转速裕度（即为 $|C_i - W_j|/W_j$ ），进而得到各阶临界转速危险系数。各阶临界转速危险系数计算过程及结果如表 3.1 所示。

表 3.1 试验器各阶临界转速危险系数

| 阶次 i | C_i/rpm | $ C_i - W_j /W_j$ | | | $\text{Min}_j \left\{ \frac{ C_i - W_j }{W_j} \right\}$ | S_i |
|--------|------------------|-------------------|---------|---------|---|-------|
| | | 对 W_1 | 对 W_2 | 对 W_3 | | |
| 1 | 2294 | 1.294 | 0.427 | 0.7706 | 0.427 | 0.573 |
| 2 | 2780 | 1.781 | 0.305 | 0.722 | 0.305 | 0.695 |
| 3 | 6777 | 5.777 | 0.694 | 0.322 | 0.322 | 0.678 |

由表 3.1 的计算结果可以看出，3 阶临界转速相对于慢车、巡航、最大转速的裕度均大于 0.2，各阶临界转速危险系数均小于 0.8，符合结构设计要求准则。

3.4.2 转子应变能危险系数计算

在各阶临界转速对应的模态下进行了应变能分析，应变能分布可以反映该转速下系统中能量的分布情况，从来判断出系统的薄弱环节。试验器前 3 阶临界转速下的模态振型中转子、静子、各支承及前、后安装节应变能百分比如表 3.2 所示，其中 E_{wi} 是第 i 阶临界转速下的模态振型的整机总应变能， B_i 表示第 i 阶临界转速下的模态振型的转子应变能所占比例，即

为该阶转子应变能危险系数。

表 3.2 试验器各阶应变能分布

| 阶次 i | E_{wi}/J | B_i | 应变能比例/% | | | | |
|--------|------------|-------|---------|------|-------|-------|-------|
| | | | 静子 | 前安装节 | 后安装节 | 前支承 | 后支承 |
| 1 | 28848 | 1.38 | 0.81 | 0.77 | 40.03 | 8.65 | 48.36 |
| 2 | 42389 | 2.40 | 0.53 | 6.51 | 4.33 | 80.93 | 5.30 |
| 3 | 251870 | 97.75 | 0.02 | 0.39 | 0.05 | 0.74 | 1.05 |

从表 3.2 的计算结果可以得出如下结论：

1) 第 1 阶临界转速下的模态振型表现为转子俯仰，静子俯仰，如图 3.9 所示。该阶模态中，转子应变能仅占 1.38%，符合应变能规定要求。应变能主要集中于后安装节和后支承，占到总应变能的 88%，主要是由于该阶振型转子涡轮端和静子后安装节处均发生了较大振动，后支承和后安装节几乎等分了这部分能量，后安装节刚度较弱，分担了后支承的能量，对后支承起到了一定的保护作用。在该阶临界转速时，需要注意后支承及后安装节的载荷，及其结构疲劳寿命。

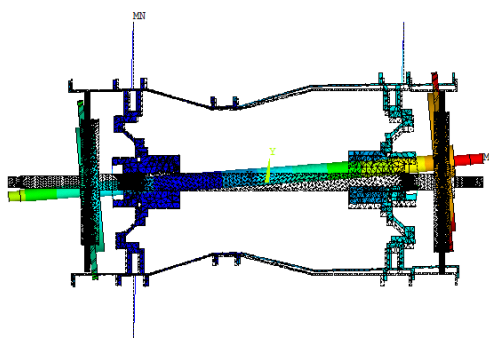


图 3.9 第 1 阶临界转速模态振型

2) 第 2 阶临界转速下的模态振型表现为转子平动，且压气机端转子位移较大，如图 3.10 所示。该阶模态中，转子应变能仅占 2.40%，符合应变能规定要求。应变能主要集中于前支承，占到总应变能的 80.93%，主要是由于该阶振型转子压气机端振动较大，且前安装节刚度较强，未能有效分担，故能量集中在前支承。在该阶临界转速时，需要注意前支承载荷及其结构疲劳寿命。

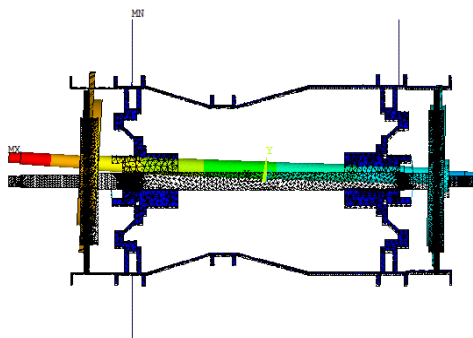


图 3.10 第 2 阶临界转速模态振型

3) 第3阶临界转速下的模态振型表现为转子弯曲,如图3.11所示。该阶模态中,转子承受了总应变能的97.75%,严重不符合应变能规定要求。该阶临界转速下将对转子不平衡极其敏感,事实上,在日常试验过程中,从未达到该阶临界,正常工作转速最高仅达到5000rpm,在5000rpm时已经产生较大振动,试验器难以通过第3阶临界转速。

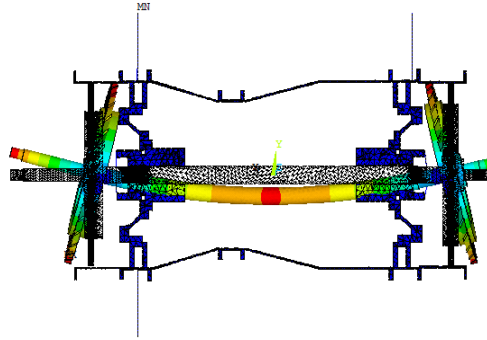


图 3.11 第3阶临界转速模态振型

3.4.3 截面转静碰摩危险系数计算

提取各关键截面整圈转子叶尖及对应静子机匣位置的模态位移,进而计算得到各截面处的转子叶片和静子机匣的最小相对位移。本文中考虑2个关键截面,即为压气机截面和涡轮截面。按照公式(3.3)计算各模态振型下各截面的转静碰摩危险系数,如表3.3所示。表中截面1和2分别为压气机截面和涡轮截面。

表 3.3 试验器截面转静碰摩危险系数

| 阶次 i | $Max_j R_{ij} +$ $Max_j S_{ij} $ | $ R_{ij} - S_{ij} $ | | T_{ij} | |
|--------|--|---------------------|-------|----------|---------|
| | | 截面 1 | 截面 2 | 截面 1 | 截面 2 |
| 1 | 20.826 | 0.454 | 0.942 | 0.0218 | 0.0452 |
| 2 | 14.736 | 0.753 | 0.137 | 0.0511 | 0.00927 |
| 3 | 14.667 | 0.154 | 0.077 | 0.0105 | 0.00523 |

由表3.3的计算结果可以得出如下结论:

1) 第1阶临界转速模态振型下,压气机截面转静相对位移较小,其碰摩危险系数也较小,表明其碰摩危险较小。涡轮截面的碰摩危险系数相对于压气机截面较高,主要是由于在该阶振型下,涡轮端转子振动较大,静子振动较小,存在一定程度的转静振型不协调导致的。

2) 第2阶临界转速模态振型下,压气机截面转静相对位移较大,其转静碰摩危险相对于涡轮截面较高,主要是由于该阶振型下,压气机端转子振动较大,压气机端静子由于前安装节较强的约束,振动非常小,导致该阶振型下,该截面转静碰摩危险系数较高。

3) 第3阶临界转速模态振型下,压气机截面和涡轮截面的转静相对位移均较小,相应的,2个截面的转静碰摩危险较小,其转静碰摩危险系数也较低。主要是由于该阶振型为转子弯曲,2个截面转子位置均靠近节点位置,振动较小,静子结构几乎不振动,因此截面转

静碰摩危险较小。

3.5 典型高道比双转子涡扇发动机固有耦合特性无量纲参数评估

3.5.1 临界转速危险系数计算

根据第二章计算得到的某型大涵道比双转子涡扇发动机的临界转速,计算各阶临界转速裕度(即为 $|C_i - W_j|/W_j$),进而得到各阶临界转速危险系数。其中,下标 L 意为低压转子, H 意为高压转子,例如 C_{iL} 即为第 i 阶低压转子临界转速, C_{iH} 即为第 i 阶高压转子临界转速计算,以此类推。 W_{1L} 表示低压转子慢车转速为1151rpm, W_{2L} 表示低压转子巡航转速为4358rpm, W_{3L} 表示低压转子最大转速为4794rpm, W_{1H} 、 W_{2H} 和 W_{3H} 分别为高压转子慢车、巡航和最大转速,依次为9879rpm、14022rpm和14511rpm。各阶低压临界转速危险系数和高压临界转速危险系数的计算过程及结果如表3.4和表3.5所示。

表 3.4 某型航空发动机各阶低压临界转速危险系数

| 阶次 | C_{iL}/rpm | $ C_{iL} - W_{jL} /W_{jL}$ | | | $\text{Min}_j \left\{ \frac{ C_{iL} - W_{jL} }{W_{jL}} \right\}$ | S_{iL} |
|----|---------------------|----------------------------|------------|------------|--|----------|
| | | 对 W_{1L} | 对 W_{2L} | 对 W_{3L} | | |
| 1 | 2755 | 1.394 | 0.368 | 0.420 | 0.368 | 0.632 |
| 2 | 2881 | 1.503 | 0.339 | 0.393 | 0.339 | 0.661 |
| 3 | 3034 | 1.636 | 0.304 | 0.361 | 0.304 | 0.696 |

表 3.5 某型航空发动机各阶高压临界转速危险系数

| 阶次 | C_{iH}/rpm | $ C_{iH} - W_{jH} /W_{jH}$ | | | $\text{Min}_j \left\{ \frac{ C_{iH} - W_{jH} }{W_{jH}} \right\}$ | S_{iH} |
|----|---------------------|----------------------------|------------|------------|--|----------|
| | | 对 W_{1H} | 对 W_{2H} | 对 W_{3H} | | |
| 1 | 12384 | 0.254 | 0.117 | 0.147 | 0.117 | 0.883 |
| 2 | 12512 | 0.267 | 0.108 | 0.138 | 0.108 | 0.892 |
| 3 | 12669 | 0.282 | 0.096 | 0.127 | 0.096 | 0.904 |

由表3.4和表3.5的计算结果可以得出如下结论:

1) 3阶低压转子临界转速相对于慢车、巡航、最大转速的裕度均大于0.2,各阶临界转速危险系数均小于0.8,符合结构设计要求准则;

2) 3阶高压转子临界转速相对于慢车转速的裕度大于0.2,临界转速危险系数小于0.8,相对巡航和最大转速的裕度均小于0.2,临界转速危险系数大于0.8,其中尤其以第3阶高压转子临界转速最为危险,临界转速危险系数达到0.9,其安全性应在整机试验中进一步验证。

3.5.2 转子应变能危险系数计算

在各阶临界转速对应的模态下进行了应变能分析,应变能分布可以反映该转速下系统中能量的分布情况,从来判断出系统的薄弱环节。低压激励下的2阶临界转速与高压激励下的1阶临界转速对应的各支承、高低压转子与安装节应变能百分比如表3.6所示,其中 E_{wi} 是

第 i 阶临界转速下的模态振型的整机总应变能, B_{iL} 表示第 i 阶临界转速下的模态振型的低压转子应变能所占比例, 即为该阶低压转子应变能危险系数, 同理 B_{iH} 表示第 i 阶临界转速下的模态振型的高压转子应变能危险系数。

表 3.6 某型航空发动机各阶应变能分布

| 阶次 | E_{wi}/J | 应变能比例/% | | | | | | | | | |
|----|------------|----------|----------|-------|----------|-----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | | B_{iL} | B_{iH} | 静子 | 主安 装节 | 辅助安 装节 | 1号 支承 | 2号 支承 | 3号 支承 | 4号 支承 | 5号 支承 |
| 1 | 24106 | 73.40 | 6.38 | 1.36 | 0.11 | 0.12 | 1.58 | 0.80 | 1.63 | 0.65 | 13.99 |
| 2 | 45433 | 51.44 | 0.11 | 10.13 | 1.67 | 0.02 | 24.08 | 12.13 | 0.07 | 0.05 | 0.31 |
| 3 | 551032 | 24.07 | 21.89 | 14.69 | 4.59 | 0.53 | 0.21 | 0.03 | 12.27 | 20.06 | 1.66 |

从表 3.6 的计算结果可以得出如下结论:

1) 低压激励的第 1 阶临界转速 ($N1=2755\text{rpm}$, $N2=12384\text{rpm}$) 下的模态振型表现为低压转子轴段 1 弯, 低压涡轮俯仰, 高压转子俯仰, 如图 3.12 所示。该阶模态中, 73.40% 的应变能集中于低压转子上, 应变能超过规定标准, 该阶振型对于低压转子不平衡将非常敏感, 但是发生弯曲的低压涡轮转子为整体结构, 在一定程度上避免了轴的损伤, 但是需要严格控制其振动幅值, 并充分考虑轴的疲劳寿命, 在后期的计算和测试中应进行进一步的校核。其次, 该阶振型中, 5 号支承的应变能比例达到 13.99%, 主要是由于该阶振型存在低压涡轮俯仰导致的, 也要注意该支承轴承的疲劳寿命。

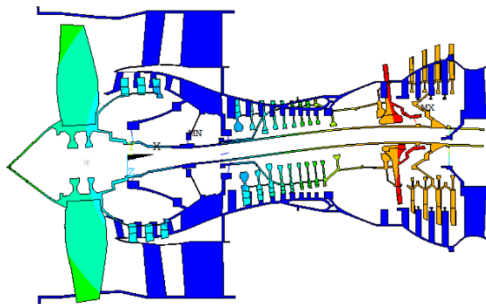


图 3.12 某型航空发动机第 1 阶临界转速模态振型

2) 低压激励的第 2 阶临界转速 ($N1=2881\text{rpm}$, $N2=12512\text{rpm}$) 下的模态振型主要表现为风扇俯仰, 如图 3.13 所示。应变能有 51.44% 集中于低压转子, 主要分布在低压风扇转子上, 该阶模态下, 风扇对于不平衡将十分敏感, 要严格控制其动平衡及振动幅值。其次 1 号支承承受了 24.08%。2 号支承承受了 12.13% 的应变能, 在该阶模态中, 风扇转子和低压涡轮转子连接处的结构强度应引起足够的重视。值得注意的是, 静子结构承受了 10.13% 的应变能, 主要是由于 1 号支承和 2 号支承在静子结构上, 发生了一些能量传递, 在一定程度上缓解了低压风扇转子和 1、2 号支承的能量集中, 有利于整机结构振动的稳定性。

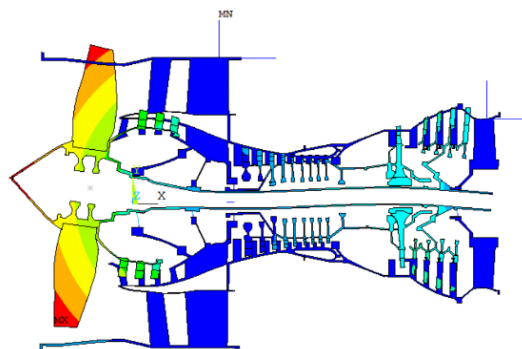


图 3.13 某型航空发动机第 2 阶临界转速模态振型

3) 高压激励的临界转速 ($N_1=3034\text{rpm}$, $N_2=12669\text{rpm}$) 下的模态振型表现为低压转子 2 阶弯曲, 低压涡轮俯仰, 高压转子俯仰, 如图 3.14 所示。在该阶模态中, 24.07% 的应变能集中于低压转子, 21.89% 集中于高压转子, 高低压转子基本满足临界转速下转子应变能低于 20%-25% 的要求。此外分别有 12.27% 和 20.06% 分布于 3 号支承与 4 号支承; 这一阶模态振型中需要关注支承 3 和支承 4 的载荷。该阶振型中, 静子结构承受了 14.69% 的应变能, 分布于内外涵机匣, 在一定程度上缓解了转子及支承的受载。

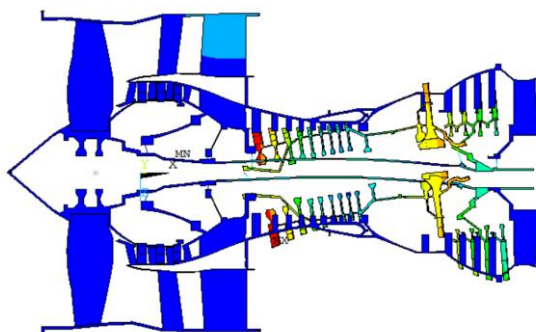


图 3.14 某型航空发动机第 3 阶临界转速模态振型

3.5.3 截面转静碰摩危险系数计算

提取各关键截面转子叶尖及对应静子机匣位置的模态位移, 以低压转子整流锥最顶端节点 (记为 1 号节点) 的模态位移为 1, 对每个振型进行归一化进而计算得到各截面处的转子叶片和静子机匣的最小相对位移。本文中考虑 5 个关键截面, 取分母为各阶次模态下的 5 个截面中转子模态位移最大值和静子模态振型位移最大值之和, 按照公式 (3.3) 计算各模态振型下各截面的转静碰摩危险系数, 如表 3.7 所示。表中截面 1-5 分别为风扇截面、第 1 级增压级截面、第 1 级高压压气机截面、高压涡轮截面和第 4 级低压涡轮截面, 各截面位置如图 3.15 所示。

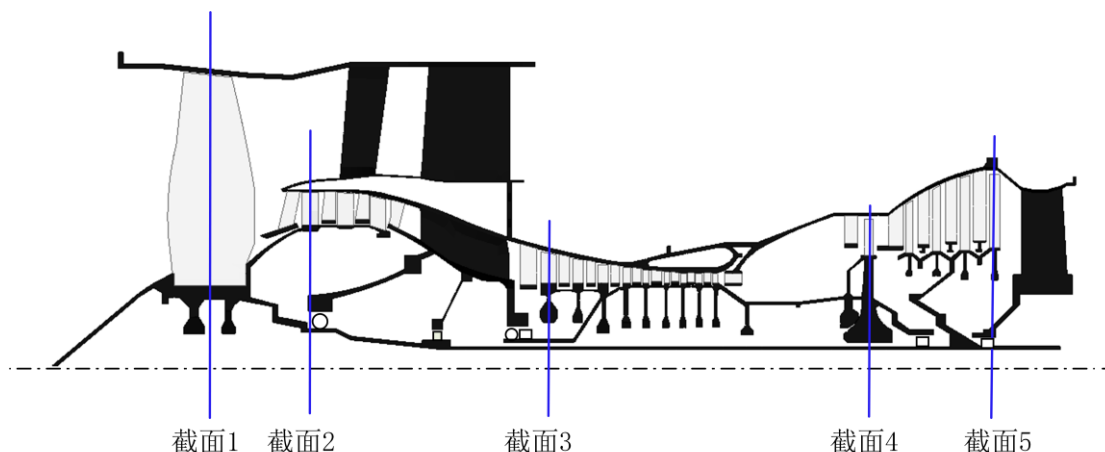


图 3.15 某型双转子航空发动机关键截面位置

表 3.7 某型航空发动机截面转静碰摩危险系数

| 阶次 | $Max_j R_{ij} _+$ | $ R_{ij} - S_{ij} $ | | | | | T_{ij} | | | | |
|----|--------------------|---------------------|-------|--------|--------|--------|----------|-------|-------|-------|-------|
| | | 截面 1 | 截面 2 | 截面 3 | 截面 4 | 截面 5 | 截面 1 | 截面 2 | 截面 3 | 截面 4 | 截面 5 |
| 1 | 59.388 | 0.601 | 0.277 | 0.286 | 2.860 | 1.021 | 0.010 | 0.005 | 0.005 | 0.048 | 0.017 |
| 2 | 4.805 | 0.653 | 0.366 | 0.025 | 0.097 | 0.072 | 0.136 | 0.076 | 0.005 | 0.021 | 0.015 |
| 3 | 221.873 | 8.112 | 6.555 | 27.438 | 20.757 | 17.328 | 0.037 | 0.030 | 0.124 | 0.094 | 0.078 |

由表 3.7 某型航空发动机截面转静碰摩危险系数的计算结果，可以分析得出如下结论：

1) 第 1 阶临界转速对应的低压涡轮俯仰、低压转子轴端 1 弯，同时高压转子俯仰的模态振型下，截面 4 和截面 5 转静碰摩危险系数较大，表明该阶振型下，高压涡轮截面和第 4 级低压涡轮截面转静碰摩危险程度较高，符合该振型的特征。

2) 第 2 阶临界转速对应的风扇俯仰模态振型下，截面 1 和截面 2 转静碰摩危险系数最高，表明该振型下，风扇截面及第 1 阶第 1 级增压级截面转子和静子碰摩危险程度较高，符合该阶振型特征。

3) 第 3 阶临界转速对应的高压转子俯仰、低压转子 2 弯、低压涡轮俯仰模态振型下，截面 3 和截面 4 转静碰摩危险系数最高，表明该振型下，第 1 级高压压气机截面和高压涡轮截面转子和静子碰摩危险程度较高，符合该阶振型特征。

3.6 本章小结

本章介绍了航空发动机设计流程和准则，根据航空发动机设计准则，提出了 3 个与航空发动机整机振动和转子动力学相关的振动设计无量纲参数。以带机匣的航空发动机转子试验器及某型大涵道比双转子航空发动机为例，说明了 3 个参数的计算方式，并对其可行性与合理性进行了分析，采用 3 个参数对试验器和某型发动机的转子动力学振动设计进行了评估和分析。本章提出的无量纲参数为后续的航空发动机结构分析和优化奠定了基础。

第四章 带机匣的航空发动机转子试验器的耦合振动机理研究

4.1 引言

本章基于第二章建立的带机匣的航空发动机转子试验器有限元模型,以及第三章提出的整机固有耦合振动无量纲参数对试验器的耦合振动机理进行分析,以期认识、弄清设计参数,尤其是在后期优化中最容易调整的支承及安装节刚度对试验器整机耦合振动的影响规律。本章仅以水平方向的支承刚度和安装节刚度为例进行了分析说明,垂直方向刚度规律分析方法相同。

4.2 安装节刚度对耦合振动固有特性的影响分析

4.2.1 安装节建模方式对整机振动特性的影响分析

在常见的航空发动机整机振动模型中,安装节往往被处理为全约束的固定边界。该约束方式对于本章分析的带机匣的航空发动机转子试验器是否合理,是否可行,不同的安装节约束方式对于整机振动特性的影响有多大,是个值得研究的问题。本节基于转子试验器的转子-支承-机匣-安装节耦合动力学有限元模型,研究了不同安装方式对整机耦合振动的影响,本节中考虑3种安装边界:1)自由安装边界;2)固定安装边界;3)弹性安装边界,即安装节具有一定的刚度。

4.2.1.1 自由安装边界

不考虑安装节刚度因素,令安装节无约束,在自由安装边界下,计算试验器的整机动力特性,去除前6阶刚体模态,得到试验器前3阶模态频率及振型如图4.1所示。

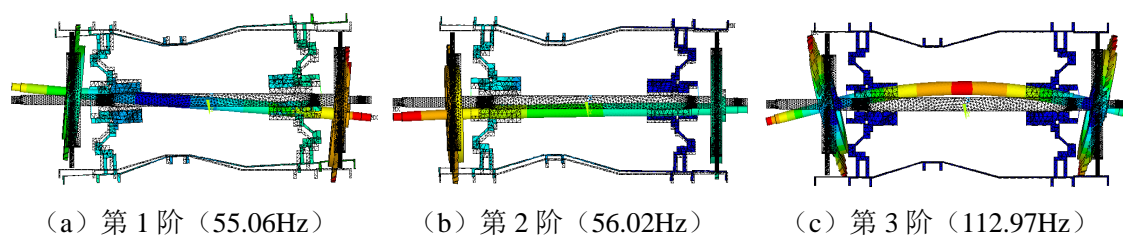


图4.1 自由安装边界下前3阶模态振型

从计算结果可以看出:

1) 第1阶固有频率为55.06Hz,转子为俯仰振型,静子结构也为俯仰振型,与转子俯仰反相。静子结构振动幅度与转子相近。

2) 第2阶固有频率为56.02Hz,转子整体平动,压气机端振幅略大于涡轮端振幅,压气机静子机匣随转子同相俯仰。静子结构振动幅度相对于转子不可忽略。

3) 第3阶固有频率为112.97Hz,转子发生1阶弯曲,静子结构相对于转子结构几乎没

有振动。

4.2.1.2 固定安装边界

在试验器的前后安装节位置加全约束，令安装节位置完全固定，计算得到试验器的前3阶模态，模态振型如图4.2所示。该方法在目前的航空发动机整机三维建模分析中最为常见。

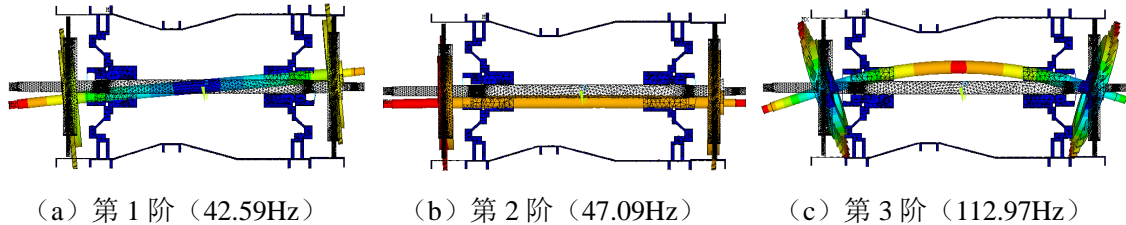


图4.2 固定安装边界下前3阶模态振型

从计算结果可以看出：

- 1) 第1阶固有频率为42.59Hz，振型为转子俯仰，静子结构基本不振动。
- 2) 第2阶固有频率为47.09Hz，转子整体平动，静子结构基本不振动。
- 3) 第3阶固有频率为112.97Hz，转子1阶弯曲，静子结构基本不振动。

在前3阶振型中，静子结构相对于转子结构振幅均较小，主要原因为安装节位置全约束，限制了静子结构的振动。第1阶仿真模态振型与试验模态振型相比，静子结构的振动未能表现出来，并且第1阶仿真固有频率提高，主要原因是静子结构被不合理约束，第1阶参振质量降低，导致固有频率提高。

4.2.1.3 弹性安装边界

考虑安装节具有一定的刚度，采用COMBIN14弹簧单元模拟安装节刚度，考虑水平和垂直方向刚度不对称，设置前安装节水平方向刚度 k_{3x} 为 10×10^6 N/m，垂直方向刚度 k_{3y} 为 10×10^6 N/m，后安装节水平方向刚度 k_{4x} 为 4.1031×10^6 N/m，垂直方向刚度 k_{4y} 为 5×10^6 N/m，计算得到试验器的前3阶模态，模态振型如图4.3所示。

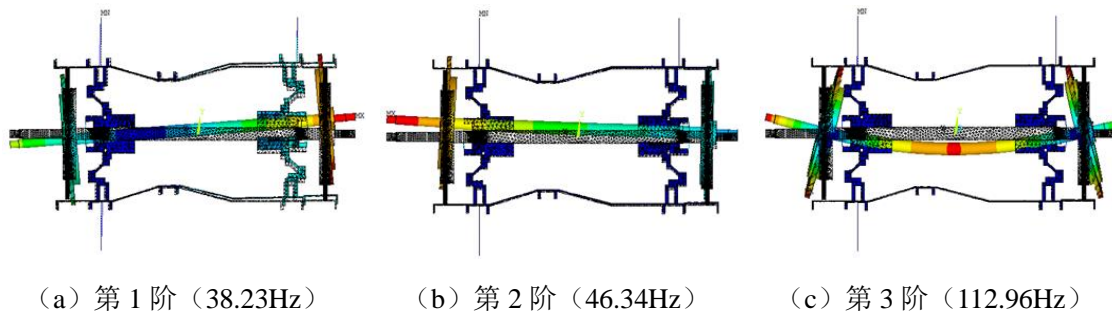


图4.3 弹性安装边界下前3阶模态振型

从计算结果可以看出：

- 1) 第1阶固有频率为38.23Hz，模态振型为整机刚体振型，转子结构和静子结构发生耦合振动，转子俯仰，静子俯仰。

2) 第 2 阶固有频率为 46.34Hz, 模态振型为刚体振型, 表现为转子平动, 静子结构基本不振动。

3) 第 3 阶固有频率为 112.96Hz, 转子发生 1 阶弯曲, 静子结构基本不振动。

弹性安装边界下计算得到的固有频率和模态振型与试验结果一致性较好, 最能模拟该试验器的实际情况。主要是由于该试验器静子机匣壁厚为 4mm, 相对于转子结构刚度较强, 静子结构本身和转子结构不会发生耦合振动, 在水平方向的静子机匣的振动是由于水平方向后安装节处缺乏约束引起的, 即第 1 阶刚体耦合振型是试验器的安装方式引起的。

为定性比较安装边界对模态振型的影响, 分别提取自由安装边界、固定安装边界及弹性安装边界下, 转子试验器的前 3 阶模态振型数据, 采用质量矩阵归一化法对各阶模态振型进行归一化, 观察不同边界条件对同一模态振型的影响。前 3 阶振型位移如图 4.4 所示。

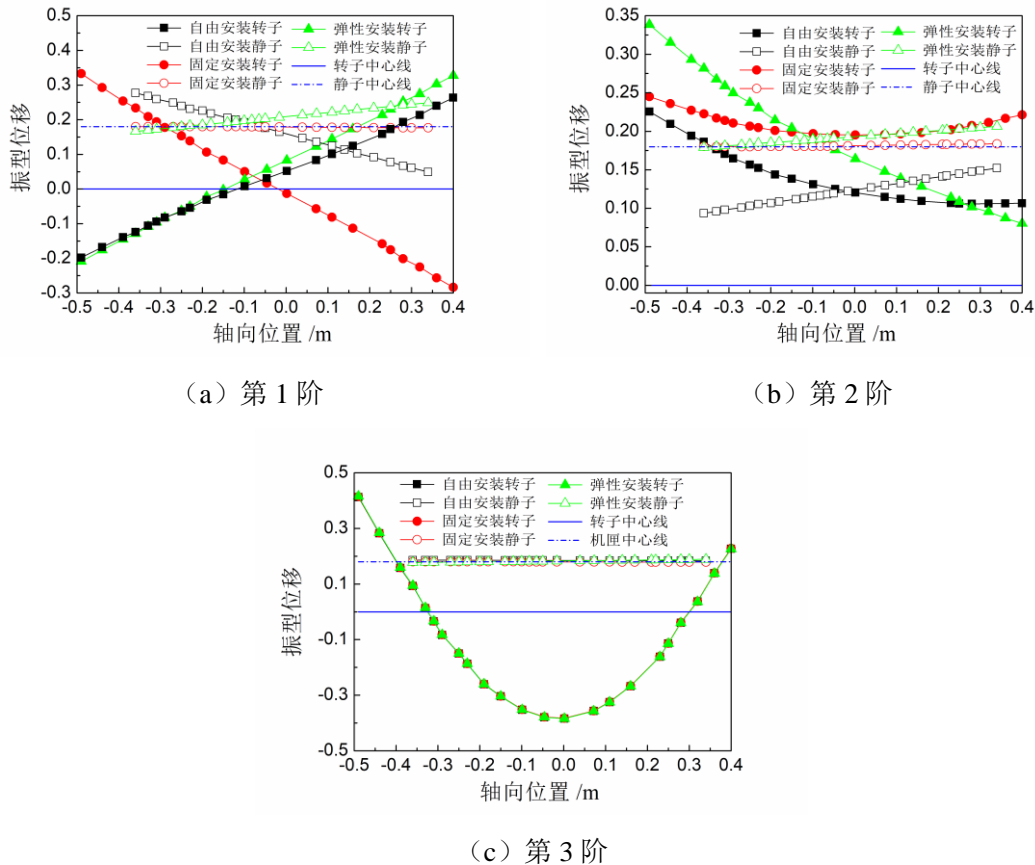


图 4.4 不同安装状态下仿真模态振型

由图 4.4 可知:

1) 试验器第 1 阶模态振型受安装状态影响很大。不同安装状态下模态振型及转静耦合程度变化很大。在自由安装边界下, 表现为转子俯仰, 静子与转子反相俯仰, 转子静子耦合程度高。固定安装边界下, 第 1 阶模态振型表现为, 转子俯仰, 静子相对于转子振动很小, 转静耦合程度低。弹性安装边界下, 第 1 阶模态振型为, 转子俯仰, 静子与转子同相俯仰, 耦合程度较高, 模态振型与试验第 1 阶模态振型相近。

2) 试验器第 2 阶模态振型受安装状态影响较小。不同安装状态下, 转子静子振型基本一致, 均表现为转子平动。在自由安装边界下, 表现为转子平动, 静子平动, 耦合程度高。固定安装边界下, 表现为转子平动, 静子基本不动, 耦合程度低。弹性安装边界下, 表现为转子平动, 静子相对于转子振动较小, 耦合程度低, 与试验第 2 阶模态振型相近。

3) 试验器第 3 阶模态振型几乎不受安装状态影响。自由安装边界、固定安装边界和弹性安装边界下的转静耦合程度均很低。且各状态的静子和转子振型位移均能重合, 具有很好的一致性。主要原因是, 转子 1 阶弯曲的节点位置在前、后支承处, 该阶振型下, 转子振动传递给静子结构的振动非常有限。

4) 固定安装边界下, 前 3 阶静子振型位移都很小, 相对于静子结构中心线几乎没有振动, 转静耦合程度均很低。观察试验得到的振型可知, 在第 1 阶固有频率时, 静子振型位移很大, 相对于转子振型位移已不可忽略。固定安装边界下, 机匣结构的振动在一定程度上被限制, 在研究转静子耦合的整机振动问题时, 该状态的 3 维模型无法很好的模拟耦合振动, 尤其是机匣结构的振动特性。

由此可见, 试验器第 1 阶模态振型转静耦合程度较高, 受安装条件影响很大。第 2 阶模态振型耦合程度较低, 受安装条件影响较小。第 3 阶模态振型耦合程度非常低, 几乎不受安装条件影响。安装条件对于转静耦合程度高的模态振型影响较大。在研究特定的模态振型时, 应设置合理的安装条件。

4. 2. 2 安装节刚度对整机临界转速及临界转速危险系数的影响分析

4. 2. 2. 1 前安装节刚度对整机临界转速及临界转速危险系数的影响分析

在弹性安装边界下, 设定 k_{1x} 为 $1.1008 \times 10^6 \text{ N/m}$, k_{1y} 为 $0.9408 \times 10^6 \text{ N/m}$, k_{2x} 为 $1.1208 \times 10^6 \text{ N/m}$, k_{2y} 为 $0.464 \times 10^6 \text{ N/m}$, k_{3x} 为 $10 \times 10^6 \text{ N/m}$, k_{3y} 为 $10 \times 10^6 \text{ N/m}$, k_{4x} 为 $4.1031 \times 10^6 \text{ N/m}$, k_{4y} 为 $5 \times 10^6 \text{ N/m}$ 。改变 k_{3x} , 计算不同条件下试验器的前 3 阶临界转速及临界转速危险系数, 如图 4.5 所示, 其中临界转速危险系数的计算方法详见 3.4 节。图中, C_i 为第 i 阶临界转速, W_i 为第 i 个工作转速, 其中 W_1 、 W_2 、 W_3 分别为第 1 个工作转速 (慢车转速 1000rpm)、第 2 个工作转速 (巡航转速 4000rpm)、第 3 个工作转速 (最大转速 10000rpm), S_i 为第 i 阶临界转速危险系数。图中区域 1 (灰色区域)、区域 2 (浅红色区域)、区域 3 (浅绿色区域), 分别为 W_1 、 W_2 、 W_3 的危险临界范围, 也就是说按照航空发动机设计准则要求, 各阶临界转速均不允许出现在这些区域, 如果临界转速出现在这些区域, 该临界转速对应的临界转速危险系数将大于 0.8。

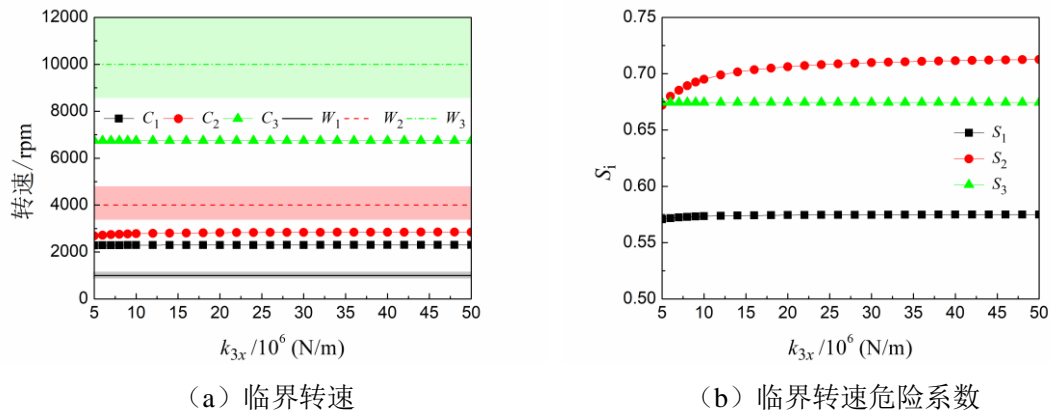


图 4.5 前安装节水平方向刚度 k_{3x} 对临界转速与临界转速危险系数的影响规律

图 4.5 可得到如下结论:

1) 随着 k_{3x} 的增大, 试验器前 3 阶临界转速均未落入区域 1、2 及区域 3, 各阶临界转速危险系数均小于 0.8, 各临界转速均符合航空发动机设计准则要求。

2) C_1 随 k_{3x} 的增大变化不大, 与 W_2 对应的区域 2 距离较近, 随 k_{3x} 的增大略微靠近 W_2 , S_1 受 C_1 与 W_2 影响, 随 k_{3x} 的增大略微增大。故前安装节水平方向刚度对试验器第 1 阶临界转速影响较小, 前安装节水平方向刚度的变化不会使该阶临界转速危险程度发生较大变化。主要是由于该阶振型中, 前安装节位置静子和转子结构振动均不大, 因此 k_{3x} 对 C_1 和 S_1 影响不大。

3) 当 k_{3x} 小于 15×10^6 N/m 时, C_2 随 k_{3x} 的增大先略有增大, 与 W_2 对应的区域 3 距离较近, 随 k_{3x} 的增大逐渐靠近 W_2 , S_2 受 C_2 与 W_3 影响, 随 k_{3x} 的增大而增大; 当 k_{3x} 大于 15×10^6 N/m 时, C_2 随 k_{3x} 的增大变化不大, 与 W_2 对应的区域 3 距离不变, S_2 受 C_2 与 W_3 影响, 随 k_{3x} 的增大基本不变。当前安装节水平方向刚度低于 15×10^6 N/m 时, 随着其刚度值的增大, 会使试验器第 2 阶临界转速略微增大, 将使第 2 阶临界转速更危险; 当前安装节水平方向刚度高于 15×10^6 N/m 时, 随着其刚度值的增大, 不会改变试验器第 2 阶临界转速及其临界危险程度。主要是由于第 2 阶临界转速对应的模态振型为转子平动, 其中压气机端转子振动较大, k_{3x} 和 k_{1x} 串联, 且 k_{3x} 取值范围下边界大于 k_{1x} , 实际上起主要作用的是较小的刚度 k_{1x} , 故在 k_{3x} 较小时对 C_2 和 S_2 有轻微影响, 随着 k_{3x} 增大, k_{3x} 不再影响 C_2 和 S_2 。

4) C_3 随 k_{3x} 的增大基本不变, 与 W_3 对应的区域 2 距离较近, 随 k_{3x} 的增大基本不变, S_3 受 C_3 与 W_3 影响, 随 k_{3x} 的增大基本不变。前安装节水平方向刚度的增大, 对试验器第 3 阶临界转速几乎没有影响, 不会改变第 3 阶临界转速的危险程度。主要是由于该阶振型中, k_{3x} 位置振动较小, 且与 k_{3x} 串联的 k_{1x} 位置为其转子振动节点, 因此 k_{3x} 对 C_3 和 S_3 基本没有影响。

4.2.2.2 后安装节刚度对整机临界转速及临界转速危险系数的影响分析

在弹性安装边界下, 设定 k_{1x} 为 1.1008×10^6 N/m, k_{1y} 为 0.9408×10^6 N/m, k_{2x} 为 1.1208

$\times 10^6$ N/m, k_{2y} 为 0.464×10^6 N/m, k_{3x} 为 10×10^6 N/m, k_{3y} 为 10×10^6 N/m, k_{4x} 为 4.1031×10^6 N/m, k_{4y} 为 5×10^6 N/m。改变 k_{4x} , 计算不同条件下试验器的前 3 阶临界转速及临界转速危险系数, 如图 4.6 所示。

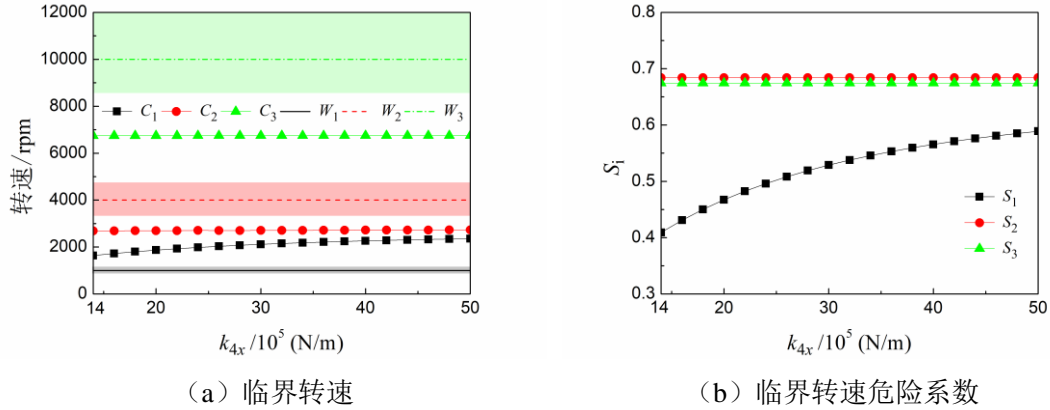


图 4.6 后安装节水平方向刚度 k_{4x} 对临界转速与临界转速危险系数的影响规律

图 4.6 可得到如下结论:

1) 随着 k_{4x} 的增大, 试验器前 3 阶临界转速均未落入区域 1、2 及区域 3, 各阶临界转速危险系数均小于 0.8, 各临界转速均符合航空发动机设计准则要求。

2) C_1 随 k_{4x} 的增大而增大, 与 W_1 对应的区域 1 和 W_2 对应的区域 2 距离较近, 随 k_{4x} 的增大逐渐远离 W_1 靠近 W_2 , S_1 受 C_1 与 W_1 和 W_2 影响, 随 k_{4x} 的增大而增大。故后安装节水平方向刚度对试验器第 1 阶临界转速影响较大, 随着后安装节水平方向刚度增大, 该阶临界转速危险程度增大。主要是由于第 1 阶临界转速对应的模态振型表现为涡轮端振动较大的转子俯仰和涡轮端静子振动较大的静子俯仰的耦合振动, k_{4x} 本身刚度较低, 且后安装节采用单侧吊装, 另一侧缺乏约束, k_{4x} 直接决定了涡轮端静子的振动, 因此其对 C_1 和 S_1 影响较大。

3) C_2 随 k_{4x} 的增大变化不大, 与 W_2 对应的区域 2 距离较近, S_2 受 C_2 与 W_2 影响, 随 k_{4x} 的增大变化不大。后安装节水平方向刚度的增大, 对试验器第 2 阶临界转速及其危险程度影响不大。主要是由于第 2 阶临界转速下的模态振型中涡轮端静子振动很小, 因此 k_{4x} 对 C_2 和 S_2 影响不大。

4) C_3 随 k_{4x} 的增大基本不变, 与 W_3 对应的区域 3 距离较近, 随 k_{4x} 的增大基本不变, S_3 受 C_3 与 W_3 影响, 随 k_{4x} 的增大基本不变。后安装节水平方向刚度的增大, 对试验器第 3 阶临界转速几乎没有影响, 不会改变第 3 阶临界转速的危险程度。主要是由于该阶振型中, k_{4x} 位置振动较小, 且与 k_{4x} 串联的 k_{2x} 位置为其转子振动节点, 因此 k_{4x} 对 C_3 和 S_3 基本没有影响。

4.2.3 安装节刚度对转子应变能危险系数的影响分析

计算 4.2.2 节中各临界转速下的模态振型, 提取各模态振型的整机应变能及转子结构应

变能, 计算各模态振型的转子应变能危险系数。 k_{3x} 和 k_{4x} 对各阶转子应变能危险系数的影响规律如图 4.7 所示。图中 B_i 为第 i 阶转子应变能危险系数。

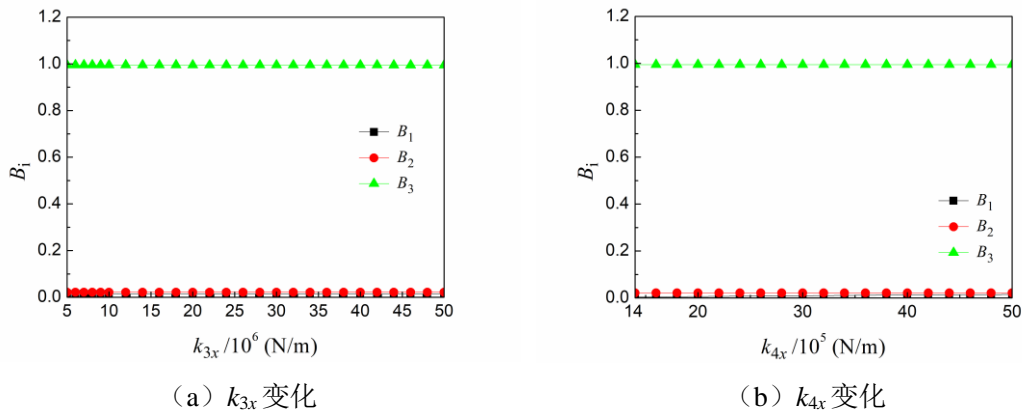


图 4.7 安装节水平方向刚度对转子应变能危险系数的影响规律

图 4.7 可得到如下结论:

1) 随着 k_{3x} 和 k_{4x} 的增大, 试验器前 3 阶转子应变能危险系数变化均不大, B_1 和 B_2 都非常小, 远低于航空发动机设计准则要求的 20%-25%, 满足设计要求。

2) B_3 接近 1, 远远超出准则规定范围, 且不受安装节刚度的影响。主要是由于第 3 阶临界转速下的模态振型表现为转子弯曲, 其弯曲特性主要取决于轴本身的特性, 需要通过调整轴本身的几何、材料及质量分布等来改善。

4.2.4 安装节刚度对模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

4.2.4.1 振型的归一化

为定量比较各截面转静碰摩危险程度, 第三章引入了截面转静碰摩危险系数, 提供了同一个模态振型下各截面转静碰摩危险程度的定量评估方法。事实上, 模态振型本身只能表示振型形状, 各部分模态位移大小均为某一归一化情况下的相对值, 并无实际意义, 因此对于不同模态阶次和不同计算条件下的模态振型, 在比较截面转静碰摩危险系数时, 需要进行振型归一化, 使得不同振型下的截面转静碰摩危险程度具有可比性。本文为便于比较各截面转静碰摩危险程度随刚度变化规律, 令每个模态振型低压转子最顶端节点(节点号 20191, 记为 1 号节点)的模态位移为 1, 对每个振型进行归一化, 比较每个截面转子和静子结构相对于 1 号节点的模态位移, 进而计算比较各截面的转静碰摩危险程度。事实上, 也可以采用各模态振型最大位移为 1 及其他方式进行归一化。

4.2.4.2 分析截面的选择

对于所分析的带机匣的航空发动机转子试验器, 仅有两个盘, 且盘上带有叶片, 为最易发生转子叶片-机匣碰摩的截面, 因此选择压气机盘和涡轮盘的 2 个截面作为分析截面, 截面位置如图 4.8 所示。

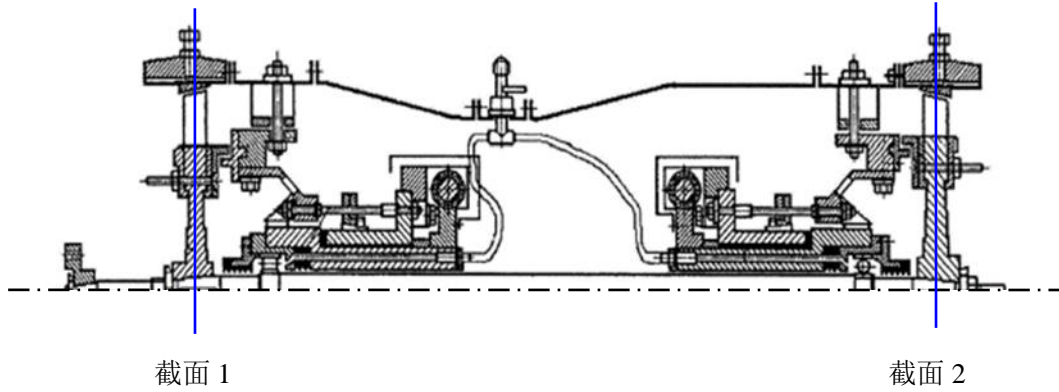
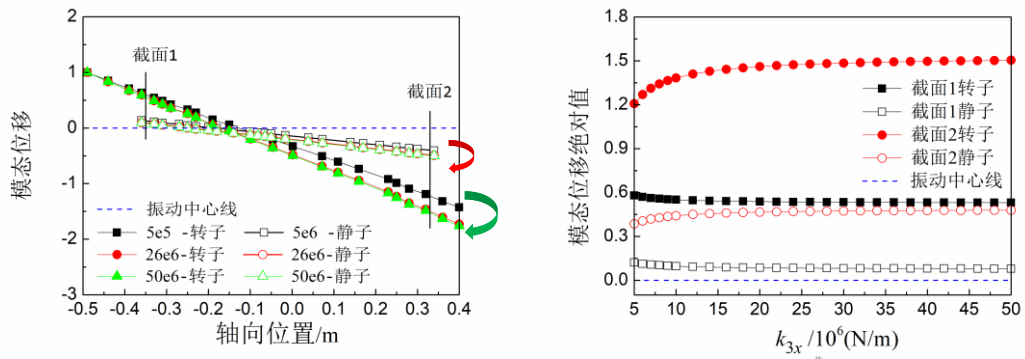


图 4.8 带机匣的航空发动机转子试验器分析截面位置

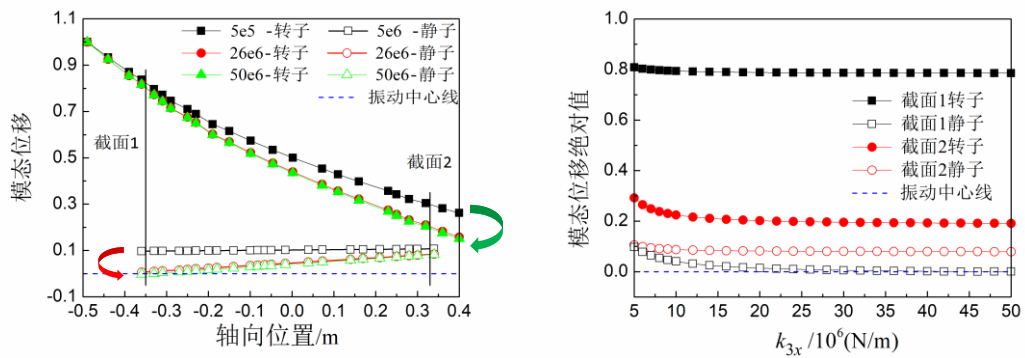
4.2.4.3 前安装节刚度对模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

保持其他支承刚度不变, 改变前安装节刚度 k_{3x} , 提取不同 k_{3x} 下的振型无量纲位移, 对振型进行归一化绘制模态振型, 前 3 阶模态振型分别如图 4.9 (a)、(c) 和 (e) 所示。图中“5e6-转子”意为 k_{3x} 为 $5 \times 10^6 \text{N/m}$ 时的转子模态振型, “5e6-静子”意为 k_{3x} 为 $5 \times 10^6 \text{N/m}$ 时的静子模态振型, 以此类推, 绿色箭头表示转子转动方向, 红色箭头表示静子转动方向。选取 2 个关键截面, 图中“截面 1”为压气机截面, “截面 2”为涡轮截面。提取 2 个截面转子和静子模态位移, 观察 2 个截面的转子和静子模态位移随 k_{3x} 的变化情况, 前 3 阶结果分别如图 4.9 (b)、(d) 和 (f) 所示。最后计算 2 个关键截面各阶截面转静碰摩危险系数, 以分析截面转静碰摩危险程度的变化规律, 结果如图 4.10 所示。

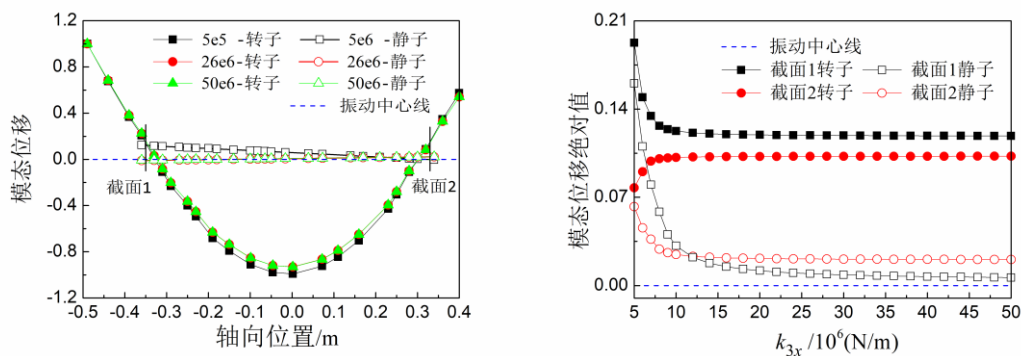


(a) 第 1 阶模态振型

(b) 第 1 阶关键截面转子静子模态位移变化情况

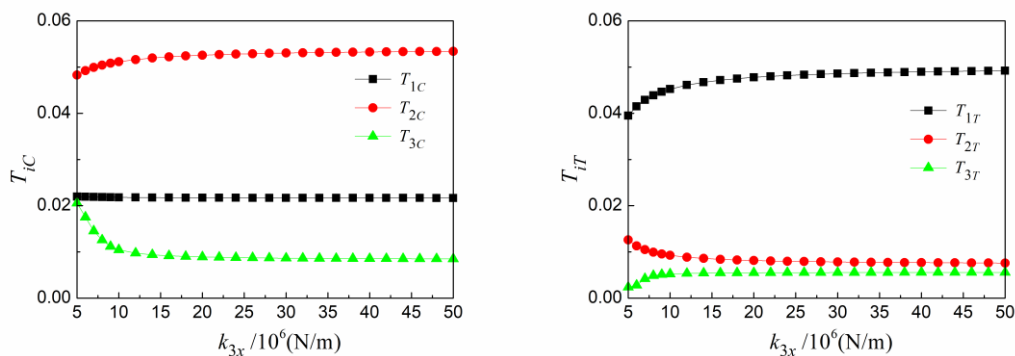


(c) 第 2 阶模态振型 (d) 第 2 阶关键截面转子静子模态位移变化情况



(e) 第 3 阶模态振型 (f) 第 3 阶关键截面转子静子模态位移变化情况

图 4.9 前安装节水平方向刚度 k_{3x} 对前 3 阶模态振型和截面转子静子模态位移的影响规律



(a) 压气机截面

(b) 涡轮截面

图 4.10 前安装节水平方向刚度 k_{3x} 对前 3 阶截面转静碰摩危险系数的影响规律

由图 4.9 和图 4.10 可知,

1) 观察图 4.9 (a)、(c) 和 (e) 可知, 第 1 阶模态振型表现为转子俯仰, 静子俯仰的转静耦合振型, k_{3x} 对该阶振型有一定的影响。第 2 阶模态振型表现为转子平动, 静子结构平动但振动较小, k_{3x} 对该阶振型影响不大。第 3 阶模态振型表现为转子弯曲, 静子结构基本不动, k_{3x} 对该阶振型影响较小。

2) 在第 1 阶振型中, 相对于 1 号节点, 截面 1 端转子和截面 2 端转子反相, 但截面 1 端静子和转子、截面 2 端转子和静子均同相, 为便于观察模态, 图 4.9 (b) 中取模态位移绝对值。观察图 4.9 (a) 可知, 随着 k_{3x} 的增大, 第 1 阶模态振型中转子和静子均呈顺时针转动, k_{3x} 从 5×10^6 N/m 到 26×10^6 N/m, 转动角度较大, 从 26×10^6 N/m 到 50×10^6 N/m 转动角度较小。随 k_{3x} 增大, 截面 1 转子模态位移绝对值减小, 静子模态位移绝对值减小, 且减小幅度相差不大, T_{1c} 随 k_{3x} 增大变化不大 (图 4.10 (a))。随 k_{3x} 增大, 截面 2 转子模态位移绝对值增大, 静子模态位移绝对值增大, 且转子模态位移绝对值增幅较大, T_{1r} 增大 (图 4.10 (b))。

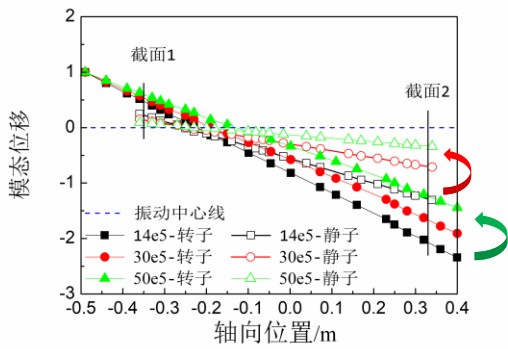
3) 观察图 4.9 (d) 可知, 在第 2 阶振型中, 随着 k_{3x} 的增大, 相对于 1 号节点, 转子截面 2 端呈顺时针转动, 静子截面 1 端呈逆时针转动, k_{3x} 从 5×10^6 N/m 到 26×10^6 N/m, 转动

角度较大, 从 $26 \times 10^6 \text{N/m}$ 到 $50 \times 10^6 \text{N/m}$ 转动角度较小。随 k_{3x} 增大, 截面 1 转子模态位移绝对值减小, 静子模态位移绝对值减小, 且静子模态位移绝对值减小幅度略大于转子, T_{2C} 随 k_{3x} 增大略微增大 (图 4.10 (a))。随 k_{3x} 增大, 截面 2 转子模态位移绝对值减小, 静子模态位移绝对值减小, 且转子模态位移绝对值降幅较大, T_{2T} 减小 (图 4.10 (b))。

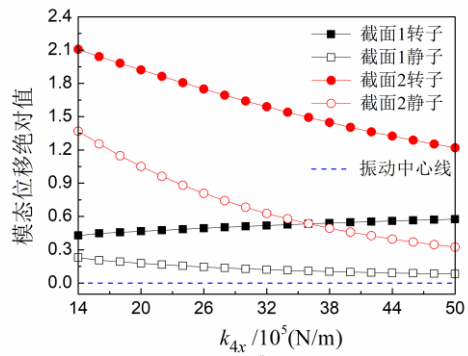
4) 观察图 4.9 (f) 可知, 在第 3 阶振型中, 随着 k_{3x} 的增大, 相对于 1 号节点, 静子截面 1 端模态位移绝对值明显减小, 截面 1 转子模态位移绝对值减小, 静子模态位移绝对值减小幅度大于转子, T_{3C} 随 k_{3x} 增大降低 (图 4.10 (a))。随 k_{3x} 增大, 截面 2 转子模态位移绝对值增大, 静子模态位移绝对值减小, T_{3T} 增大 (图 4.10 (b))。

4.2.4.4 后安装节刚度对模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

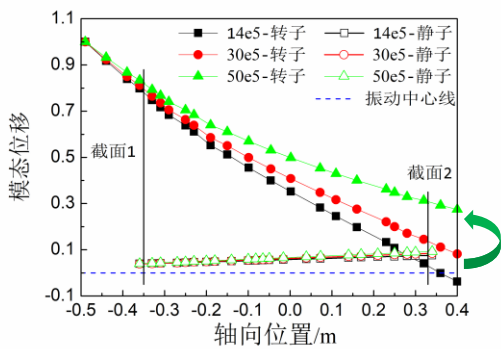
保持其他支承刚度不变, 改变后安装节刚度 k_{4x} , 提取不同 k_{4x} 下的振型无量纲位移, 对振型进行归一化绘制模态振型, 前 3 阶模态振型分别如图 4.11 (a)、(c) 和 (e) 所示。提取 2 个截面转子和静子模态位移, 观察 2 个截面的转子和静子模态位移随 k_{4x} 的变化情况, 前 3 阶结果分别如图 4.11 (b)、(d) 和 (f) 所示, 图中绿色箭头表示转子转动方向, 红色箭头表示静子转动方向。最后计算 2 个关键截面各阶截面转静碰摩危险系数, 以分析截面转静碰摩危险程度的变化规律, 结果如图 4.12 所示。



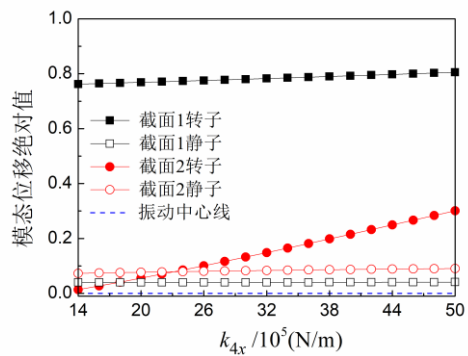
(a) 第 1 阶模态振型



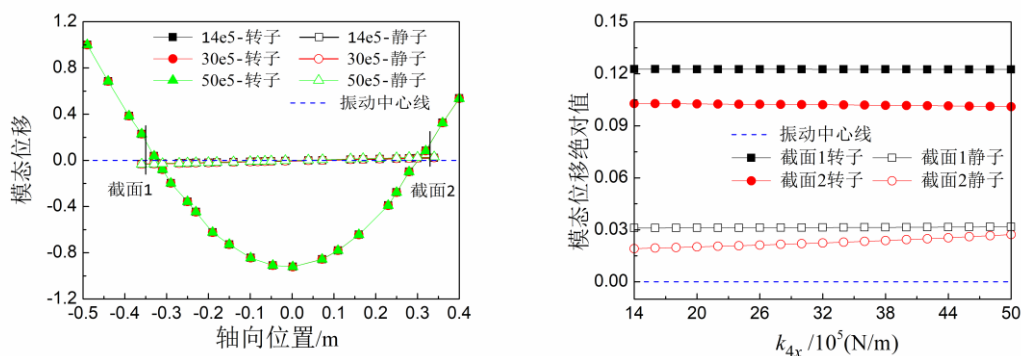
(b) 第 1 阶关键截面转子静子模态位移变化情况



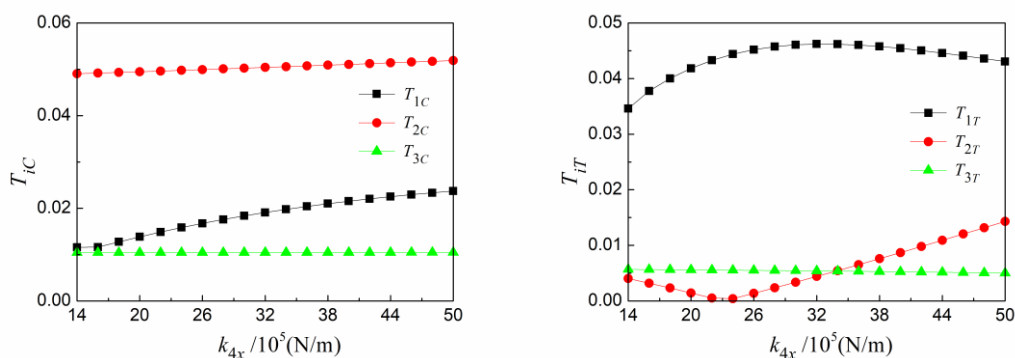
(c) 第 2 阶模态振型



(d) 第 2 阶关键截面转子静子模态位移变化情况



(e) 第3阶模态振型 (f) 第3阶关键截面转子静子模态位移变化情况

 图 4.11 后安装节水平方向刚度 k_{4x} 对前 3 阶模态振型和截面转子静子模态位移的影响规律


(a) 压气机截面

(b) 涡轮截面

 图 4.12 后安装节水平方向刚度 k_{4x} 对前 3 阶截面转静碰摩危险系数的影响规律

由图 4.11 和图 4.12 可知,

1) 观察图 4.11 (a)、(c) 和 (e) 可知, 第 1 阶模态振型表现为转子俯仰, 静子俯仰的转静耦合振型, k_{4x} 对该阶振型有较大的影响。第 2 阶模态振型表现为转子平动, 静子结构平动但振动较小, k_{4x} 对该阶振型影响较大。第 3 阶模态振型表现为转子弯曲, 静子结构基本不动, k_{4x} 对该阶振型影响较小。

2) 在第 1 阶振型中, 截面 1 端转子和截面 2 端转子反相, 但截面 1 端静子和转子、截面 2 端转子和静子均同相。观察图 4.11 (a) 可知, 随着 k_{4x} 的增大, 第 1 阶模态振型中转子和静子截面 2 端呈顺时针转动。随 k_{4x} 增大, 截面 1 转子模态位移绝对值略微增大, 静子模态位移绝对值减小, T_{1c} 随 k_{4x} 增大而增大 (图 4.12 (a))。随 k_{4x} 增大, 截面 2 转子模态位移绝对值增大, 静子模态位移绝对值增大, T_{1r} 增大 (图 4.12 (b))。

3) 观察图 4.11 (a) 可知, 随着 k_{4x} 的增大, 第 2 阶模态振型中转子截面 2 端呈逆时针转动。随 k_{4x} 增大, 截面 1 转子模态位移绝对值增大, 静子模态位移变化不大, T_{2c} 随 k_{4x} 增大而略微增大 (图 4.12 (a))。随 k_{4x} 增大, 截面 2 转子模态位移绝对值增大, 静子模态位移绝对值变化不大, 且转子模态位移绝对值从小于静子模态位移绝对值, 逐渐增大到大于静子模态位移绝对值, T_{2r} 先减小后增大, 且在转子模态位移绝对值与静子相等时为 0, 此时转

子和静子变形协调，该截面没有碰摩危险（图 4.12（b））。

4）第 3 阶振型随 k_{4x} 的增大变化较小， T_{3C} 和 T_{3T} 无明显变化。

4.3 支承刚度对耦合振动固有特性的影响分析

4.3.1 支承刚度对整机临界转速及临界转速危险系数的影响分析

4.3.1.1 前支承刚度对整机临界转速及临界转速危险系数的影响分析

在弹性安装边界下，设定 k_{1x} 为 1.1008×10^6 N/m， k_{1y} 为 0.9408×10^6 N/m， k_{2x} 为 1.1208×10^6 N/m， k_{2y} 为 0.464×10^6 N/m， k_{3x} 为 10×10^6 N/m， k_{3y} 为 10×10^6 N/m， k_{4x} 为 4.1031×10^6 N/m， k_{4y} 为 5×10^6 N/m。保持其它刚度不变，改变 k_{1x} ，计算不同条件下试验器的前 3 阶临界转速及临界转速危险系数，如图 4.13 所示，其中临界转速危险系数的计算方法详见 3.4 节。图中， C_i 为第 i 阶临界转速， W_i 为第 i 个工作转速，其中 W_1 、 W_2 、 W_3 分别为第 1 个工作转速（慢车转速 1000rpm）、第 2 个工作转速（巡航转速 4000rpm）、第 3 个工作转速（最大转速 10000rpm）， S_i 为第 i 阶临界转速危险系数。图中区域 1（灰色区域）、区域 2（浅红色区域）、区域 3（浅绿色区域），分别为 W_1 、 W_2 、 W_3 的危险临界范围，按照航空发动机设计准则要求，各阶临界转速均不允许出现在这些区域，如果临界转速出现在这些区域，该临界转速对应的临界转速危险系数将大于 0.8。

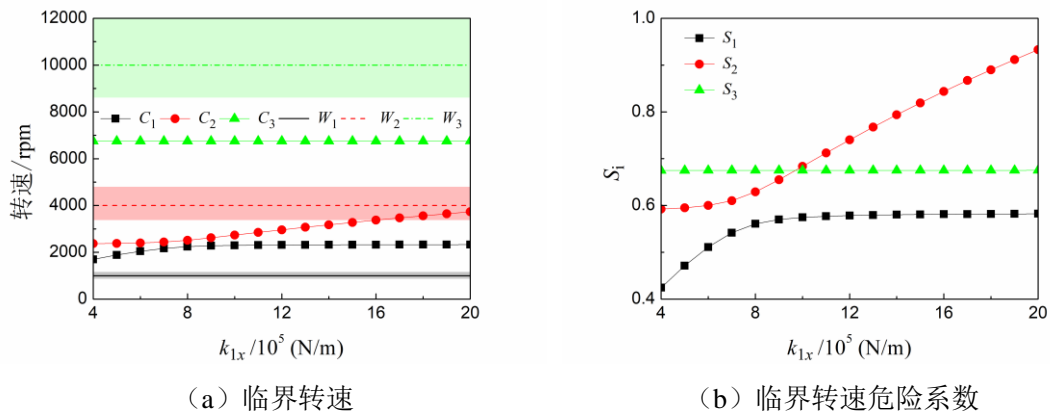


图 4.13 前支承水平方向刚度 k_{1x} 对临界转速与临界转速危险系数的影响规律

图 4.13 可得到如下结论：

1) 随着 k_{1x} 的增大，试验器第 1、3 阶临界转速均未落入区域 1、2 及区域 3，其临界转速危险系数均小于 0.8，符合航空发动机设计准则要求。部分刚度下的试验器第 2 阶临界转速落入区域 2，临界转速危险系数大于 0.8，不符合航空发动机设计准则要求。

2) C_1 随 k_{1x} 的增大先增大后不变，与 W_1 对应的区域 1 和 W_2 对应的区域 2 距离较近，随 k_{1x} 的增大远离 W_1 靠近 W_2 ， S_1 受 C_1 与 W_2 影响，随 k_{1x} 的增大先增大后不变。故前支承水平方向刚度对试验器第 1 阶临界转速有一定影响， k_{1x} 增大会使该阶临界转速变得危险。主要是由于该阶模态振型表现为涡轮端转子俯仰，静子俯仰， k_{1x} 对应位置转子俯仰，随着 k_{1x}

增大, C_1 增大, S_1 增大。

3) C_2 随 k_{1x} 的增大而增大, 与 W_2 对应的区域 2 距离较近, 随 k_{1x} 的增大靠近 W_2 , S_2 受 C_2 与 W_2 影响, 随 k_{1x} 的增大而增大。当 k_{1x} 大于 $16 \times 10^5 \text{N/m}$, C_2 落入区域 2, 对应的 S_2 大于 0.8。前支承水平方向刚度对试验器第 2 阶临界转速较大影响, k_{1x} 增大会使该阶临界转速更为危险, 甚至不可接受。主要是由于该阶模态振型表现为压气机端振动较为剧烈的转子平动, 因此随 k_{1x} 增大, C_2 增大, S_2 增大。

4) C_3 随 k_{1x} 的增大基本不变, 与 W_3 对应的区域 2 距离较近, S_3 受 C_3 与 W_3 影响, 随 k_{1x} 的增大基本不变。前支承水平方向刚度的增大, 对试验器第 3 阶临界转速几乎没有影响, 不会改变第 3 阶临界转速的危险程度。主要是由于该阶模态表现为转子弯曲, k_{1x} 对应位置为转子振动的节点位置。

4.3.1.2 后支承刚度对整机临界转速及临界转速危险系数的影响分析

保持其它刚度不变, 改变 k_{2x} , 计算不同条件下试验器的前 3 阶临界转速及临界转速危险系数, 如图 4.14 所示。

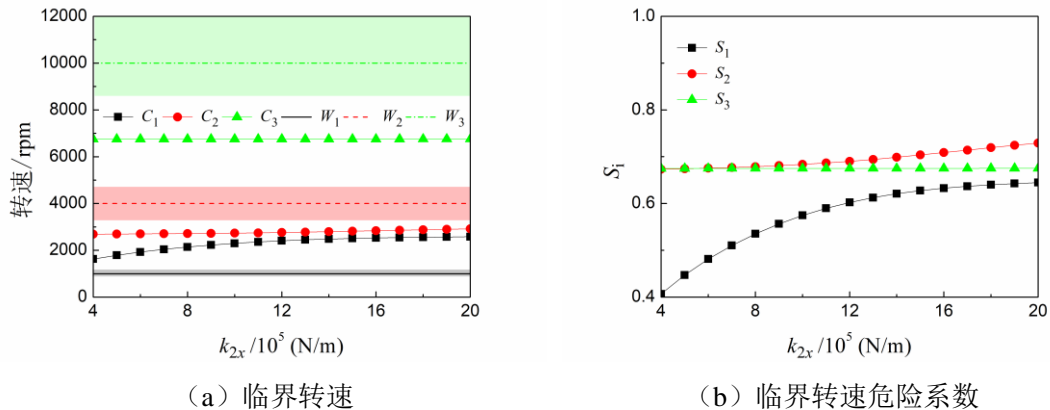


图 4.14 后支承水平方向刚度 k_{2x} 对临界转速与临界转速危险系数的影响规律

图 4.14 可得到如下结论:

1) 随着 k_{2x} 的增大, 试验器前 3 阶临界转速均未落入区域 1、2 及区域 3, 临界转速危险系数均小于 0.8, 符合航空发动机设计准则要求。

2) C_1 随 k_{2x} 的增大而增大, 与 W_1 对应的区域 1 和 W_2 对应的区域 2 距离较近, 随 k_{2x} 的增大远离 W_1 靠近 W_2 , S_1 受 C_1 与 W_2 影响, 随 k_{2x} 的增大而增大。故后支承水平方向刚度对试验器第 1 阶临界转速有较大影响, k_{2x} 增大会使该阶临界转速变得危险。主要是由于该阶模态振型表现为涡轮端转子俯仰, 静子俯仰, k_{2x} 对应位置转子剧烈俯仰, 因此随着 k_{2x} 增大, C_1 增大, S_1 增大。

3) C_2 随 k_{2x} 的增大略微增大, 与 W_2 对应的区域 2 距离较近, 随 k_{2x} 的增大略微靠近 W_2 , S_2 受 C_2 与 W_2 影响, 随 k_{2x} 的增大而增大。后支承水平方向刚度对试验器第 2 阶临界转速有一定的影响, 其增大会使得该阶临界转速变得危险。主要是因为该阶模态振型表现为压气机

端振动较为剧烈的转子平动, k_{2x} 对应位置有一定的振动, 因此随 k_{2x} 增大, C_2 增大, S_2 增大。

4) C_3 随 k_{2x} 的增大基本不变, 与 W_3 对应的区域 2 距离较近, 随 k_{2x} 的增大基本不变, S_3 受 C_3 与 W_3 影响, 随 k_{2x} 的增大基本不变。后支承水平方向刚度的增大, 对试验器第 3 阶临界转速几乎没有影响, 不会改变第 3 阶临界转速的危险程度。主要是因为该阶模态表现为转子弯曲, k_{2x} 对应位置位于转子振动的节点位置。

4.3.2 支承刚度对转子应变能危险系数的影响分析

计算 4.2.2 节中各临界转速下的模态振型, 提取各模态振型的整机应变能及转子结构应变能, 计算各模态振型的转子应变能危险系数。 k_{1x} 和 k_{2x} 对各阶转子应变能危险系数的影响规律如图 4.15 所示。图中 B_i 为第 i 阶转子应变能危险系数。

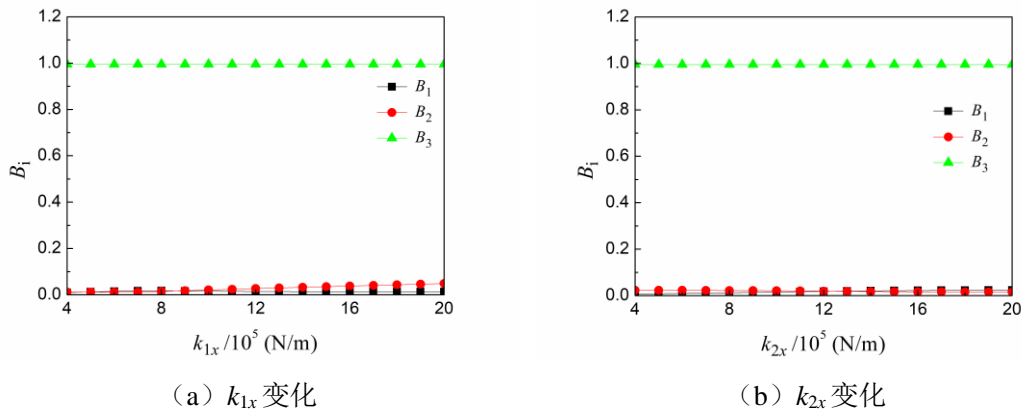


图 4.15 支承水平方向刚度对转子应变能危险系数的影响规律

图 4.15 可得到如下结论:

1) 随着 k_{1x} 和 k_{2x} 的增大, 试验器前 3 阶转子应变能危险系数变化均不大, B_1 和 B_2 都非常小, 远低于航空发动机设计准则要求的 20%-25%, 满足设计要求。

2) B_3 接近 1, 远远超出准则规定范围, 且不受安装节刚度的影响。主要是由于第 3 阶临界转速下的模态振型表现为转子弯曲, 其弯曲特性主要取决于轴本身的特性, 需要通过调整轴本身的几何、材料及质量分布等来改善。

4.3.3 支承刚度对模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

4.3.3.1 前支承刚度对模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

保持其他支承刚度不变, 改变前支承刚度 k_{1x} , 提取不同 k_{1x} 下的振型无量纲位移, 对振型进行归一化绘制模态振型, 前 3 阶模态振型分别如图 4.16 (a)、(c) 和 (e) 所示, 图中绿色箭头表示转子转动方向, 红色箭头表示静子转动方向。提取 2 个截面转子和静子模态位移, 观察 2 个截面的转子和静子模态位移随 k_{1x} 的变化情况, 前 3 阶结果分别如图 4.16 (b)、(d) 和 (f) 所示。最后计算 2 个关键截面各阶截面转静碰摩危险系数, 以分析截面转静碰摩危险程度的变化规律, 结果如图 4.17 所示。

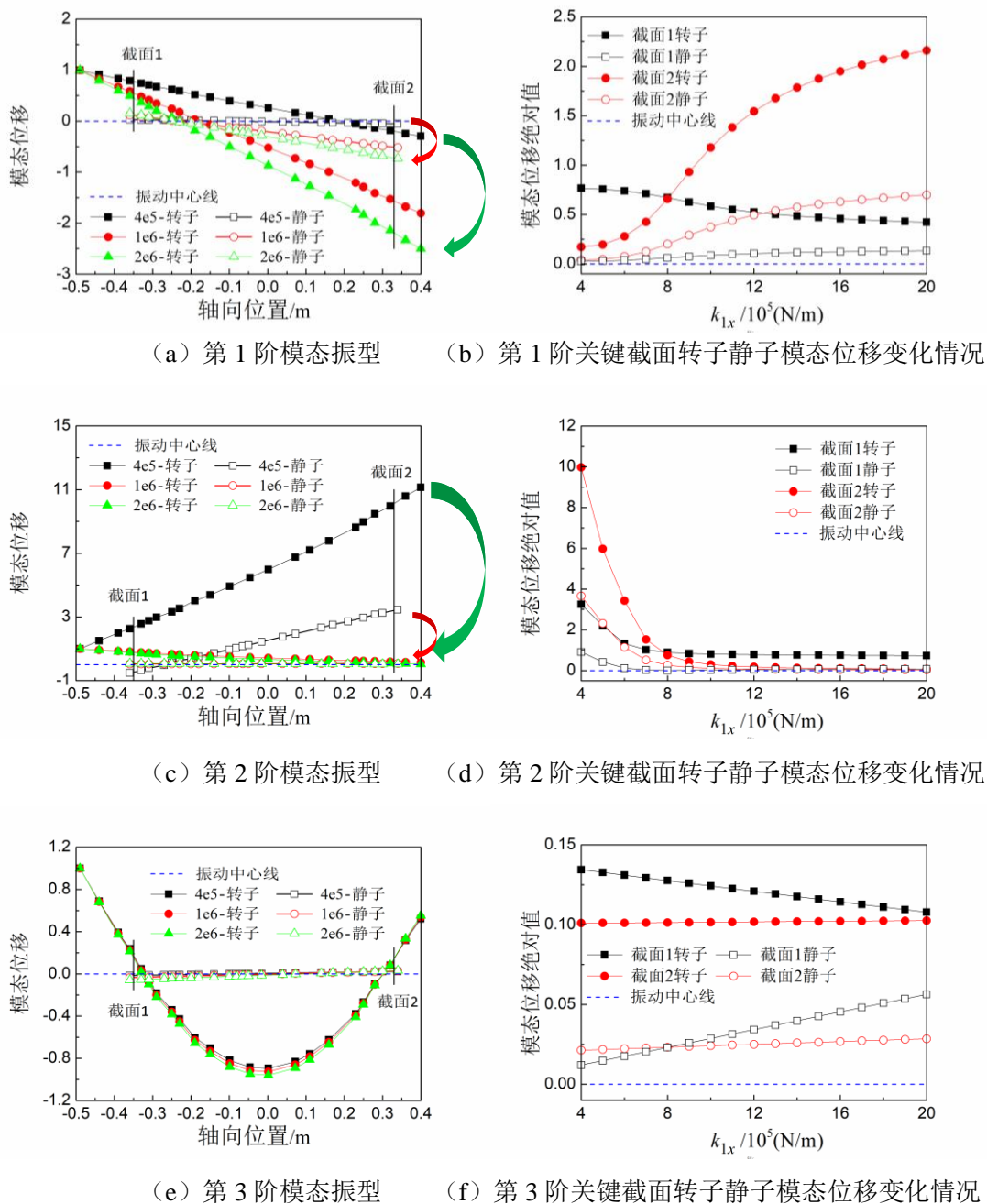


图 4.16 前支承水平方向刚度 k_{1x} 对前 3 阶模态振型和截面转子静子模态位移的影响规律

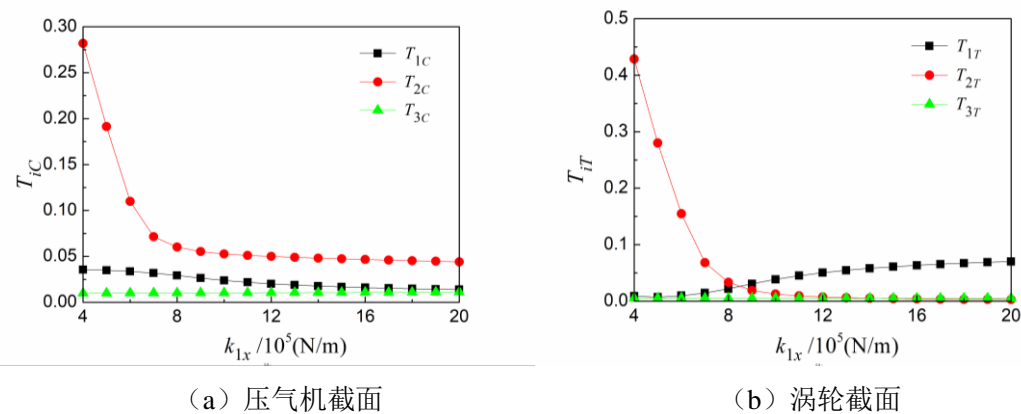


图 4.17 前支承水平方向刚度 k_{1x} 对前 3 阶截面转静碰摩危险系数的影响规律

由图 4.16 和图 4.17 可知，

1) 观察图 4.16 (a)、(c) 和 (e) 可知，第 1 阶模态振型表现为转子俯仰，静子俯仰的转静耦合振型， k_{1x} 对该阶振型有较大的影响。第 2 阶模态振型表现为转子平动，静子结构平动但振动较小， k_{1x} 对该阶振型影响较大。第 3 阶模态振型表现为转子弯曲，静子结构基本不动， k_{1x} 对该阶振型基本没有影响。

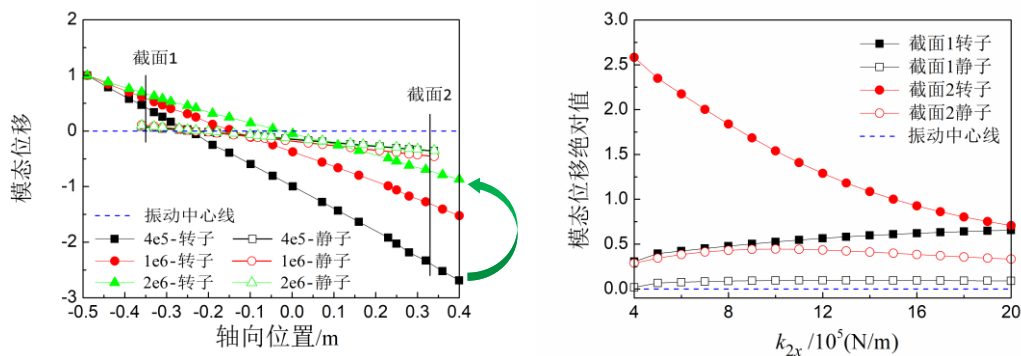
2) 在第 1 阶振型中，截面 1 端转子和截面 2 端转子反相，但截面 1 端静子和转子、截面 2 端转子和静子均同相。观察图 4.16 (a) 可知，随 k_{1x} 增大，截面 2 端转子和静子结构均逆时针转动。随 k_{1x} 增大，截面 1 转子模态位移绝对值不断减小，静子模态位移增大， T_{1C} 减小 (图 4.17 (a))。随 k_{1x} 增大，截面 2 转子模态位移增大，静子模态位移减小， T_{1T} 增大 (图 4.17 (b))。

3) 在第 2 阶振型中，观察图 4.16 (a) 可知，随 k_{1x} 增大，静子结构和转子结构均逆时针转动。随 k_{1x} 增大，截面 1 转子模态位移绝对值不断减小，静子模态位移减小， T_{2C} 减小 (图 4.16 (a))。随 k_{1x} 增大，截面 2 转子模态位移减小，静子模态位移减小， T_{2T} 减小 (图 4.17 (b))。

4) 在第 3 阶振型中，随 k_{1x} 的增大，截面 1 转子模态位移绝对值减小，静子模态位移绝对值增大， T_{3C} 增大。截面 2 转子和静子模态位移绝对值变化不大， T_{3T} 变化较小。

4.3.3.2 后支承刚度对模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

提取不同刚度下的振型无量纲位移，绘制模态振型， k_{2x} 变化时，前 3 阶模态振型分别如图 4.18 (a)、(c) 和 (e) 所示，图中绿色箭头表示转子转动方向，红色箭头表示静子转动方向。提取 2 个截面转子和静子模态位移，观察 2 个截面的转子和静子模态位移随 k_{1x} 的变化情况，前 3 阶结果分别如图 4.18 (b)、(d) 和 (f) 所示。最后计算 2 个关键截面各阶截面转静碰摩危险系数，以分析截面转静碰摩危险程度的变化规律，结果如图 4.19 所示。



(a) 第 1 阶模态振型 (b) 第 1 阶关键截面转子静子模态位移变化情况

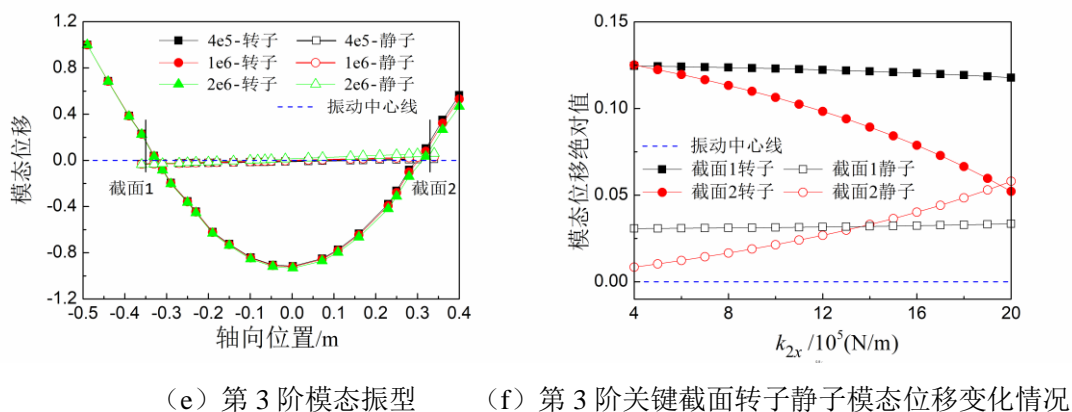
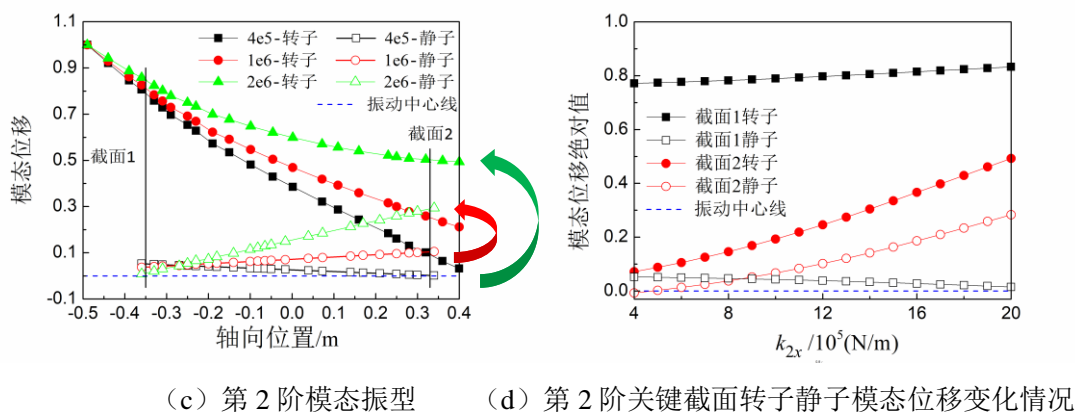


图 4.18 后支承水平方向刚度 k_{2x} 对前 3 阶模态振型和截面转子静子模态位移的影响规律

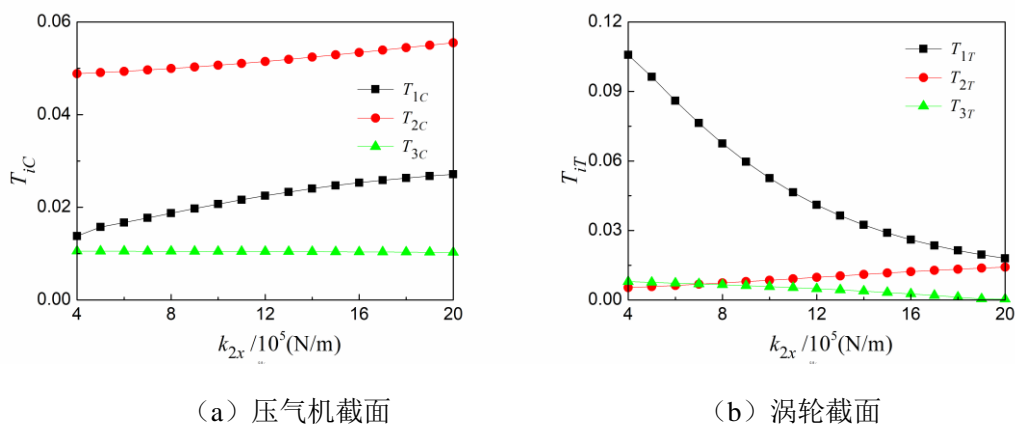


图 4.19 后支承水平方向刚度 k_{2x} 对前 3 阶截面转静碰摩危险系数的影响规律

由图 4.18 和图 4.19 可知,

1) 观察图 4.18 (a)、(c) 和 (e) 可知, 第 1 阶模态振型表现为转子俯仰, 静子俯仰的转静耦合振型, k_{2x} 对该阶振型有较大的影响。第 2 阶模态振型表现为转子平动, 静子结构平动但振动较小, k_{2x} 对该阶振型也影响较大。第 3 阶模态振型表现为转子弯曲, k_{2x} 对该阶振型影响较小。

2) 在第 1 阶振型中, 截面 1 端转子和截面 2 端转子反相, 但截面 1 端静子和转子、截面 2 端转子和静子均同相。观察图 4.18 (a) 可知, 随着 k_{2x} 的增大, 转子结构逆时针转动。

截面 1 转子模态位移绝对值不断增大, 静子模态位移较小, T_{1C} 增大 (图 4.19 (a))。随 k_{2x} 增大, 截面 2 转子模态位移绝对值减小, 静子模态位移较小, 先增大后减小, T_{1T} 减小 (图 4.19 (b))。

3) 在第 2 阶振型中, 观察图 4.18 (a) 可知, 随 k_{2x} 增大, 静子结构和转子结构均逆时针转动。随 k_{2x} 增大, 截面 1 转子模态位移绝对值增大, 静子模态位移绝对值减小, T_{2C} 增大 (图 4.19 (a))。随 k_{2x} 增大, 截面 2 转子模态位移绝对值增大, 静子模态位移绝对值增大, T_{2T} 增大 (图 4.19 (b))。

4) 在第 3 阶振型中, 随 k_{2x} 的增大, 截面 1 转子和静子模态位移绝对值变化不大, T_{3C} 无明显变化。截面 2 转子模态位移绝对值减小, 静子模态位移绝对值增大, T_{3T} 降低。

4.4 本章小结

本章分析了安装节刚度和支承刚度对带机匣的航空发动机转子试验器的整机耦合振动特性的影响。主要分析了安装节刚度和支承刚度的改变对试验器临界转速危险系数、转子应变能危险系数和截面转静碰摩危险系数的影响规律。分析表明第三章所定义参数能够正确反映临界转速、转子应变能及截面转子静子碰摩危险程度的特性。分析得到的各刚度的影响规律表明了试验器转子和静子的耦合振动机理, 可以为试验器整机特性的调整和优化提供依据和参考。

第五章 某型大涵道比涡扇发动机的整机振动耦合机理研究

基于第二章建立的某型双转子大涵道比涡扇发动机有限元模型,本章对该型发动机的振动耦合机理进行分析,以期认识、弄清在后期优化中最容易调整的支承刚度对某型航空发动机的临界转速、转子应变能、以及转静子变形协调性的影响规律。其中,由于支承4是中介支承,其本身刚度较高,工况复杂,受多方面因素制约,后期优化中很难调整其刚度,因此本章仅对支承1、2、3及5进行了分析。本章的研究工作将为后续航空发动机支承刚度的多目标优化设计奠定理论基础。

5.1 某型大涵道比双转子涡扇发动机支承刚度分析

某型双转子涡扇发动机共有5个支承,其整体支承方案如图5.1所示。低压转子采用0-2-1支承方案,3个支承均支承于静子结构上,包括支承1、支承2、支承点5。其中1号支承采用滚珠轴承,提供轴向定位,承受轴向和径向载荷,2号与5号支承为滚棒轴承,仅承受径向载荷;高压转子采用1-0-1支承方案,包括3号支承和4号支承,3号支承为滚珠轴承和滚棒轴承并用,支承在静子结构上,4号支承为滚棒轴承,该支承为中介支承,内圈支承在低压涡轮轴上,外圈支承在高压转子上,这种支承方式使得发动机的轴向尺寸缩短,但产生了复杂的高低压转子耦合振动效应。各支承刚度取值如表5.1所示。考虑支承1、支承2和支承5的刚度变化范围为 $2 \times 10^7 \text{N/m} \sim 1 \times 10^8 \text{N/m}$,支承3刚度变化范围为 $6 \times 10^7 \text{N/m} \sim 2 \times 10^8 \text{N/m}$ 。

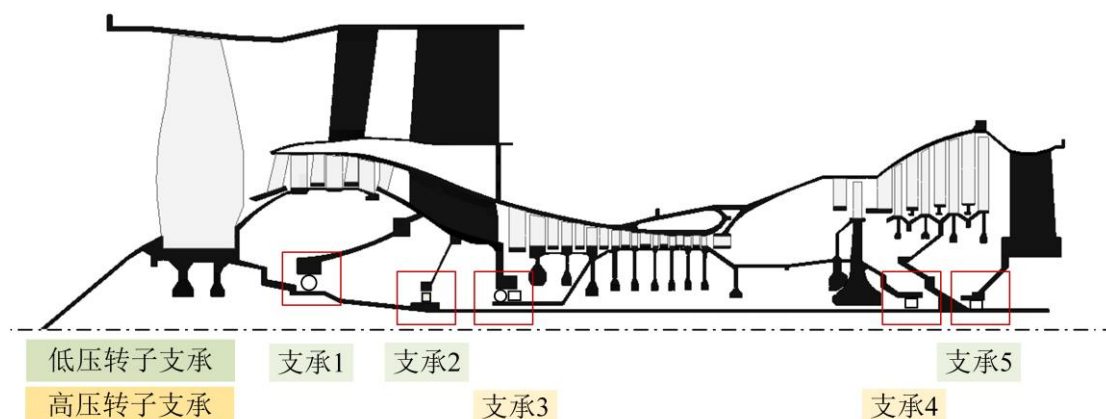


图 5.1 某型双转子航空发动机支承方案

表 5.1 各支承刚度取值

| 支承 | k_1 | k_2 | k_3 | k_4 | k_5 |
|-------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 刚度值/ 10^7 (N/m) | 3.94 | 6.81 | 12 | 17.1 | 4 |

5.2 某型大涵道比双转子涡扇发动机工作转速范围内的模态分析

由于计算条件不同,同一阶模态出现的顺序会发生变化,从而影响阶次顺序,本文中以模态振型区分阶次,下文中的所有第1阶、第2阶和第3阶均表示特定振型,不完全按照转速高低排序。3阶振型如图5.2所示,其中,第1阶为低压转子主激励,对应的模态振型为低压涡轮俯仰、低压轴一弯、高压涡轮俯仰,如图5.2(a)所示。第2阶为低压转子主激励,对应的模态振型为风扇俯仰,低压转子二弯,如图5.2(b)所示。第3阶为高压转子主激励,对应的模态振型为高压转子俯仰,低压轴二弯,低压涡轮俯仰,如图5.2(c)所示。

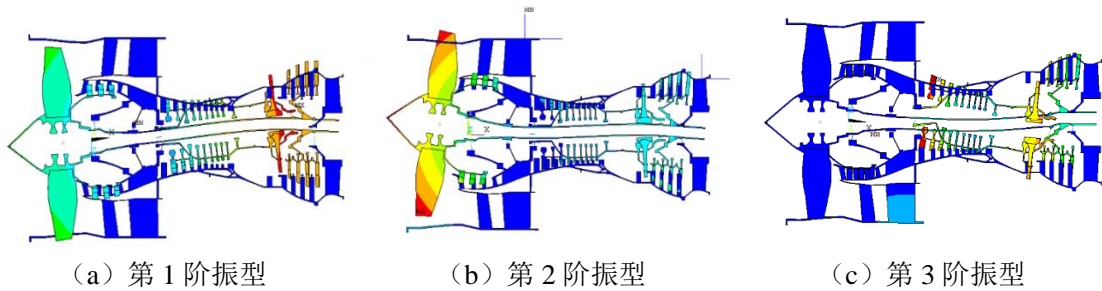


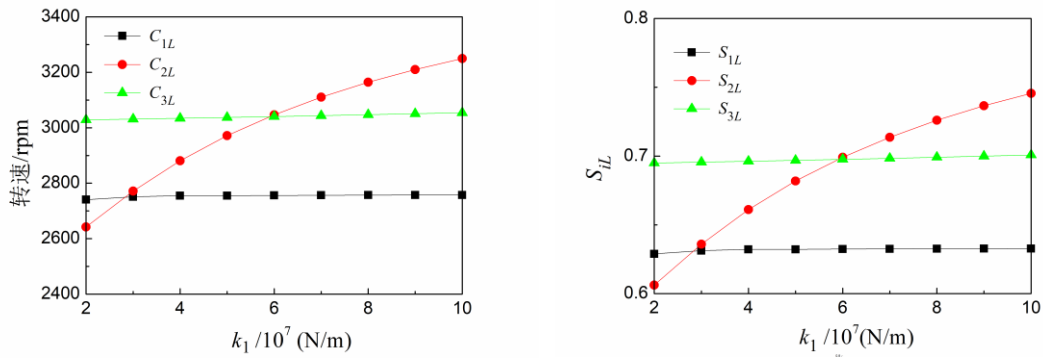
图 5.2 某型双转子航空发动机前 3 阶临界转速下的模态振型

5.3 支承刚度对某型航空发动机临界转速及临界转速危险系数的影响分析

实际航空发动机在工作过程中,有确定的工作转速,对双转子航空发动机而言,通常是控制高压转速,低压转子转速自适应,高低压转速比并不是人为规定,一成不变的。在实际工作中,发动机临界转速需要避开各阶临界转速上下 20% 的区域,本文所分析的某型大涵道比双转子涡扇发动机共有 3 个工作转速,第 1 个工作转速为慢车转速(低压转子转速 1151rpm, 高压转子转速 9879rpm)、第 2 个工作转速为巡航转速(低压转子转速 4358rpm, 高压转子转速 14022rpm)、第 3 个工作转速为最大转速(低压转子转速 4749rpm, 高压转子转速 14511rpm)。航空发动机结构设计就是通过合理的设计优化,使各阶临界转速均避开工作转速,并保留一定的裕度。由于航空发动机设计需要考虑气动、强度等多方面因素,在实际设计过程中,往往是通过调整支承刚度以实现临界转速的优化。为优化得到合理的支承刚度,首先需要弄清各支承刚度对临界转速的影响规律及机理。

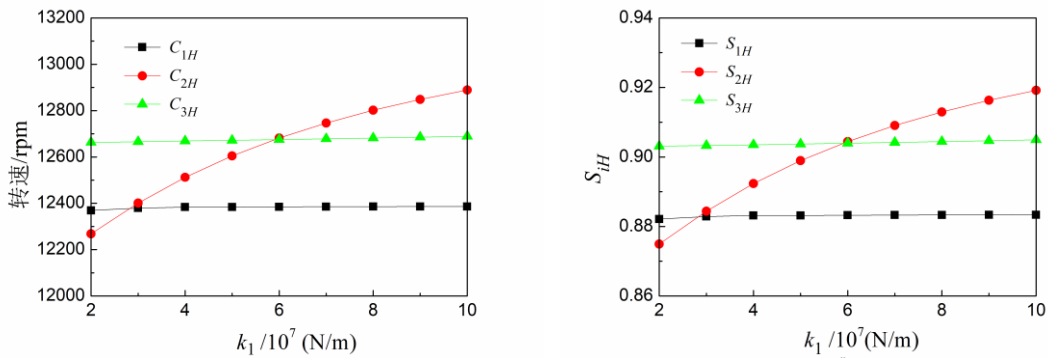
5.3.1 支承 1 刚度对某型航空发动机临界转速及临界转速危险系数的影响分析

不断改变支承 1 的刚度 k_1 , 保持其他支承刚度值不变, 计算不同条件下发动机工作转速范围内的 3 阶高低压转子临界转速及其对应的临界转速危险系数, 如图 5.3 和图 5.4 所示。图中, C_{iL} 为第 i 阶低压转子临界转速, S_{iL} 为第 i 阶低压转子临界危险系数, C_{iH} 为第 i 阶高压转子临界转速, S_{iH} 为第 i 阶高压转子临界危险系数, 其中, 临界转速危险系数的计算方法详见 3.4 节。



(a) 临界转速

(b) 临界转速危险系数

 图 5.3 支承 1 刚度 k_1 对低压转子临界转速及临界转速危险系数的影响规律


(a) 临界转速

(b) 临界转速危险系数

 图 5.4 支承 1 刚度 k_1 对高压转子临界转速及临界转速危险系数的影响规律

由图可知：

1) k_1 变化对第 2 阶临界转速和临界转速危险系数影响较大，随着 k_1 增大， C_{2L} 、 C_{2H} 、 S_{2L} 、 S_{2H} 均增大，主要是由于，第 2 阶临界转速对应的模态振型为风扇俯仰，受支承 1 影响较大。

2) k_1 变化对第 1 阶和第 3 阶临界转速和临界转速危险系数均无明显影响，随着 k_1 增大， C_{1L} 、 C_{1H} 、 S_{1L} 、 S_{1H} 和 C_{3L} 、 C_{3H} 、 S_{3L} 、 S_{3H} 均无明显变化，主要是由于，第 1 阶和第 3 阶临界转速对应的模态振型主要集中在低压涡轮和高压转子，支承 1 位置振动较小，因此这两阶模态振型的临界转速受 k_1 影响较小。

3) 在 k_1 的分析范围内，各阶低压转子临界转速均在各工作转速允许范围裕度内（低压转子临界转速安全范围见 3.3.1.2），各阶低压临界转速危险系数均低于 0.8，符合航空发动机设计准则要求。各阶高压转子临界转速均不符合工作转速的裕度要求（高压转子临界转速安全范围见 3.3.1.2），各阶高压临界转速危险系数均高于 0.8。

5.3.2 支承 2 刚度对某型航空发动机临界转速及临界转速危险系数的影响分析

保持其他支承刚度不变，改变支承 2 的刚度 k_2 ，计算不同条件下发动机工作转速范围内的 3 阶高、低压转子临界转速及其对应的临界转速危险系数，如图 5.5 和图 5.6 所示。

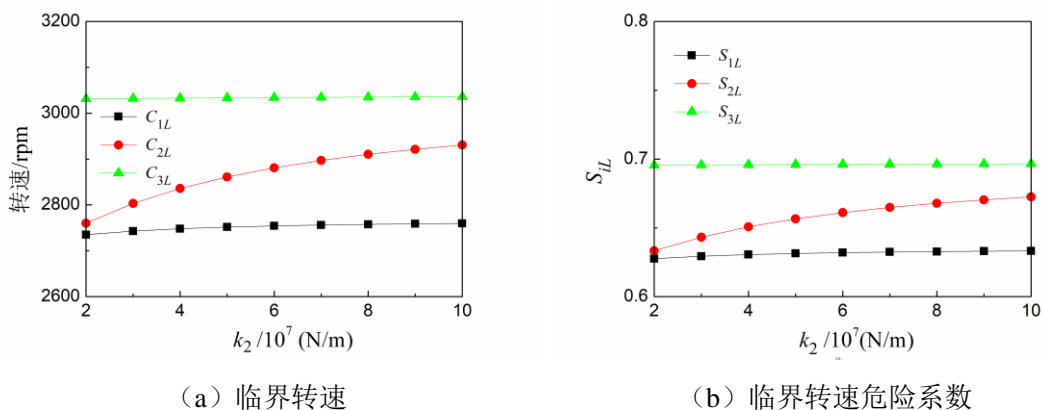


图 5.5 支承 2 刚度 k_2 对低压转子临界转速及临界转速危险系数的影响规律

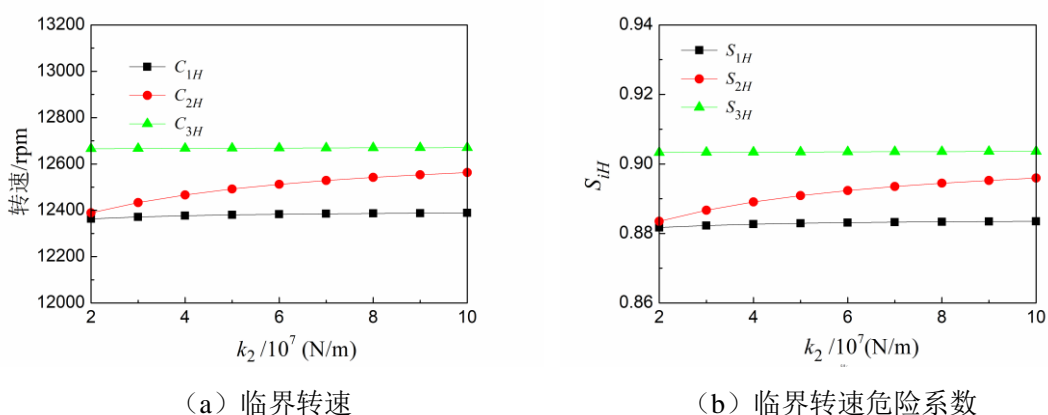


图 5.6 支承 2 刚度 k_2 对高压转子临界转速及临界转速危险系数的影响规律

由图可知：

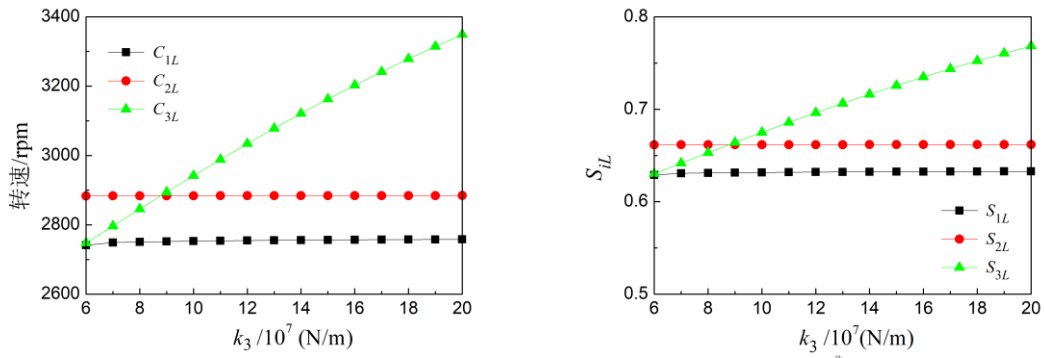
1) k_2 变化对第 2 阶临界转速和临界转速危险系数影响较大，随着 k_2 增大， C_{2L} 、 C_{2H} 、 S_{2L} 、 S_{2H} 均增大，主要是由于，第 2 阶临界转速对应的模态振型为风扇俯仰，受支承 2 影响较大。

2) k_2 变化对第 1 阶和第 3 阶临界转速和临界转速危险系数均无明显影响，随着 k_2 增大， C_{1L} 、 C_{1H} 、 S_{1L} 、 S_{1H} 和 C_{3L} 、 C_{3H} 、 S_{3L} 、 S_{3H} 均无明显变化，主要是由于，第 1 阶和第 3 阶临界转速对应的模态振型主要集中在低压涡轮和高压转子，支承 2 位置振动较小，因此这两阶模态振型的临界转速受 k_2 影响较小。

3) 在 k_2 的分析范围内，各阶低压转子临界转速均在各工作转速允许范围裕度内（低压转子临界转速安全范围见 3.3.1.2），各阶低压临界转速危险系数均低于 0.8，符合航空发动机设计准则要求。各阶高压转子临界转速均不符合工作转速的裕度要求（高压转子临界转速安全范围见 3.3.1.2），各阶高压临界转速危险系数均高于 0.8。

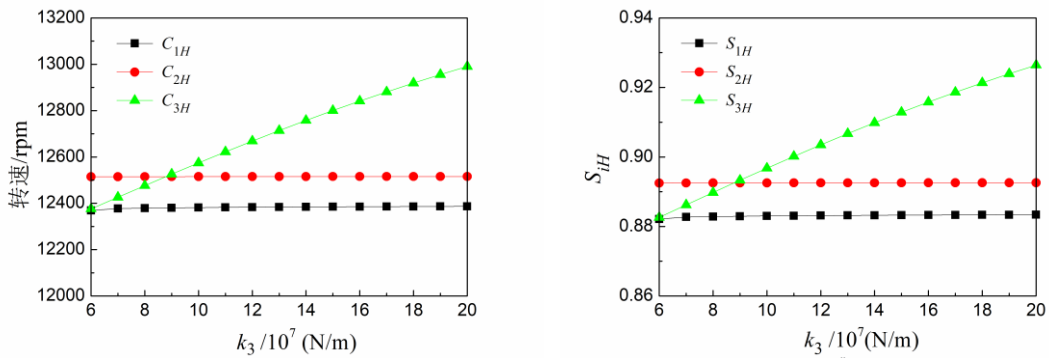
5.3.3 支承 3 刚度对某型航空发动机临界转速及临界转速危险系数的影响分析

保持其他支承的刚度不变，改变支承 3 的刚度 k_3 ，计算不同条件下发动机工作转速范围内的 3 阶高低压转子临界转速及其对应的临界危险系数，如图 5.7 和图 5.8 所示。



(a) 临界转速

(b) 临界转速危险系数

 图 5.7 支承 3 刚度 k_3 对低压转子临界转速及临界转速危险系数的影响规律


(a) 临界转速

(b) 临界转速危险系数

 图 5.8 支承 3 刚度 k_3 对高压转子临界转速及临界危险系数的影响规律

由图可知：

1) k_3 变化对第 3 阶临界转速和临界危险系数影响较大，随着 k_3 增大， C_{3L} 、 C_{3H} 、 S_{3L} 、 S_{3H} 均增大，主要是由于第 3 阶临界转速对应的模态受高压转子激励，振型表现为高压转子俯仰，支承 3 为高压转子前支承，因此对该阶影响较大。

2) k_3 变化对第 1 阶和第 2 阶临界转速和临界危险系数均无明显影响，随着 k_3 增大， C_{1L} 、 C_{1H} 、 S_{1L} 、 S_{1H} 和 C_{2L} 、 C_{2H} 、 S_{2L} 、 S_{2H} 均无明显变化，主要是由于，第 1 阶临界转速对应的模态振型为风扇转子俯仰，第 2 阶临界转速对应的模态振型主要为低压涡轮俯仰，高压压气机位置，即支承 3 位置均振动较小，因此这两阶临界转速受 k_3 影响不大。

3) 在 k_3 的分析范围内，各阶低压转子临界转速均在各工作转速允许范围裕度内，符合航空发动机设计准则要求，各阶低压临界危险系数均低于 0.8。各阶高压转子临界转速均不符合工作转速的裕度要求，各阶高压临界危险系数均高于 0.8。

5.3.4 支承 5 刚度对某型航空发动机临界转速及临界转速危险系数的影响分析

保持其他支承刚度不变，改变支承 5 刚度 k_5 ，计算不同条件下发动机工作转速范围内的 3 阶高低压转子临界转速及其对应的临界转速危险系数，如图 5.9 和图 5.10 所示。

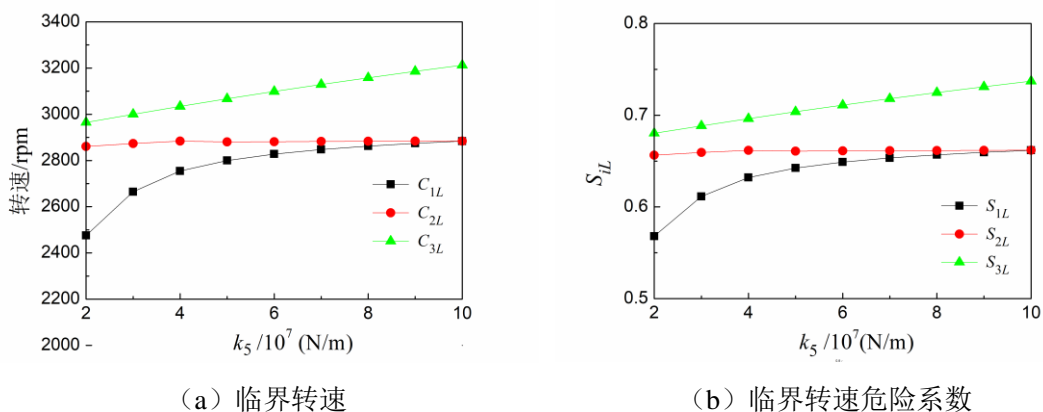


图 5.9 支承 5 刚度 k_5 对低压转子临界转速及临界转速危险系数的影响规律

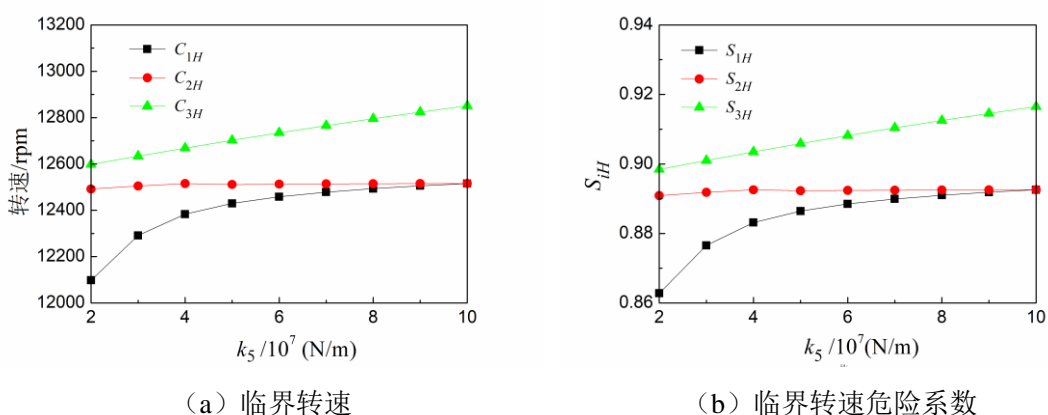


图 5.10 支承 5 刚度 k_5 对高压转子临界转速及临界转速危险系数的影响规律

由图可知：

1) k_5 变化对第 1 阶和第 3 阶临界转速和临界转速危险系数影响较大，随着 k_5 增大， C_{1L} 、 C_{1H} 、 S_{1L} 、 S_{1H} 和 C_{3L} 、 C_{3H} 、 S_{3L} 、 S_{3H} 均增大，主要是由于第 1 阶和第 3 阶临界转速对应的模态中均存在低压涡轮俯仰，支承 5 为低压转子后支承，对应低压涡轮位置，因此对存在该振型的阶次影响较大。

2) k_5 变化对第 2 阶临界转速和临界转速危险系数均无明显影响，随着 k_5 增大， C_{2L} 、 C_{2H} 、 S_{2L} 、 S_{2H} 均无明显变化，主要是由于第 2 阶临界转速对应的模态振型中，高压涡轮位置，即支承 5 位置无明显振动。

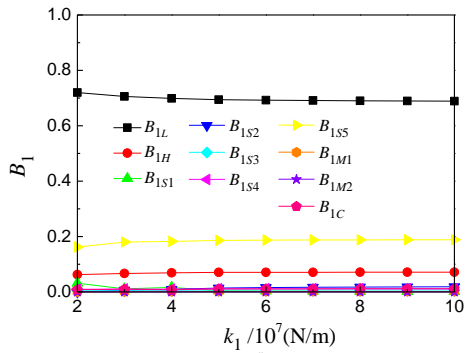
3) k_5 分析范围内，各阶低压转子临界转速均在各工作转速允许范围裕度内，符合航空发动机设计准则要求，各阶低压临界转速危险系数均低于 0.8。各阶高压转子临界转速均不符合工作转速的裕度要求，各阶高压转速临界危险系数均高于 0.8。

5.4 各支承刚度对某型航空发动机转子应变能危险系数的影响分析

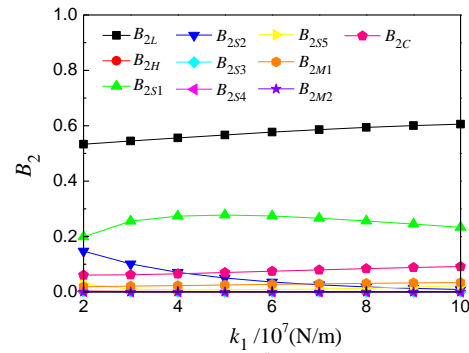
5.4.1 支承 1 刚度对某型航空发动机转子应变能危险系数的影响分析

保持其他支承刚度不变，改变支承 1 刚度 k_1 ，计算不同条件下发动机工作转速范围内的 3 阶高低压转子临界转速，计算临界转速下的模态振型，提取各阶模态振型的整机应变能及

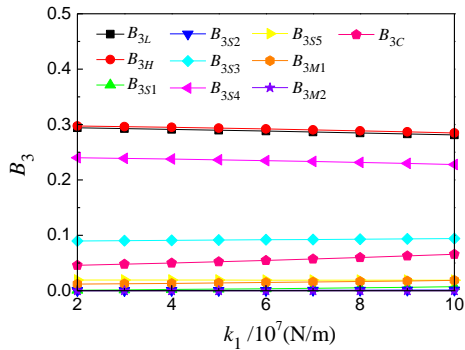
低压转子、高压转子、支承 1-5、前安装节、后安装节及静子结构的应变能，计算各模态振型下各结构应变能分布情况。图 5.11 (a)、(b)、(c) 所示分别为第 1 阶、第 2 阶、第 3 阶临界转速对应的模态振型下各结构应变能分布情况，图 5.11 (d) 为前 3 阶模态振型的低压和高压转子应变能危险系数。图中 B_{iL} 为第 i 阶低压转子应变能危险系数， B_{iH} 为第 i 阶高压转子应变能危险系数， B_{iS1} 、 B_{iS2} 、 B_{iS3} 、 B_{iS4} 和 B_{iS5} 分别为第 i 阶模态下支承 1、支承 2、支承 3、支承 4 和支承 5 的应变能占整机应变能的比例， B_{iM1} 、 B_{iM2} 分别为第 i 阶模态下前安装节和后安装节的应变能占整机应变能的比例， B_{iC} 为第 i 阶模态下静子结构的应变能占整机应变能的比例。



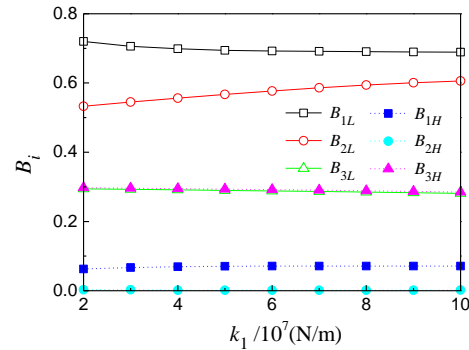
(a) 第 1 阶模态下各结构应变能分布



(b) 第 2 阶模态下各结构应变能分布



(c) 第 3 阶模态下各结构应变能分布



(d) 高低压转子应变能危险系数

 图 5.11 支承 1 刚度 k_1 对整机应变能分布及转子应变能危险系数的影响规律

由图可知：

1) 第 1 阶模态振型下，应变能主要集中在低压转子和支承 5 上，高压转子也承受了一定的应变能，在分析范围内，各部件应变能分布情况受 k_1 的影响不大。主要是由于第 1 阶模态振型主要表现为低压涡轮转子一弯、低压涡轮俯仰，低压转子和支承 5 变形较大，因此其应变能在整机振型中占较高的比例；高压转子发生俯仰，也承受了一定的应变能。支承 1 距离低压涡轮位置较远，且在该阶模态振型中，支承 1 位置变形较小，因此其刚度变化对该阶模态振型的应变能分布情况影响不大。

2) 第 2 阶模态振型下，应变能主要集中在低压转子和支承 1 处，在分析范围内， B_{2L} 、

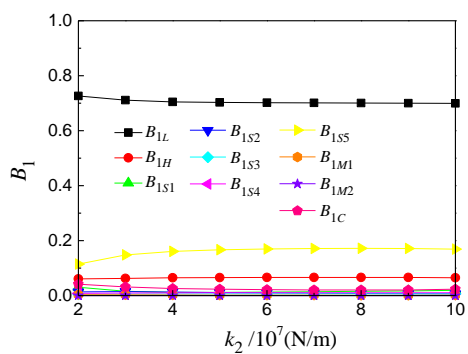
B_{2S1} 和 B_{2S2} 受 k_1 影响较大。主要是由于第 2 阶模态振型主要表现为风扇俯仰, 低压转子、支承 1 和支承 2 变形较大, 因此其应变能在整机振型中占较高的比例。随着 k_1 增大, B_{2L} 增大, B_{2S1} 增大, B_{2S2} 减小, 可以看出, 随着 k_1 的增大, 应变能由支承 2 向低压转子和支承 1 转移, 当 k_1 较小时, 支承 2 承受了较多的应变能, 随着 k_1 的增大, 支承 2 承受的应变能明显减小。

3) 第 3 阶模态振型下, 应变能主要集中在低压转子、高压转子和支承 4 上, 支承 3 和静子结构也承受了一定的应变能, 在分析范围内, 各部件应变能分布情况受 k_1 影响不大。主要是由于第 3 阶模态振型主要表现为高压转子俯仰、低压涡轮俯仰, 高压转子、低压转子和支承 4 变形较大, 因此其应变能在整机振型中占较高的比例; 高压转子俯仰使得支承 3 也承受了一定的应变能。支承 1 距离高压转子位置较远, 且在该阶模态振型中, 支承 1 位置变形较小, 因此其刚度变化对该阶模态振型的应变能分布情况影响不大。

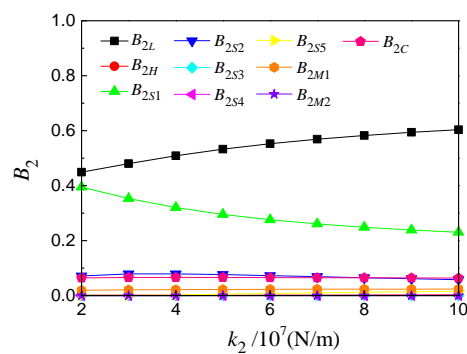
4) 在 k_1 的分析范围内, 各阶低压转子应变能危险系数均大于 0.25, 不满足航空发动机设计准则要求。第 1 阶和第 2 阶高压转子应变能危险系数低于 0.25, 满足准则要求, 第 3 阶高压转子应变能危险系数不满足航空发动机设计准则要求。第 2 阶低压转子应变能危险系数受 k_1 影响较大, 随 k_1 增大而增大。

5.4.2 支承 2 刚度对某型航空发动机转子应变能危险系数的影响分析

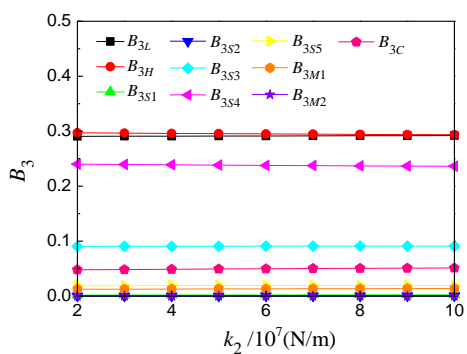
保持其他支承刚度不变, 改变支承 2 刚度 k_2 , 计算不同条件下发动机工作转速范围内的 3 阶高低压转子临界转速, 计算临界转速下的模态振型, 提取各阶模态振型的整机应变能及低压转子、高压转子、支承 1-5、前安装节、后安装节及静子结构的应变能, 计算各模态振型下各结构应变能分布情况, 如图 5.12 所示。



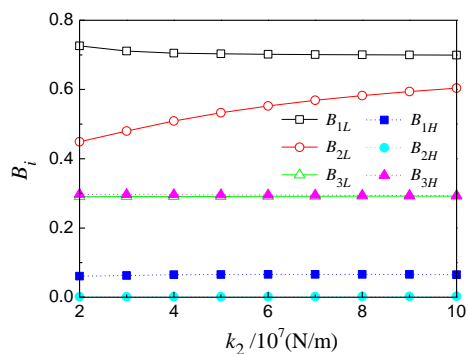
(a) 第 1 阶模态下各结构应变能分布



(b) 第 2 阶模态下各结构应变能分布



(c) 第3阶模态下各结构应变能分布



(d) 高低压转子应变能危险系数

图 5.12 支承 2 刚度 k_2 对整机应变能分布及转子应变能危险系数的影响规律

由图可知：

1) 第 1 阶模态振型下，应变能主要集中在低压转子和支承 5 上，高压转子也承受了一定的应变能，在分析范围内，各部件应变能分布情况受 k_2 影响不大。主要是由于第 1 阶模态振型主要表现为低压涡轮转子一弯、低压涡轮俯仰，支承 2 距离低压涡轮位置较远，且在该阶模态振型中，支承 2 位置变形较小，因此其刚度变化对该阶模态振型的应变能分布情况影响不大。

2) 第 2 阶模态振型下，应变能主要集中在低压转子和支承 1 上，在分析范围内， B_{2L} 、 B_{2S1} 受 k_2 影响较大。主要是由于第 2 阶模态振型主要表现为风扇俯仰，低压转子、支承 1 变形较大，因此其应变能在整机振型中占较高的比例。随着 k_2 增大， B_{2L} 增大， B_{2S1} 减小，可以看出，随着 k_2 的增大，应变能由支承 1 向低压转子转移。

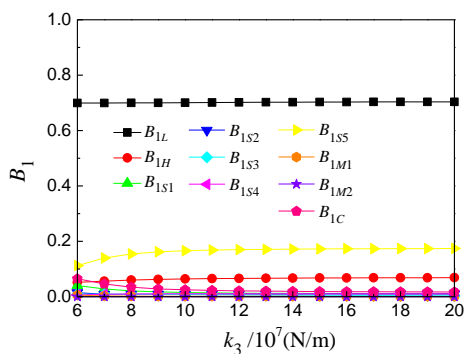
3) 第 3 阶模态振型下，应变能主要集中在低压转子、高压转子和支承 4 上，支承 3 和静子结构也承受了一定的应变能。在分析范围内，各部件应变能分布情况受 k_2 的影响不大。主要是由于第 3 阶模态振型主要表现为高压转子俯仰、低压涡轮俯仰，高压转子、低压转子和支承 4 变形较大，因此其应变能在整机振型中占较高的比例；高压转子俯仰使得支承 3 也承受了一定的应变能。支承 2 距离高压转子位置较远，且在该阶模态振型中，支承 2 位置变形较小，因此其刚度变化对该阶模态振型的应变能分布情况影响不大。

4) 在 k_2 的分析范围内，各阶低压转子应变能危险系数均大于 0.25，不满足航空发动机设计准则要求。第 1 阶和第 2 阶高压转子应变能危险系数低于 0.25，满足准则要求，第 3 阶高压转子应变能危险系数不满足航空发动机设计准则要求。第 2 阶低压转子应变能危险系数受 k_2 影响较大，随 k_2 增大而增大。

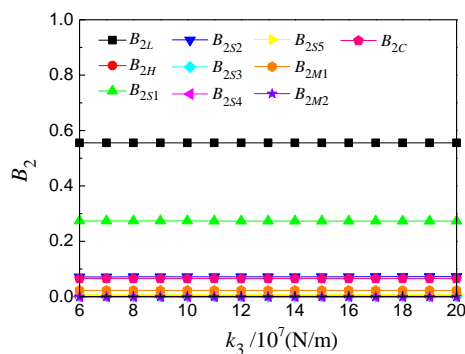
5.4.3 支承 3 刚度对某型航空发动机转子应变能危险系数的影响分析

保持其他支承刚度不变，改变支承 3 的刚度 k_3 ，计算不同条件下发动机工作转速范围内的 3 阶高低压转子临界转速，计算临界转速下的模态振型，提取各阶模态振型的整机应变能及低压转子、高压转子、支承 1-5、前安装节、后安装节及静子结构的应变能，计算各模态

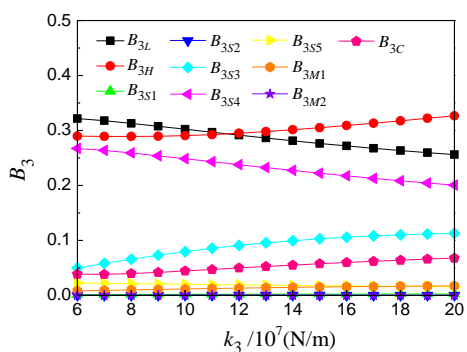
振型下各结构应变能分布情况，如图 5.13 所示。



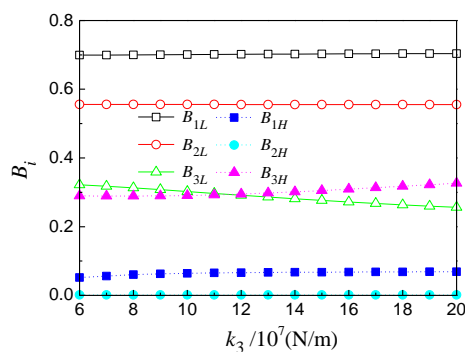
(a) 第 1 阶模态下各结构应变能分布



(b) 第 2 阶模态下各结构应变能分布



(c) 第 3 阶模态下各结构应变能分布



(d) 高低压转子应变能危险系数

图 5.13 支承 3 刚度 k_3 对整机应变能分布及转子应变能危险系数的影响规律

由图可知：

1) 第 1 阶模态振型下，应变能主要集中在低压转子和支承 5 上。在分析范围内，随 k_3 增大， B_{2S4} 增大， B_{2C} 减小，静子结构的能量向支承 5 发生了转移，其余部件应变能分布情况受 k_3 影响不大。

2) 第 2 阶模态振型下，应变能主要集中在低压转子和支承 1，在分析范围内，各结构应变能分布受 k_3 影响不大。主要是由于第 2 阶模态振型主要表现为风扇俯仰，低压转子、支承 1 变形较大，因此低压转子和支承 1 承受的应变能较多。支承 3 为高压转子支承，发生变形变小，因此该模态下，随 k_3 增大，各结构应变能分布变化不大。

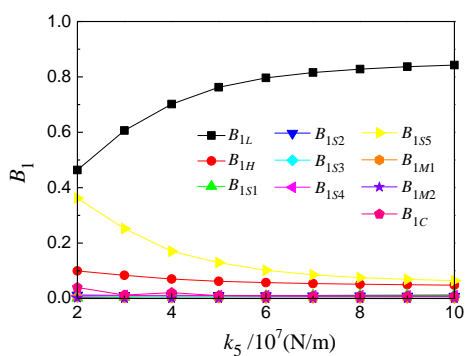
3) 第 3 阶模态振型下，应变能主要集中在低压转子、高压转子和支承 4 上，支承 3 和静子结构也承受了一定的应变能。在分析范围内， B_{3L} 、 B_{3H} 、 B_{3S4} 、 B_{3S3} 和 B_{3C} 均受 k_3 影响较大。随着 k_3 增大， B_{3L} 和 B_{3S4} 减小， B_{3H} 、 B_{3S3} 和 B_{3C} 增大，可以看出，应变能由低压转子和支承 4 向高压转子、支承 3 和静子结构转移。

4) 在 k_3 的分析范围内，各阶低压转子应变能危险系数均大于 0.25，不满足航空发动机设计准则要求。第 1 阶和第 2 阶高压转子应变能危险系数低于 0.25，满足准则要求，第 3 阶高压转子应变能危险系数不满足航空发动机设计准则要求。第 3 阶高低压转子应变能危险

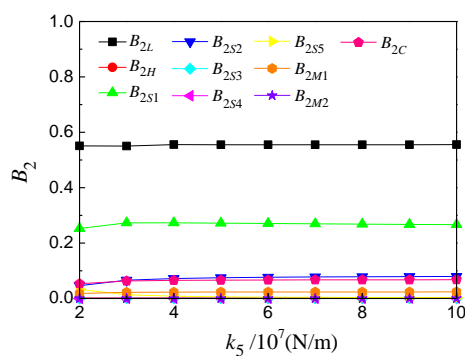
系数受 k_3 影响较大, 随 k_3 增大, 高压转子应变能危险系数增大, 低压转子应变能危险系数减小。

5.4.4 支承 5 刚度对某型航空发动机转子应变能危险系数的影响分析

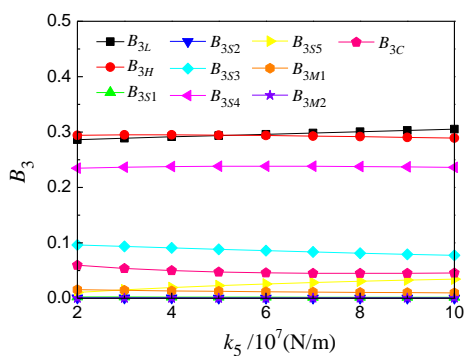
保持其他支承刚度不变, 改变支承 5 刚度 k_5 , 计算不同条件下发动机工作转速范围内的 3 阶高低压转子临界转速, 计算临界转速下的模态振型, 提取各阶模态振型的整机应变能及低压转子、高压转子、支承 1-5、前安装节、后安装节及静子结构的应变能, 计算各模态振型下各结构应变能分布情况, 如图 5.14 所示。



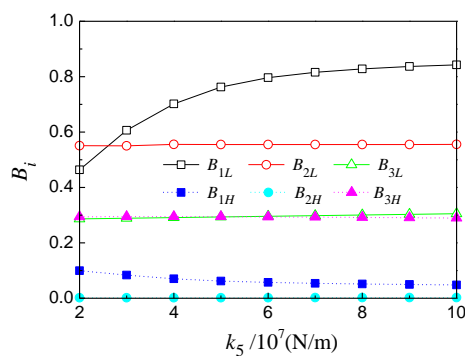
(a) 第 1 阶模态下各结构应变能分布



(b) 第 2 阶模态下各结构应变能分布



(c) 第 3 阶模态下各结构应变能分布



(d) 高低压转子应变能危险系数

图 5.14 支承 5 刚度 k_5 对整机应变能分布及转子应变能危险系数的影响规律

由图可知:

1) 第 1 阶模态振型下, 应变能主要集中在低压转子和支承 5 上, 高压转子也承受了一定的应变能。在分析范围内, B_{1L} 、 B_{1S5} 受 k_5 影响很大, 随 k_5 增大, B_{1L} 增大, B_{1S5} 减小。主要是由于第 1 阶模态振型主要表现为低压涡轮转子一弯、低压涡轮俯仰, 支承 5 为低压涡轮支承, 随支承 5 刚度的增大, 支承 5 变形减小, 应变能降低, 低压涡轮转子弯曲加剧, 应变能增大。

2) 第 2 阶模态振型下, 应变能主要集中在低压转子和支承 1, 在分析范围内, 各结构应变能分布受 k_5 影响不大。主要是由于第 2 阶模态振型主要表现为风扇俯仰, 支承 5 为低压涡轮转子支承, 发生变形变小, 因此该模态下, 随 k_5 增大, 各结构应变能分布变化不大。

3) 第3阶模态振型下, 应变能主要集中在低压转子、高压转子和支承4上, 支承3和静子结构也承受了一定的应变能。在分析范围内, 各部件应变能分布情况受 k_5 影响不大。

4) 在 k_5 的分析范围内, 各阶低压转子应变能危险系数均大于0.25, 不满足航空发动机设计准则要求。第1阶和第2阶高压转子应变能危险系数低于0.25, 满足准则要求, 第3阶高压转子应变能危险系数不满足航空发动机设计准则要求。第1阶低压转子应变能危险系数受 k_5 影响较大, 随 k_5 增大, 第1阶低压转子应变能危险系数增大。

5.5 支承刚度对某型航空发动机模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

5.5.1 振型的归一化

为定量比较各截面转静碰摩危险程度, 第二章引入了截面转静碰摩危险系数, 提供了同一个模态振型下各截面转静碰摩危险程度的定量评估方法。事实上, 模态振型本身只能表示振型形状, 各部分位移大小均为某一归一化情况下的相对值, 并无实际意义, 因此对于不同模态阶次和不同计算条件下的模态振型, 在比较截面转静碰摩危险系数时, 需要进行振型归一化, 使得不同振型下的截面转静碰摩危险程度具有可比性。本文为便于看清各截面转静间隙随刚度变化规律, 令每个模态振型低压转子整流锥最顶端节点(记为1号节点)的模态位移为1, 对每个振型进行归一化, 比较每个截面转子和静子结构相对于1号节点的模态位移, 进而计算比较各截面的转静碰摩危险程度。事实上, 也可以采用各模态振型最大位移为1及其他方式进行归一化。

5.5.2 分析截面的选择

结合所分析的前3阶模态振型, 本文选取5个最容易发生转静碰摩的截面进行分析, 分别为风扇截面、第1级增压级截面、第1级高压压气机截面、高压涡轮截面和第4级低压涡轮截面, 依次记为截面1-5, 各截面位置如图5.15所示。

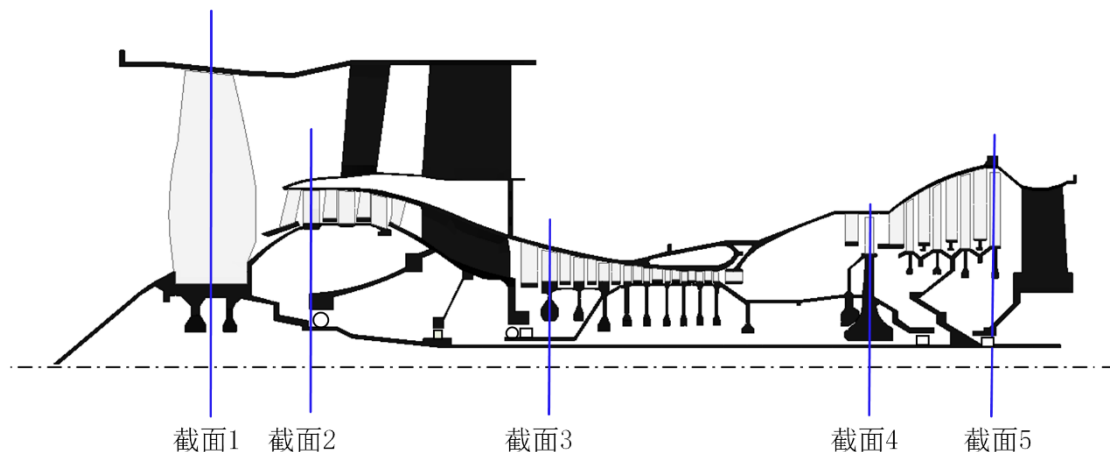


图 5.15 某型双转子航空发动机截面位置

5.5.3 支承1刚度对某型航空发动机模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

5.5.3.1 支承1刚度对第1阶模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

保持其他支承刚度不变,改变支承1刚度 k_1 ,计算不同条件下发动机工作转速范围内的3阶高低压转子临界转速,计算临界转速下的模态振型,提取不同刚度下的振型无量纲位移,绘制模态振型, k_1 变化时,第1阶模态振型如图5.16(a),图中,“1e8-外涵机匣”意为 k_1 为 $1 \times 10^8 \text{N/m}$ 时,第1阶临界转速对应的模态振型中外涵机匣的振型,“1e8-低压转子”意为 k_1 为 $1 \times 10^8 \text{N/m}$ 时,第1阶临界转速对应的模态振型中低压转子的振型,以此类推。提取5个截面转子和静子模态位移,观察各截面的转子和静子模态位移随 k_1 的变化情况,结果如图5.16(b)所示,计算各截面转静相对模态位移,如图5.16(c)所示,进而计算各截面转静碰摩危险系数,以分析截面转静碰摩危险程度的变化规律,如图5.16(d)所示。

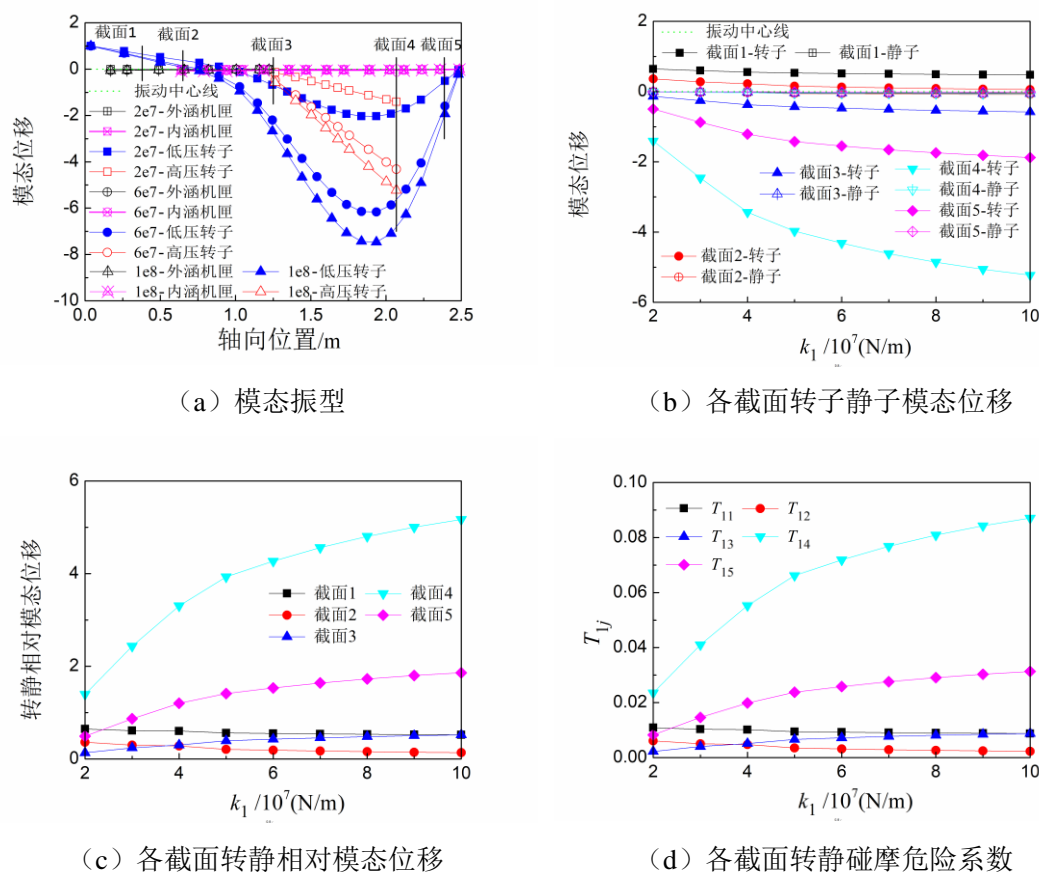


图 5.16 支承1刚度 k_1 对第1阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律

由图可知,

1) 第1阶模态振型表现为低压转子1阶弯曲,低压涡轮俯仰,高压转子俯仰,外涵机匣和内涵机匣振动均较小,转子和静子结构的耦合振动较弱。随着 k_1 的增大,相对于1号节点,低压涡轮转子弯曲加剧,高压转子俯仰加剧。

2) 相对于1号节点,随着 k_1 的增大,截面4和截面5转子模态位移增大,对应的截面

静子模态位移变化不大，转静碰摩危险程度提高。其余截面模态位移及碰摩危险程度变化不大。

5.5.3.2 支承1刚度对第2阶模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

支承1刚度 k_1 变化时，第2阶模态振型如图 5.17 (a)，各截面的转子和静子模态位移随 k_1 的变化情况，如图 5.17 (b) 所示，各截面转静相对模态位移，如图 5.17 (c) 所示，各截面转静碰摩危险系数的变化规律，如图 5.17 (d) 所示。

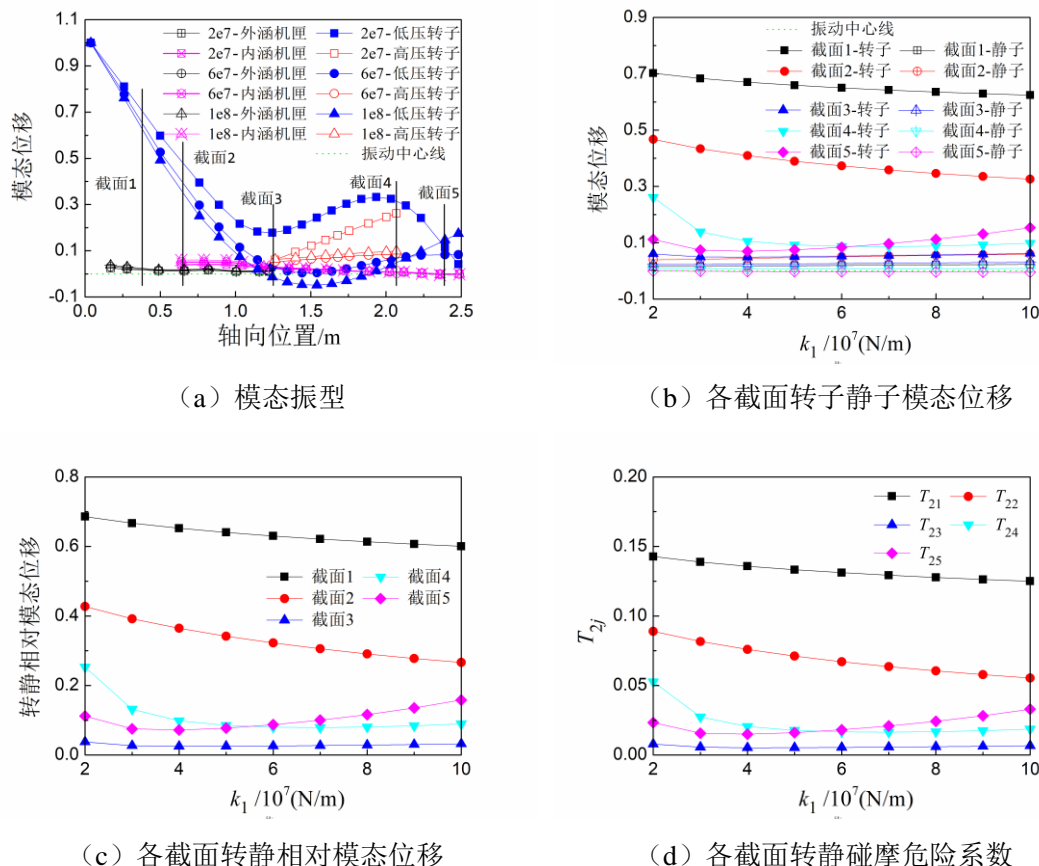


图 5.17 支承1刚度 k_1 对第2阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律

由图可知，

1) 第2阶模态振型主要表现为风扇俯仰，低压转子弯曲。此外，高压转子也表现出俯仰模态，外涵机匣和内涵机匣模态振型不明显，转子和静子结构的振动耦合较弱。随着 k_1 的增大，相对于1号节点，低压涡轮转子弯曲程度先减弱后加剧，高压转子俯仰程度先减弱后加剧。

2) 相对于1号节点，随着 k_1 的增大，截面1、截面2和截面4转子模态位移减小，对应的截面静子模态位移变化不大，转静碰摩危险程度降低。截面5转子模态位移先减小后增大，对应的截面静子模态位移变化不大，截面转静碰摩危险程度先减小后增大。截面3高压转子及静子模态位移及碰摩危险程度变化不大。

5.5.3.3 支承 1 刚度对第 3 阶模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

支承 1 刚度 k_1 变化时, 第 3 阶模态振型如图 5.18 (a), 各截面的转子和静子模态位移随 k_1 的变化情况, 如图 5.18 (b) 所示, 各截面转静相对模态位移, 如图 5.18 (c) 所示, 各截面转静碰摩危险系数的变化规律, 如图 5.18 (d) 所示。

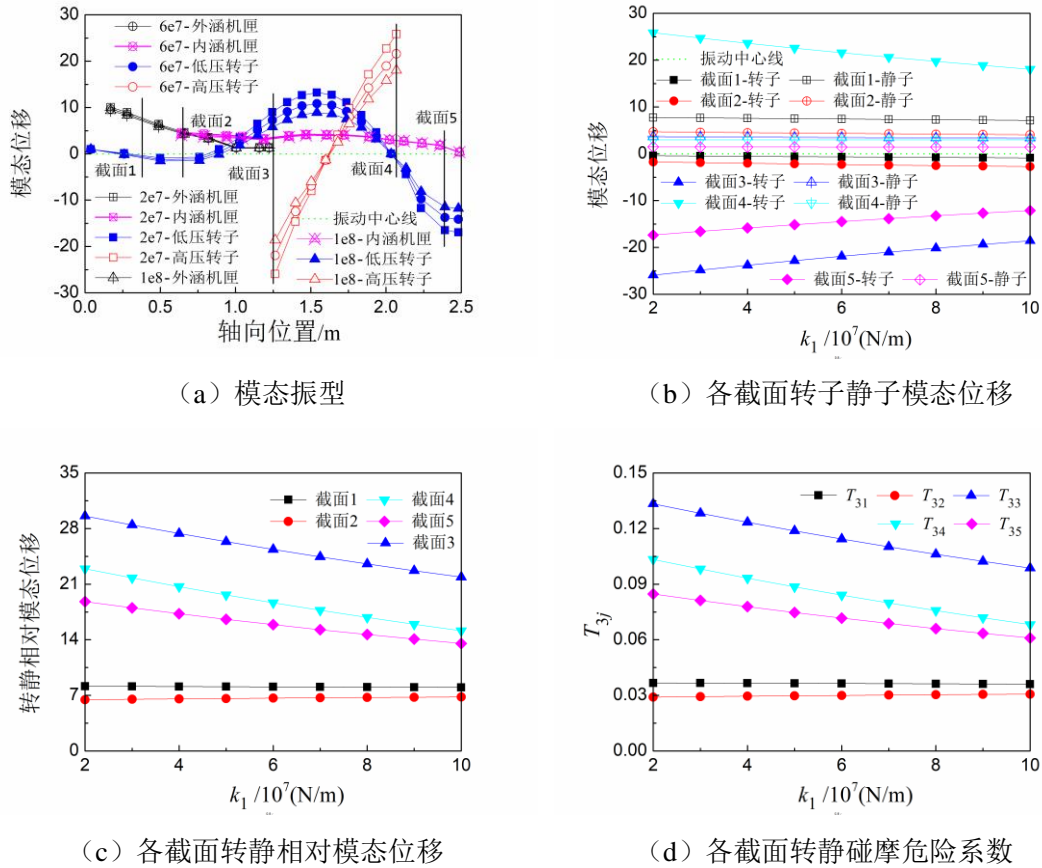


图 5.18 支承 1 刚度 k_1 对第 3 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律

由图可知,

1) 第 3 阶模态振型主要表现为高压转子俯仰, 低压转子二阶弯曲, 外涵机匣俯仰, 内涵机匣平动。转子和静子结构的振动存在一定程度的耦合。随着 k_1 的增大, 相对于 1 号节点, 低压涡轮转子弯曲程度加剧, 高压转子俯仰程度加剧。

2) 相对于 1 号节点, 随着 k_1 的增大, 截面 3、截面 4 和截面 5 转子模态位移减小, 对应的截面静子模态位移变化不大, 转静碰摩危险程度降低。

5.5.4 支承 2 刚度对某型航空发动机模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

5.5.4.1 支承 2 刚度对第 1 阶模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

保持其他支承刚度不变, 改变支承 2 刚度 k_2 , 计算不同条件下发动机工作转速范围内的 3 阶高低压转子临界转速, 计算临界转速下的模态振型, 提取不同刚度下的第 1 阶振型无量

纲位移，绘制模态振型，如图 5.19 (a) 所示。提取 5 个截面转子和静子模态位移，观察各截面的转子和静子模态位移随 k_1 的变化情况，结果如图 5.19 (b) 所示，计算各截面转静相对模态位移，如图 5.19 (c) 所示，进而计算各截面转静碰摩危险系数，以分析截面转静碰摩危险程度的变化规律，如图 5.19 (d) 所示。

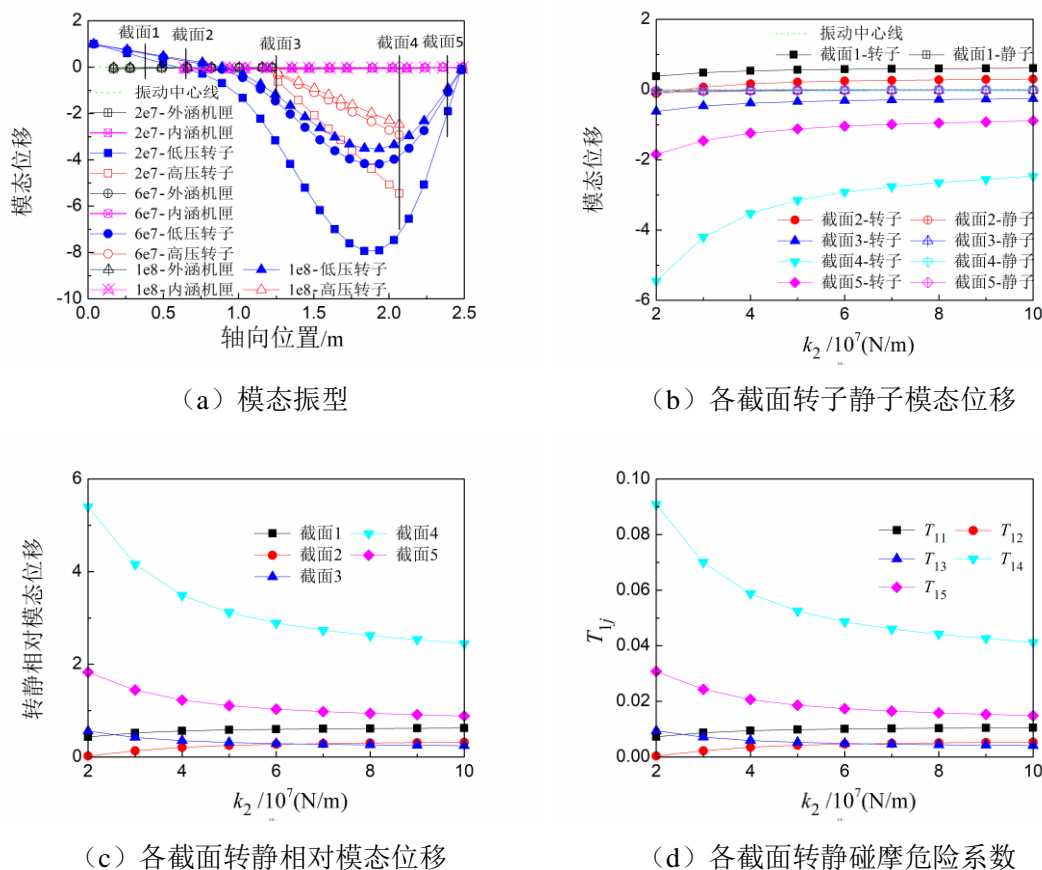


图 5.19 支承 2 刚度 k_2 对第 1 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律

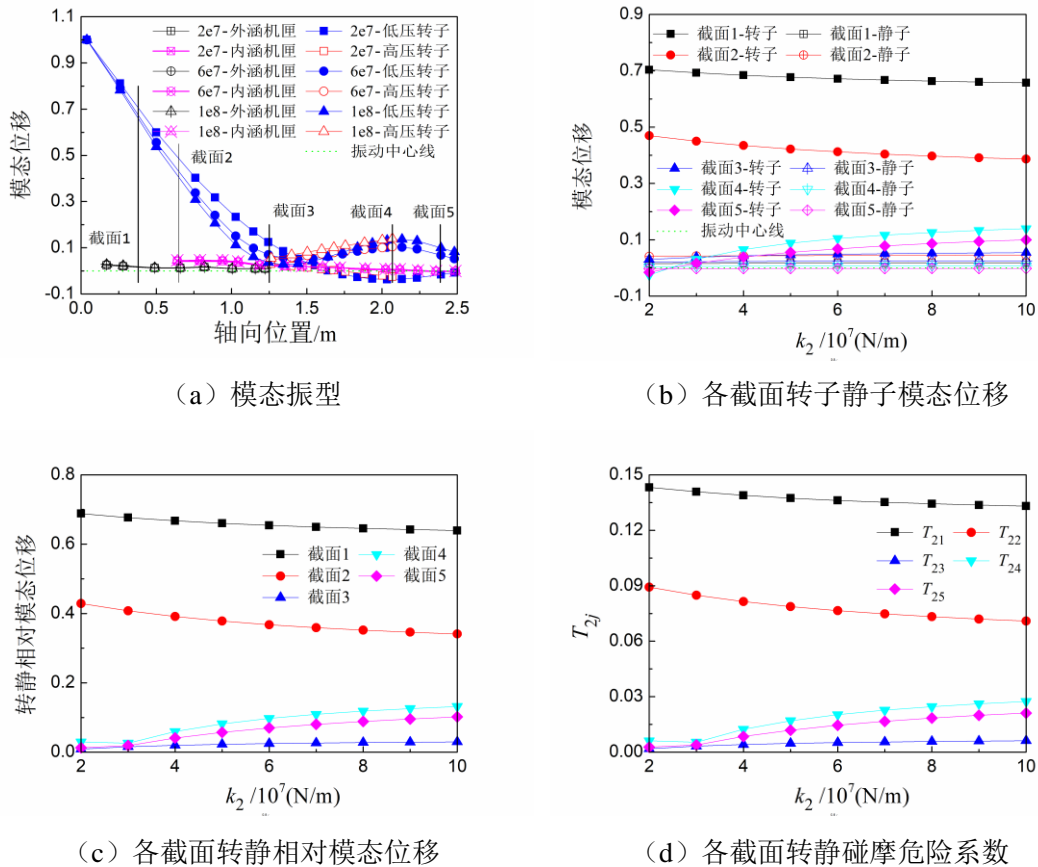
由图可知，

1) 第 1 阶模态振型表现为低压转子 1 阶弯曲，低压涡轮俯仰，高压转子俯仰，外涵机匣和内涵机匣振动均较小，转子和静子结构的耦合振动较弱。随着 k_2 的增大，相对于 1 号节点，低压涡轮转子弯曲程度减弱，高压转子俯仰程度减弱。

2) 相对于 1 号节点，随着 k_2 的增大，截面 3、截面 4 和截面 5 转子模态位移减小，对应的截面静子模态位移变化不大，转静碰摩危险程度降低。其余截面模态位移及碰摩危险程度变化不大。

5.5.4.2 支承 2 刚度对第 2 阶模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

支承 2 刚度 k_2 变化时，第 2 阶模态振型如图 5.20 (a)，各截面的转子和静子模态位移随 k_2 的变化情况，如图 5.20 (b) 所示，各截面转静相对模态位移，如图 5.20 (c) 所示，各截面转静碰摩危险系数的变化规律，如图 5.20 (d) 所示。


 图 5.20 支承 2 刚度 k_2 对第 2 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律

由图可知，

1) 第 2 阶模态振型主要表现为风扇俯仰，低压转子弯曲，高压转子俯仰，转子和静子结构的振动耦合较弱。随着 k_2 的增大，相对于 1 号节点，低压涡轮转子弯曲程度增强，高压转子俯仰程度增强。

2) 相对于 1 号节点，随着 k_2 的增大，截面 1 和截面 2 的转子模态位移减小，对应的截面静子模态位移变化不大，转静碰摩危险程度降低。截面 4 和截面 5 转子模态位移增大，对应的截面静子模态位移变化不大，截面转静碰摩危险程度增大。截面 3 高压转子及静子模态位移及碰摩危险程度变化不大。

5.5.4.3 支承 2 刚度对第 3 阶模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

支承 2 刚度 k_2 变化时，第 3 阶模态振型如图 5.21 (a)，各截面的转子和静子模态位移随 k_2 的变化情况，如图 5.21 (b) 所示，各截面转静相对模态位移，如图 5.21 (c) 所示，各截面转静碰摩危险系数的变化规律，如图 5.21 (d) 所示。

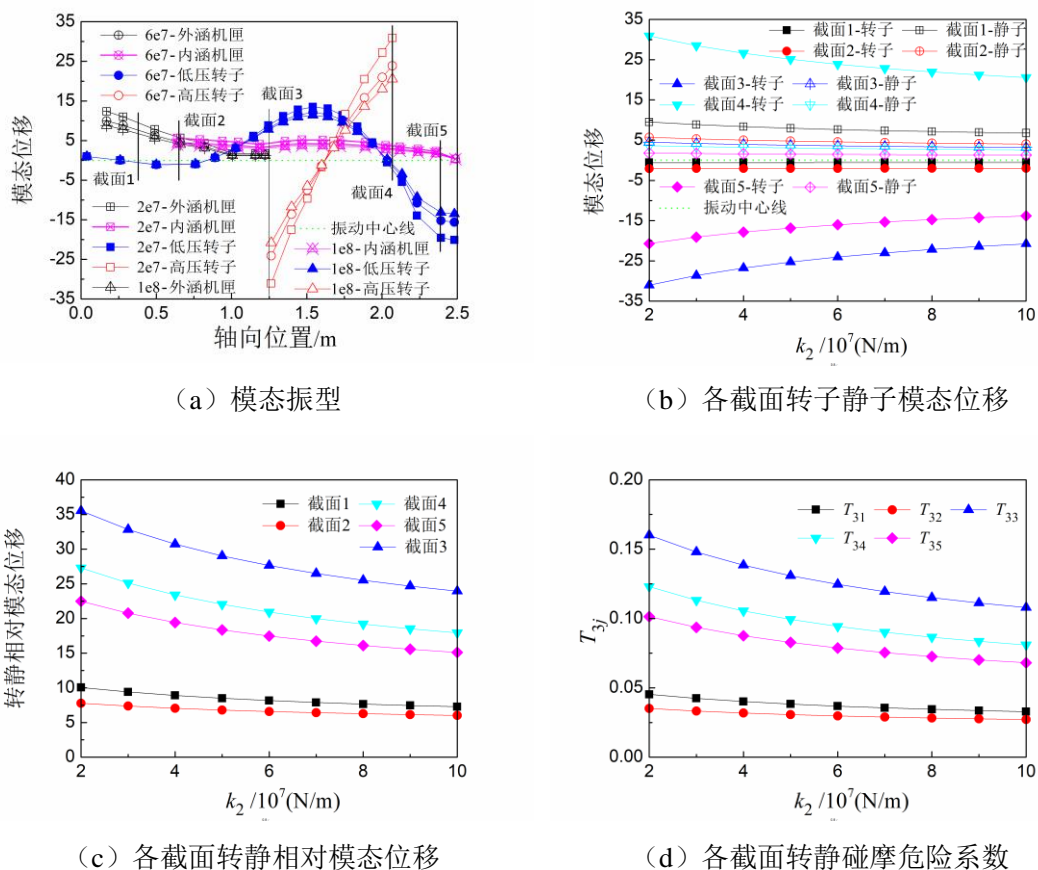


图 5.21 支承 2 刚度 k_2 对第 3 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律

由图可知，

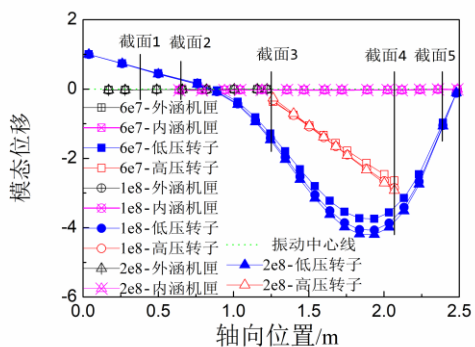
1) 第 3 阶模态振型主要表现为高压转子俯仰，低压转子二阶弯曲，外涵机匣俯仰，内涵机匣平动。转子和静子结构的振动存在一定程度的耦合。随着 k_2 的增大，相对于 1 号节点，低压涡轮转子弯曲程度略有减弱，高压转子俯仰程度减弱，外涵机匣俯仰程度略有减弱。

2) 相对于 1 号节点，随着 k_2 的增大，截面 3、截面 4 和截面 5 转子模态位移减小，对应的截面静子模态位移变化不大，转静碰摩危险程度降低。

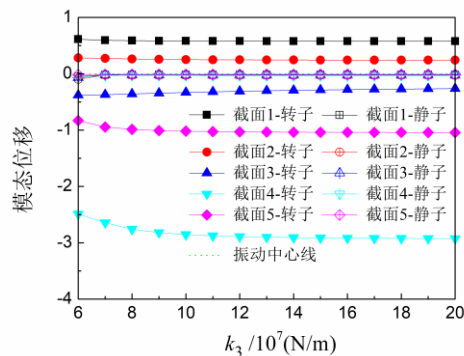
5.5.5 支承 3 刚度对某型航空发动机模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

5.5.5.1 支承 3 刚度对第 1 阶模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

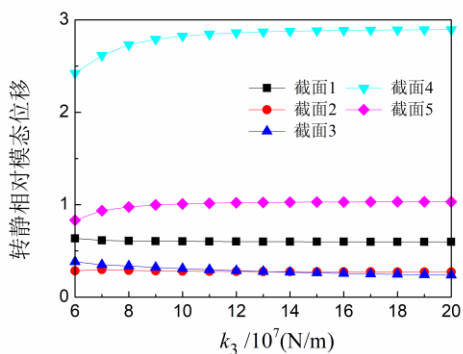
保持其他支承刚度不变，改变支承 3 刚度 k_3 ，计算不同条件下发动机工作转速范围内的 3 阶高低压转子临界转速，计算临界转速下的模态振型，提取不同刚度下的第 1 阶振型无量纲位移，绘制模态振型，如图 5.22 (a) 所示。提取 5 个截面转子和静子模态位移，观察各截面的转子和静子模态位移随 k_1 的变化情况，结果如图 5.22 (b) 所示，计算各截面转静相对模态位移，如图 5.22 (c) 所示，进而计算各截面转静碰摩危险系数，以分析截面转静碰摩危险程度的变化规律，如图 5.22 (d) 所示。



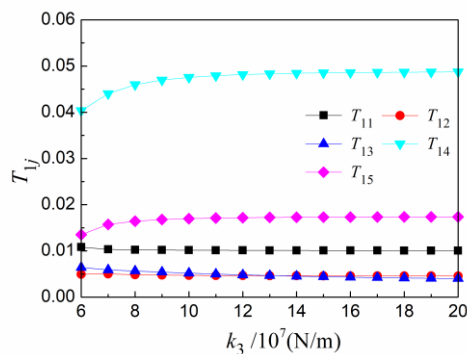
(a) 模态振型



(b) 各截面转子静子模态位移



(c) 各截面转静相对模态位移



(d) 各截面转静碰摩危险系数

图 5.22 支承 3 刚度 k_3 对第 1 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律

由图可知，

1) 第 1 阶模态振型表现为低压转子 1 阶弯曲，低压涡轮俯仰，高压转子俯仰，外涵机匣和内涵机匣振动均较小，转子和静子结构的耦合振动较弱。随着 k_3 的增大，相对于 1 号节点，低压涡轮转子弯曲程度略有加重，高压转子俯仰程度略有加重。

2) 相对于 1 号节点，随着 k_3 的增大，截面 4 和截面 5 转子模态位移增大，对应的截面静子模态位移变化不大，转静碰摩危险程度增大。其余截面模态位移及碰摩危险程度变化不大。

5.5.5.2 支承 3 刚度对第 2 阶模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

支承 3 刚度 k_3 变化时，第 2 阶模态振型如图 5.23 (a)，各截面的转子和静子模态位移随 k_3 的变化情况，如图 5.23 (b) 所示，各截面转静相对模态位移，如图 5.23 (c) 所示，各截面转静碰摩危险系数的变化规律，如图 5.23 (d) 所示。

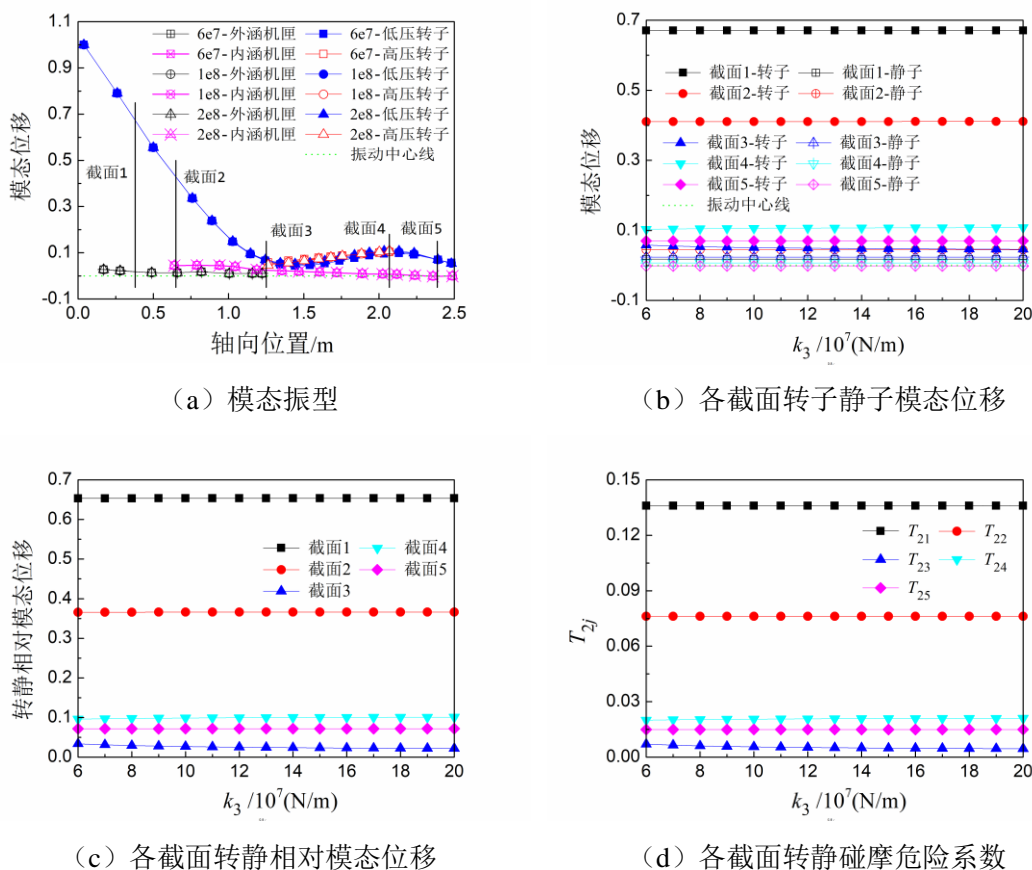


图 5.23 支承 3 刚度 k_3 对第 2 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律

由图可知，

1) 第 2 阶模态振型主要表现为风扇俯仰，低压转子弯曲，高压转子俯仰，转子和静子结构的振动耦合较弱。随着 k_3 的增大，相对于 1 号节点，第 2 阶整机振型变化不大。

2) 相对于 1 号节点，随着 k_3 的增大，截面 1 和截面 2 的转子模态位移减小，对应的截面静子模态位移变化不大，转静碰摩危险程度降低。截面 4 和截面 5 转子模态位移增大，对应的截面静子模态位移变化不大，截面转静碰摩危险程度增大。截面 3 高压转子及静子模态位移及碰摩危险程度变化不大。

5.5.5.3 支承 3 刚度对第 3 阶模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

支承 3 刚度 k_3 变化时，第 3 阶模态振型如图 5.24 (a)，各截面的转子和静子模态位移随 k_3 的变化情况，如图 5.24 (b) 所示，各截面转静相对模态位移，如图 5.24 (c) 所示，各截面转静碰摩危险系数的变化规律，如图 5.24 (d) 所示。

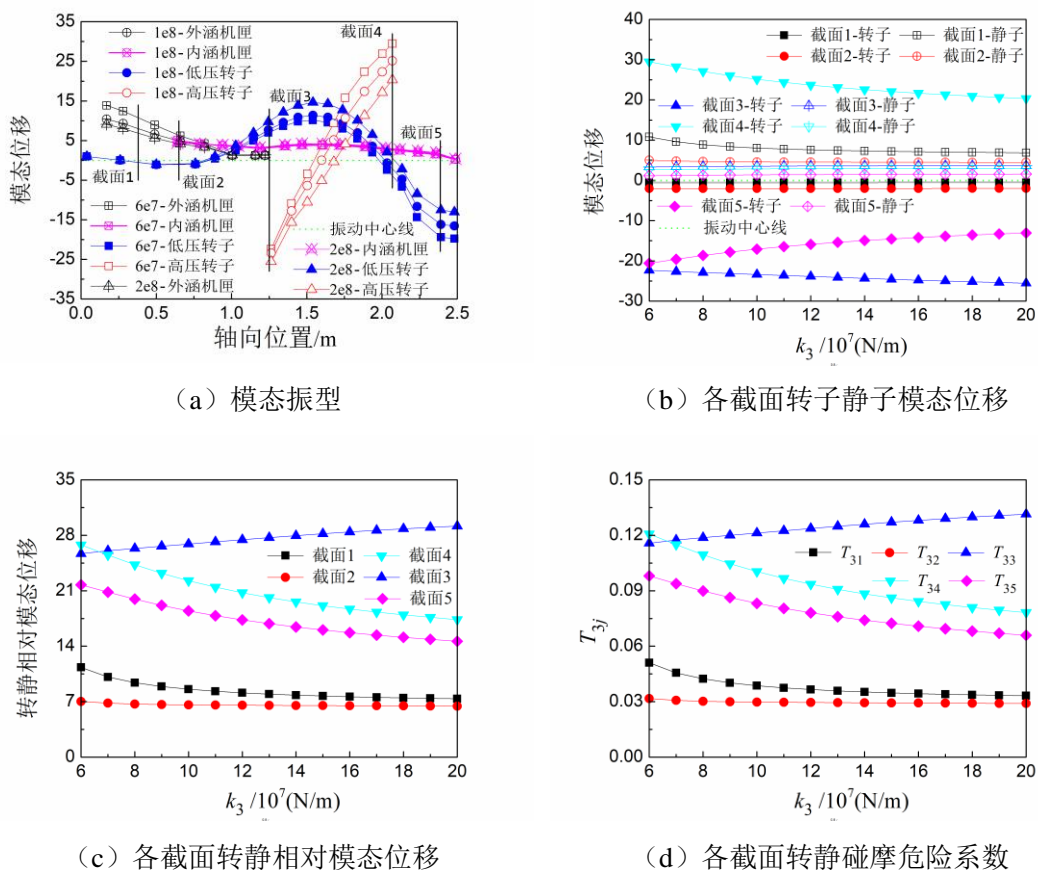


图 5.24 支承 3 刚度 k_3 对第 3 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律

由图可知，

1) 第 3 阶模态振型主要表现为高压转子俯仰，低压转子二阶弯曲，外涵机匣俯仰，内涵机匣平动。转子和静子结构的振动存在一定程度的耦合。随着 k_3 的增大，相对于 1 号节点，低压涡轮转子弯曲程度加重，高压转子俯仰程度减弱，外涵机匣俯仰程度减弱。

2) 相对于 1 号节点，随着 k_3 的增大，截面 3 转子模态位移增大，对应的截面静子模态位移变化不大，转静碰摩危险程度增大，且转子和静子模态位移反相，增大了截面 3 的碰摩风险。截面 4、截面 5 和截面 1 转子模态位移减小，对应的截面静子模态位移变化不大，转静碰摩危险程度降低。

5.5.6 支承 5 刚度对某型航空发动机模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

5.5.6.1 支承 5 刚度对第 1 阶模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

保持其他支承刚度不变，改变支承 5 刚度 k_5 ，计算不同条件下发动机工作转速范围内的 3 阶高低压转子临界转速，计算临界转速下的模态振型，提取不同刚度下的第 1 阶振型无量纲位移，绘制模态振型，如图 5.25 (a) 所示。提取 5 个截面转子和静子模态位移，观察各截面的转子和静子模态位移随 k_5 的变化情况，结果如图 5.25 (b) 所示，计算各截面转静相

对模态位移，如图 5.25 (c) 所示，进而计算各截面转静碰摩危险系数，以分析截面转静碰摩危险程度的变化规律，如图 5.25 (d) 所示。

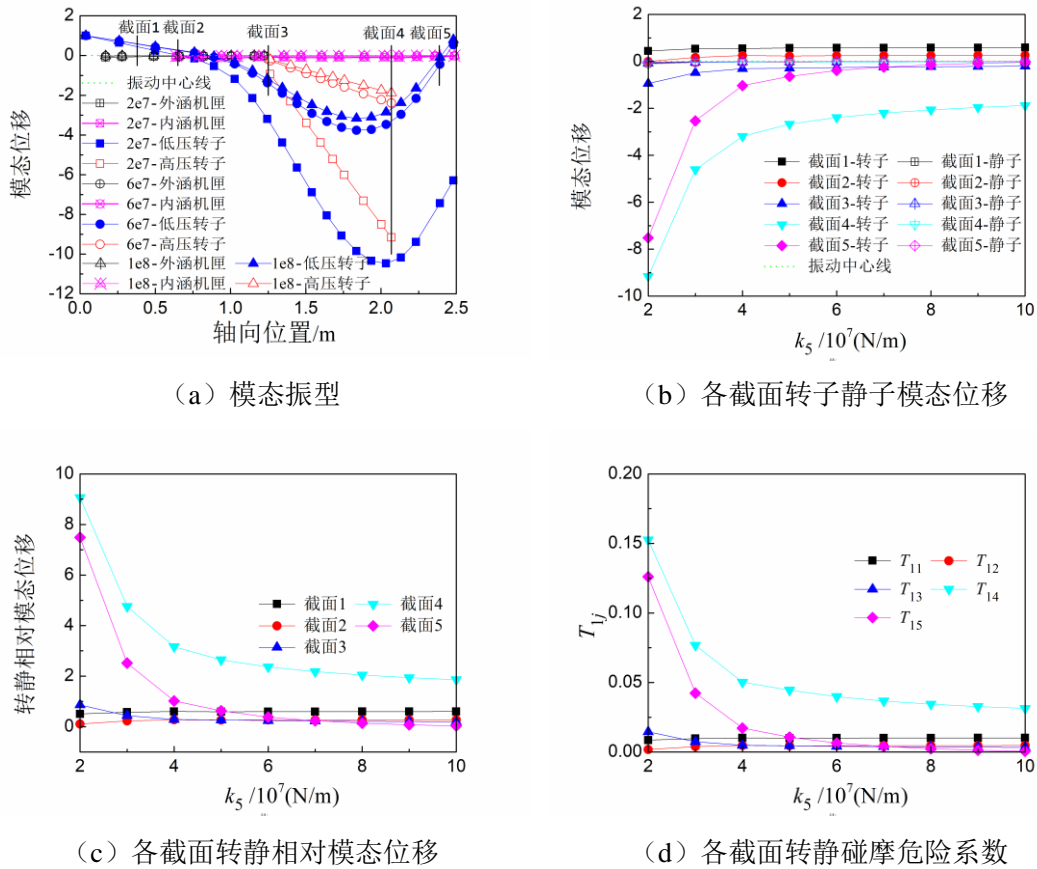


图 5.25 支承 5 刚度 k_5 对第 1 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律

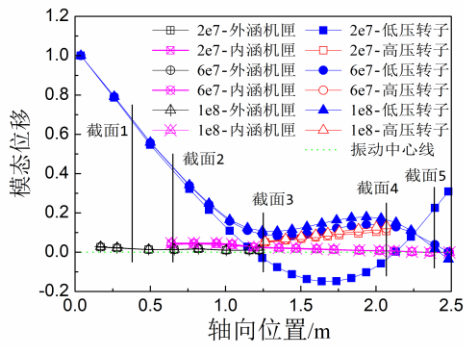
由图可知，

1) 第 1 阶模态振型表现为低压转子 1 阶弯曲，低压涡轮俯仰，高压转子俯仰，外涵机匣和内涵机匣振动均较小，转子和静子结构的耦合振动较弱。随着 k_5 的增大，相对于 1 号节点，低压涡轮转子弯曲程度减弱，高压转子俯仰程度减弱。

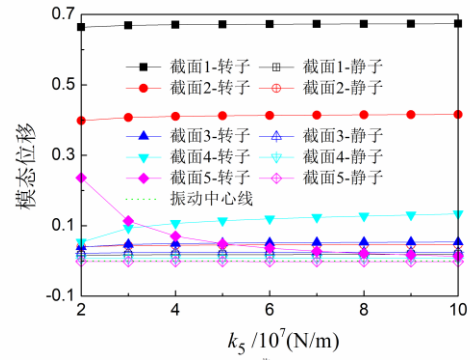
2) 相对于 1 号节点，随着 k_5 的增大，截面 4 和截面 5 转子模态位移减小，对应的截面静子模态位移变化不大，转静碰摩危险程度降低。其余截面模态位移及碰摩危险程度变化不大。

5.5.6.2 支承 5 刚度对第 2 阶模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

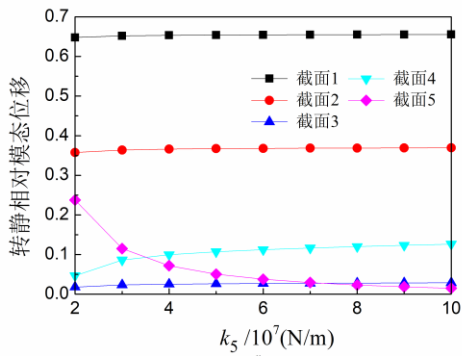
支承 5 刚度 k_5 变化时，第 2 阶模态振型如图 5.26 (a)，各截面的转子和静子模态位移随 k_5 的变化情况，如图 5.26 (b) 所示，各截面转静相对模态位移，如图 5.26 (c) 所示，各截面转静碰摩危险系数的变化规律，如图 5.26 (d) 所示。



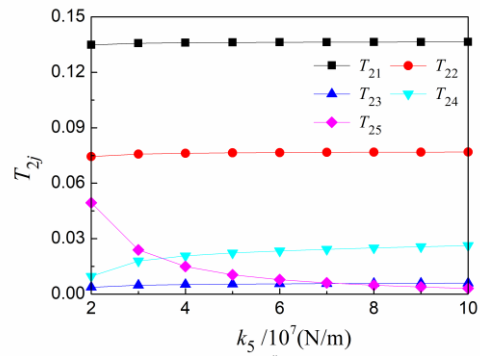
(a) 模态振型



(b) 各截面转子静子模态位移



(c) 各截面转静相对模态位移



(d) 各截面转静碰摩危险系数

 图 5.26 支承 5 刚度 k_5 对第 2 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律

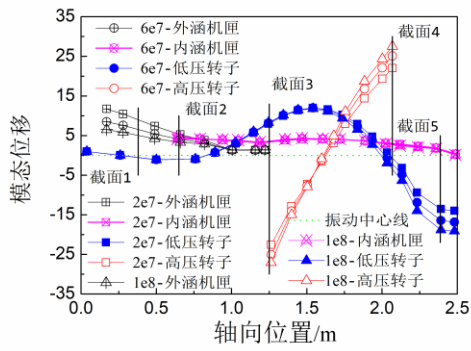
由图可知，

1) 第 2 阶模态振型主要表现为风扇俯仰，低压转子弯曲，高压转子俯仰，转子和静子结构的振动耦合较弱。随着 k_5 的增大，相对于 1 号节点，低压转子弯曲程度减弱。

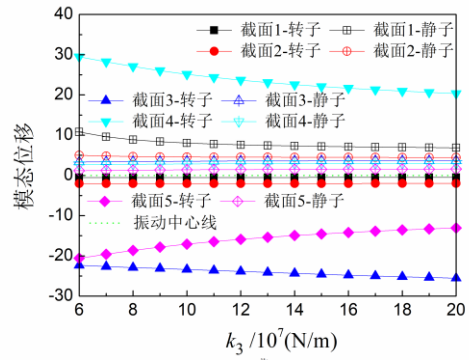
2) 相对于 1 号节点，随着 k_5 的增大，截面 5 的转子模态位移减小，对应的截面静子模态位移变化不大，转静碰摩危险程度降低。截面 4 转子模态位移增大，对应的截面静子模态位移变化不大，截面转静碰摩危险程度增大。其余截面转子和静子模态位移及碰摩危险程度变化不大。

5.5.6.3 支承 5 刚度对第 3 阶模态振型及截面转静碰摩危险系数的影响分析

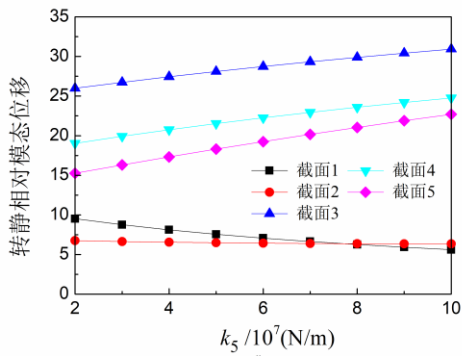
支承 5 刚度 k_5 变化时，第 3 阶模态振型如图 5.27 (a)，各截面的转子和静子模态位移随 k_5 的变化情况，如图 5.27 (b) 所示，各截面转静相对模态位移，如图 5.27 (c) 所示，各截面转静碰摩危险系数的变化规律，如图 5.27 (d) 所示。



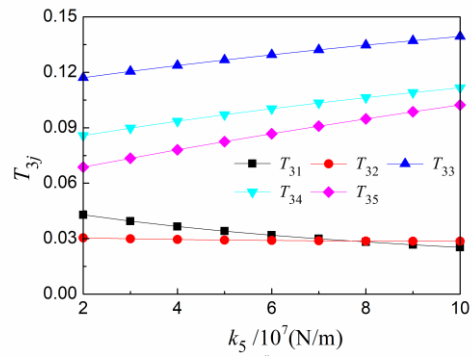
(a) 模态振型



(b) 各截面转子静子模态位移



(c) 各截面转静相对模态位移



(d) 各截面转静碰摩危险系数

图 5.27 支承 5 刚度 k_5 对第 3 阶模态及截面转静碰摩危险系数的影响规律

由图可知，

1) 第 3 阶模态振型主要表现为高压转子俯仰，低压转子二阶弯曲，外涵机匣俯仰，内涵机匣平动。转子和静子结构的振动存在一定程度的耦合。随着 k_5 的增大，相对于 1 号节点，高压转子俯仰程度加重，外涵机匣俯仰程度减弱。

2) 相对于 1 号节点，随着 k_5 的增大，截面 3、截面 4 和截面 5 转子模态位移增大，对应的截面静子模态位移变化不大，转静碰摩危险程度增大，其中，截面 3 和截面 5 转子和静子模态位移反相，增大了截面碰摩风险。截面 1 静子模态位移减小，对应的截面转子模态位移变化不大，转静碰摩危险程度降低。

5.5 规律总结

各支承刚度对各定量评价指标的影响情况如表 5.2 所示。

表 5.2 各指标随各支承刚度变化的变化规律

| 阶次 | 指标 | 变化规律 | | | |
|----|----------|----------|----------|----------|----------|
| | | k_1 增大 | k_2 增大 | k_3 增大 | k_5 增大 |
| 1 | S_{1L} | 不变 | 不变 | 不变 | 增大 |
| | S_{1H} | 不变 | 不变 | 不变 | 增大 |
| | B_{1L} | 不变 | 不变 | 不变 | 增大 |

表 5.2 (续)

| | | | | | |
|----------|----------|--------|----|----|----|
| 1 | B_{1H} | 不变 | 不变 | 不变 | 减小 |
| | T_{11} | 不变 | 不变 | 不变 | 不变 |
| | T_{12} | 不变 | 不变 | 不变 | 不变 |
| | T_{13} | 增大 | 减小 | 不变 | 减小 |
| | T_{14} | 增大 | 减小 | 增大 | 减小 |
| | T_{15} | 增大 | 减小 | 增大 | 减小 |
| 2 | S_{2L} | 增大 | 增大 | 不变 | 不变 |
| | S_{2H} | 增大 | 增大 | 不变 | 不变 |
| | B_{2L} | 增大 | 增大 | 不变 | 不变 |
| | B_{2H} | 不变 | 不变 | 不变 | 不变 |
| | T_{21} | 减小 | 减小 | 不变 | 不变 |
| | T_{22} | 减小 | 减小 | 不变 | 不变 |
| | T_{23} | 不变 | 增大 | 不变 | 不变 |
| | T_{24} | 先减小后增大 | 增大 | 不变 | 增大 |
| T_{25} | 先减小后增大 | 增大 | 不变 | 减小 | |
| 3 | S_{3L} | 不变 | 不变 | 增大 | 增大 |
| | S_{3H} | 不变 | 不变 | 增大 | 增大 |
| | B_{3L} | 不变 | 不变 | 减小 | 不变 |
| | B_{3H} | 不变 | 不变 | 增大 | 不变 |
| | T_{31} | 不变 | 不变 | 减小 | 减小 |
| | T_{32} | 不变 | 不变 | 不变 | 不变 |
| | T_{33} | 减小 | 减小 | 增大 | 增大 |
| | T_{34} | 减小 | 减小 | 减小 | 增大 |
| T_{35} | 减小 | 减小 | 减小 | 增大 | |

由表 5.2 可知,

1) 支承 1 刚度 k_1 对第 2 阶临界转速下的各评价指标影响较大, 对第 1 阶、第 3 阶临界转速危险系数、转子应变能危险系数及截面 1 和截面 2 的截面转静碰摩危险系数影响不大, 仅影响截面 3、截面 4 和截面 5 的截面转静碰摩危险系数。随 k_1 增大, 第 1 阶截面 3、截面 4 和截面 5 的转静碰摩危险系数增大, 第 3 阶截面 3、截面 4 和截面 5 的转静碰摩危险系数减小。

2) 支承 2 刚度 k_2 对第 2 阶临界转速下的各评价指标影响较大, 对第 1 阶、第 3 阶临界转速危险系数、转子应变能危险系数及截面 1 和截面 2 的截面转静碰摩危险系数影响不大, 仅影响截面 3、截面 4 和截面 5 的截面转静碰摩危险系数。随 k_2 增大, 第 1 阶截面 3、

截面 4 和截面 5 的转静碰摩危险系数增大, 第 3 阶截面 3、截面 4 和截面 5 的转静碰摩危险系数减小。

3) 支承 3 刚度 k_3 对第 3 阶临界转速下的各评价指标影响较大, 对第 2 阶临界转速下的各评价指标影响不大, 第 1 阶临界转速危险系数、转子应变能危险系数及截面 1、截面 2 和截面 3 的截面转静碰摩危险系数影响不大, 仅影响截面 4 和截面 5 的截面转静碰摩危险系数。随 k_3 增大, 第 1 阶截面 4 和截面 5 的转静碰摩危险系数增大。

4) 支承 5 刚度 k_5 对第 1 阶和第 3 阶临界转速下的评价指标影响较大, 对第 2 阶临界转速危险系数、转子应变能危险系数及截面 1、截面 2 和截面 3 的截面转静碰摩危险系数影响不大, 仅影响截面 4 和截面 5 的截面转静碰摩危险系数。随 k_5 增大, 第 2 阶截面 4 的截面转静碰摩危险系数增大, 截面 5 的转静碰摩危险系数减小。

综上所述, 航空发动机的支承刚度优化问题极其复杂, 受多个因素共同作用, 且需要满足的各个指标相互制约, 对其进行优化非常困难。

5.6 本章小结

本章分析了某型大涵道比涡扇双转子航空发动机的整机振动耦合特性, 从临界转速及临界危险系数、转子应变能危险系数及模态振型和关键截面转静碰摩危险系数等方面, 深入分析了某型航空发动机整机振动耦合机理, 研究了各支承刚度对耦合关系的影响规律, 理清了各支承刚度对各指标的影响关系, 为后文开展某型航空发动机支承刚度的多目标优化奠定了基础。

第六章 航空发动机支承刚度智能优化设计

通过对某型大涵道比涡扇发动机的整机振动耦合机理研究,可以发现航空发动机支承刚度对临界转速、转子应变能、以及转静子变形协调性均有较大的影响。合理的航空发动机振动设计需要寻找最优的支承刚度组合,使得发动机的临界转速、转子应变能、以及转静子变形协调性均达到很好的效果,显然,该问题是一个典型的多目标优化问题。本章以临界转速、转子应变能、以及转静子变形协调性作为目标函数,提出一种航空发动机支承刚度设计参数的多目标智能优化方法。该方法结合抽样方法、有限次的有限元计算,通过支持向量机等回归拟合方法得到“参数-目标”计算代理模型,基于 NSGA-II (带精英决策的快速非支配排序算法) 算法,获得符合要求的 Pareto 最优解集。本章以某型航空发动机支承刚度智能优化设计为例对该方法进行了阐述和验证。同时,该方法也可以应用到其他领域,具有一定的推广性。

6.1 航空发动机支承刚度智能优化设计方法

6.1.1 方法流程

本文提出以整机振动控制为目标的航空发动机整机支承刚度多目标优化方法,其总体框图和计算流程如图6.1所示,主要分为以下步骤:

- 1) 根据航空发动机设计准则,确定临界转速危险系数、转子应变能危险系数、转静碰摩危险系数等 m 个参数作为优化目标;
- 2) 分析整机结构,建立初始整机动力学模型,确定需要优化和设计的支承及各支承刚度取值范围;
- 3) 采用随机抽样方法,在 n 维(n 为需要优化的支承个数)空间,抽取 t 组刚度值的组合,使得 t 组刚度组合均匀地充满整个空间;
- 4) 分别将 t 组样本点的值作为支承刚度值代入整机有限元模型进行计算,计算得到各刚度组合下的对应多个目标参数,即临界转速危险系数、转子应变能危险系数、转静碰摩危险系数等优化目标。通过整理,形成各刚度值组合与其对应的目标参数的样本集合;
- 5) 对样本集,利用支持向量回归,获取各刚度值到整机各目标参数的函数关系,构建 SVM 计算代理模型;
- 6) 利用 NSGA-II 算法,基于得到的计算代理模型,得到一组 Pareto 最优解集;
- 7) 对得到的 Pareto 最优解进行分析筛选,代入有限元模型进行计算,对得到的结果进行验证,最终确认所得到的最优解。

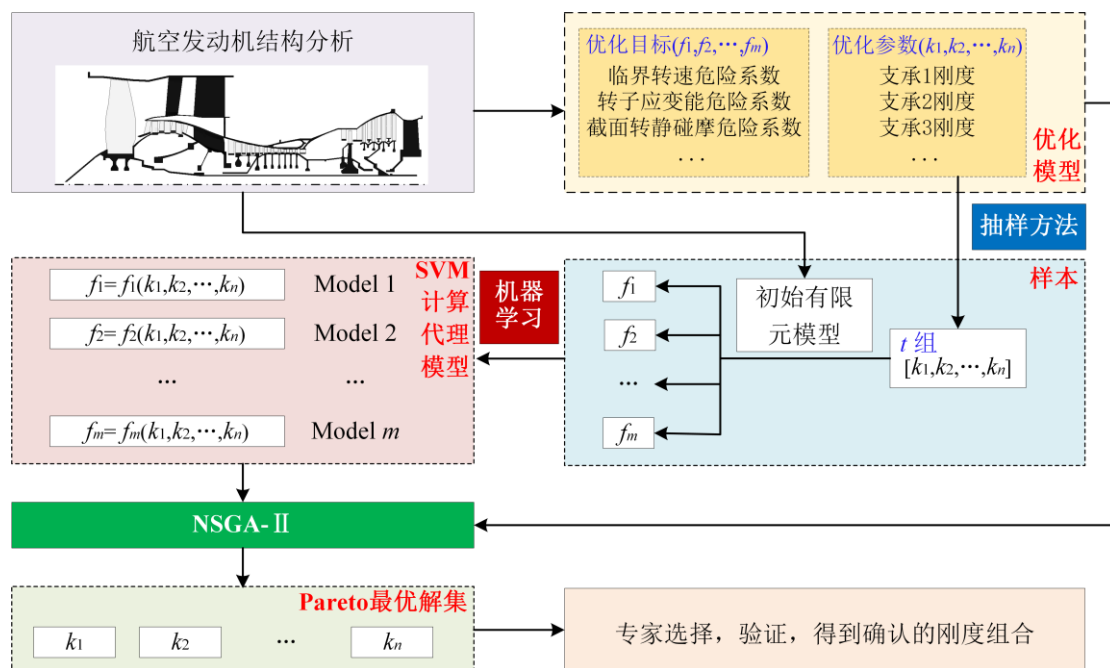


图 6.1 航空发动机整机支承刚度多目标优化方法总体框图和计算流程

6.1.2 关键技术

6.1.2.1 基于 LCVT 的试验设计

试验设计是解决怎样合理安排离散点数据进行抽样试验的数学方法，它是构造代理模型时所采用的取样策略，决定了所需样本点的个数和这些点的空间分布情况。研究表明，试验设计直接影响着代理模型的逼近精度和构建效率。对于试验设计的一个基本要求是样本点在参数空间中分布均匀，在参数空间中各个部分的样本点密度基本一致，样本点之间的相对距离也基本相同，并且样本点的分布应该满足各向同性，即样本点应“既不重复，也不遗漏”地充满整个参数空间。常用的抽样算法有拉丁超立方抽样（Latin hypercube sampling）、CVT（Centroidal Voronoi Tessellations，重心泰森多边形）抽样^[204]、LCVT^[205]（Latin Centroidal Voronoi Tessellations，拉丁重心泰森多边形）等抽样方法。

拉丁超立方抽样是一种多维分层抽样方法。它将数据空间的每一维按照等概率原则分为 n 个区间。若维数为 m ，则整个数据空间被划分成 $m \times n$ 个单元。在每个单元内随机选取样本，并且保证在数据空间每一维的 n 个区间中，每个区间有且仅有一个样本点的投影。这种抽样方式抽取的样本点集合具有较好的边界均匀性，但是在空间上的分布均匀性较差（如图 6.2 (a)）。CVT 抽样是将 m 维数据空间划分为 n 个小空间，取每个小空间的重心组成一组 CVT 点集。这种抽样方法得到的点集，具有很好的空间分布，但是其在坐标轴上投影的均匀性较差，甚至有的投影相互重合（如图 6.2 (b)）。LCVT 抽样是一种兼具拉丁超立方抽样方法和 CVT 抽样方法优点的抽样方法。它的基本思想是，首先按照指定的空间维数 m 和样本点数 n 在数据空间中生成一组 CVT 点集，然后再按照拉丁超立方的规则对其中每一个样本点的坐标进行重新赋值。LCVT 抽样结合了拉丁超立方抽样和 CVT 抽样方法的优点，既

可以保证良好的空间均匀度又可保持较好的边界均匀性。图 6.2 (a)、(b)、(c) 分别为采用拉丁超立方抽样、CVT 抽样、LCVT 抽样方法在 2 维空间抽取 100 个样本点得到的点集。

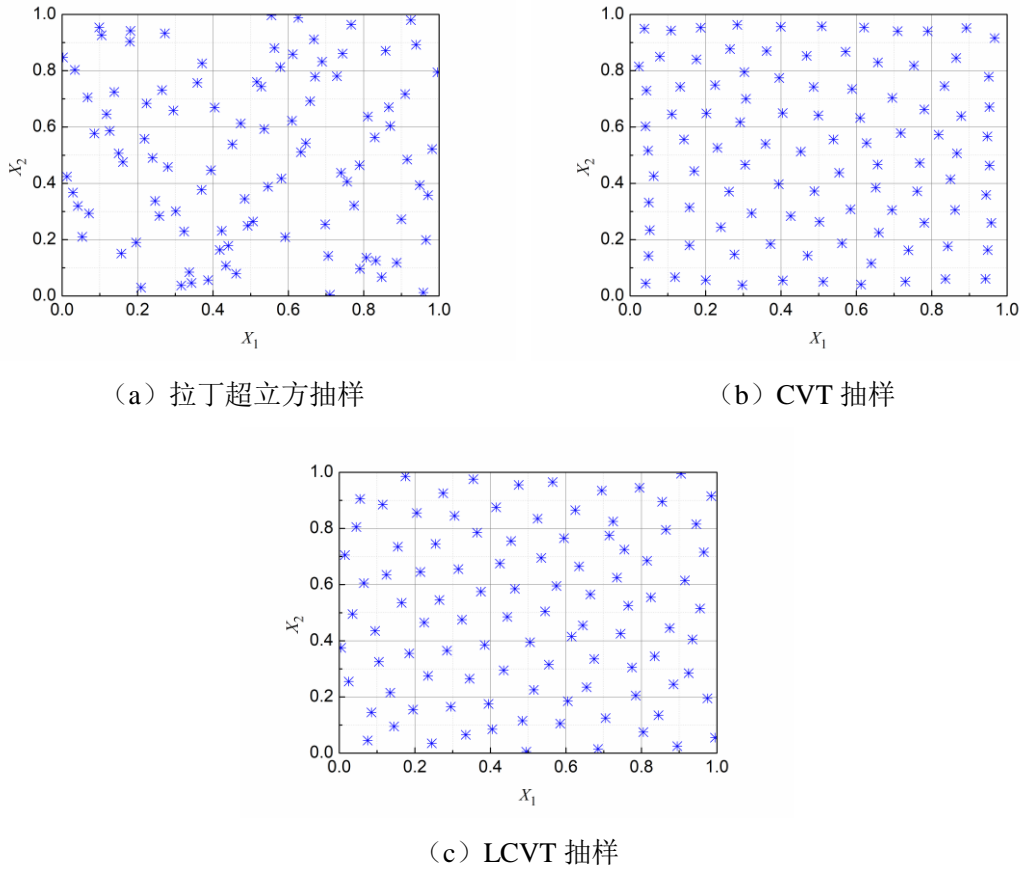


图 6.2 不同抽样方法二维空间抽样 100 个样本点效果对比

由图 6.2 可知，LCVT 抽样方法克服了拉丁超立方抽样方法和 CVT 抽样方法的缺点，在空间均匀度和边界投影均匀性上均表现出较好的性质。本文采用 LCVT 算法对 4 个待优化的支承刚度进行 4 维空间抽样。

6.1.2.2 基于支持向量机的计算代理模型构造

高精度插值模型构建方法有很多，常用的有人工神经网络模型，Kriging 模型，支持向量机模型等。其中，支持向量机模型是在统计学习理论上发展的一种智能学习方法，可以有效解决小样本、非线性和高维模式识别等实际问题。具有理论完备、适应性强、全局优化、训练时间短等优点。支持向量机主要分为支持回归机(support vector regression, SVR)和支持分类机，支持回归机适合用于对有限元计算所表达的隐式函数关系进行精确的逼近，本文引入支持向量回归机对样本数据进行训练建模，得到有限元模型计算的目标函数值与各支承刚度的回归函数模型，模型可通过计算样本的补充不断地拓展完善。下面对 SVR 进行简要介绍^[206]。

对于给定的训练样本 $\{(\mathbf{x}_i, \mathbf{y}_i), i = 1, 2, \dots, n\}$ ， \mathbf{x}_i 为输入向量， \mathbf{y}_i 为与之对应的期望输出向量。SVM 用一个非线性映射 ϕ 将输入向量映射到一个高维特征空间，并进行线性回归，其回归函

数为:

$$f(\mathbf{x}) = \mathbf{w} \cdot \boldsymbol{\phi}(\mathbf{x}) + b \quad (6.1)$$

式中, \mathbf{w} , b 分别为权向量和阈值, $\mathbf{w} \cdot \boldsymbol{\phi}(\mathbf{x})$ 为 \mathbf{w} 与 $\boldsymbol{\phi}(\mathbf{x})$ 的内积, 并且满足结构风险最小化原理。

对优化目标函数求极值:

$$\begin{cases} \min \frac{1}{2} \|\mathbf{w}\|^2 + C \sum_{i=1}^n (\xi_i + \xi_i^*) \\ \text{s.t.} \begin{cases} y_i - f(\mathbf{x}_i) \leq \varepsilon + \xi_i \\ f(\mathbf{x}_i) - y_i \leq \varepsilon + \xi_i^* (i=1, 2, \dots, n) \\ \xi_i, \xi_i^* \geq 0 \end{cases} \end{cases} \quad (6.2)$$

式中, C 为惩罚因子, 实现在经验风险和置信范围之间的折中, ε 为不敏感函数可以确保对偶变量的稀疏性, 同时确保全局最小解的存在和可靠泛化界的优化, ξ_i , ξ_i^* 为松弛变量。

求解 \mathbf{w} , b 。

引入拉格朗日函数, 式 (6.2) 可以转化为求解拉格朗日算子 α_i , α_i^* 的对偶形式。支持向量回归模型采用径向基核函数 RBF, 即

$$K(\mathbf{x}_i, \mathbf{x}_j) = \exp\left\{-\gamma \|\mathbf{x}_i - \mathbf{x}_j\|^2\right\} \quad (6.3)$$

其中, γ 为核函数参数。用核函数 $K(\mathbf{x}_i \cdot \mathbf{x}_j)$ 来替代内积运算, 可以实现由低维空间到高维空间的映射, 从而使低维空间的非线性问题转化为高维空间的线性问题。

引入核函数后, 优化目标函数式变为如下形式:

$$\begin{cases} \max \sum_{i=1}^n y_i (\alpha_i - \alpha_i^*) - \varepsilon \sum_{i=1}^n (\alpha_i + \alpha_i^*) - \frac{1}{2} \sum_{i=1, j=1}^n (\alpha_i - \alpha_i^*) (\alpha_j - \alpha_j^*) K(\mathbf{x}_i, \mathbf{x}_j) \\ \text{s.t.} \sum_{i=1}^n (\alpha_i - \alpha_i^*) = 0, \alpha_i, \alpha_i^* \in [0, C] \end{cases} \quad (6.4)$$

相应的预测函数式变为

$$f(\alpha, \alpha^*, \mathbf{x}) = \sum_{i=1}^n (\alpha_i - \alpha_i^*) K(\mathbf{x}, \mathbf{x}_i) + b \quad (6.5)$$

直接利用式 (6.5) 就可建立支持向量机的回归模型。

基于结构风险最小化的支持向量回归预测方法, 在理论上保证了小样本学习下的模型泛化能力。因此, 在取值范围合理的情况下, SVM 模型采用不多的训练样本, 就能够准确逼近非线性函数。

6.1.2.3 基于 NSGA-II 的多目标优化

NSGA-II 采用“拥挤距离”算子和“拥挤距离”偏好法则, 用于衡量种群个体密度, 维持了种群的多样性; 采用精英决策机制, 在进化过程中将父代种群和子代种群合并, 一起

参与环境适应性竞争，保证性质优良的 Pareto 解不会丢失，该算法降低了非支配排序遗传算法的复杂性，具有运行速度快，Pareto 解集的收敛性好的优点，迅速成为其他多目标优化算法的基准算法，是目前应用最广泛的进化多目标算法^[186]。下面分几个部分介绍该算法：

1) 多目标优化 Pareto 支配关系

(1) Pareto 支配关系

多目标优化问题求解得到的是一组可行解，称为 Pareto 最优解，也称为非支配解，即 Pareto 最优解集中的每一个解均不被其他解支配。下面以 3 个目标函数，4 维决策变量为例解释 Pareto 支配关系与 Pareto 解。

设目标向量为 $\vec{F} = (f_1(\vec{X}), f_2(\vec{X}), f_3(\vec{X}))$ ，任意给定两个决策向量 $\vec{X}_1 = (x_1, x_2, x_3, x_4)$ ， $\vec{X}_2 = (x_1, x_2, x_3, x_4)$ ，这两个决策向量包含于 4 维决策空间。

当且仅当，对于 $\forall i \in \{1, 2, 3\}$ ，都有 $f_i(\vec{X}_1) < f_i(\vec{X}_2)$ ，则称 \vec{X}_1 支配 \vec{X}_2 ；

当且仅当，对于 $\forall i \in \{1, 2, 3\}$ ，有 $f_i(\vec{X}_1) < f_i(\vec{X}_2)$ ，且至少存在一个 $j \in \{1, 2, 3\}$ ，使得 $f_j(\vec{X}_1) < f_j(\vec{X}_2)$ ，则称 \vec{X}_1 弱支配 \vec{X}_2 ；

当且仅当，对于 $\forall i \in \{1, 2, 3\}$ ，有 $f_i(\vec{X}_1) < f_i(\vec{X}_2)$ ，同时存在一个 $j \in \{1, 2, 3\}$ ，使得 $f_j(\vec{X}_1) > f_j(\vec{X}_2)$ ，则称 \vec{X}_1 与 \vec{X}_2 之间互相不支配。

(2) Pareto 最优解

Pareto 最优解的数学定义为：目标函数向量 $\vec{F} = (f_1(\vec{X}), f_2(\vec{X}), \dots, f_i(\vec{X}))$ ， $i=1, 2, \dots, m$ ，对于一个决策向量 $\vec{X}_1 = (x_1, x_1, \dots, x_n) \in R^n$ ，当且仅当，不存在决策变量 $\vec{X}_t \in R^n$ ， $t \neq 1$ ，使得 $\vec{F}(\vec{X}_t)$ 支配 $\vec{F}(\vec{X}_1)$ ，即 $\forall i \in \{1, 2, \dots, m\}, f_i(\vec{X}_t) \leq f_i(\vec{X}_1) \wedge \exists i \in \{1, 2, \dots, m\}, f_i(\vec{X}_t) < f_i(\vec{X}_1)$ ，称 \vec{X}_1 为 Pareto 最优解。

2) 关键算法

(1) 快速非支配排序

NSGA-II 最关键的是引入了快速非支配排序算法，极大的缩小了时间复杂度，提高了计算效率。设在初始化种群之后，种群中的每个个体 p 都被分配了两个属性，一个是 S_p ，初始化为空集，表示被个体 p 支配的解的集合；另一个是 n_p ，初始化为 0，表示支配个体 p 的解（即比 p 好的解）的个数。首先找到种群中所有 $n_p=0$ 的个体，把它们存在第一非支配层 F_1 中，对 F_1 包含的每个个体 q ，搜寻它所支配的解集 S_q ，将解集 S_q 中的每个个体 k 的 n_k 减去 1，如果 $n_k-1=0$ ，则将该个体存在第二非支配层 F_2 中，以此类推，最终每个个体都有一个非支配等级号码 $i_{rank} = 1, 2, \dots, n$ 完成非支配排序。

(2) 拥挤度

拥挤距离（拥挤度）定义为目标函数空间上的一点与同等级相邻两点之间构成的矩形的长和宽的和，如图 6.3 所示，表示为 $i_{distance}$ 。

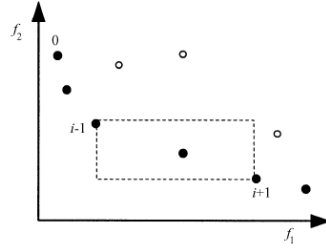


图 6.3 拥挤距离示意图

设 I 为某一层非支配解集, l 为解集 I 中解的个数, 解集 I 中的每个解 i 的拥挤距离初始值设为 0。对于每个目标函数, 用第 m 个目标函数值进行非支配排序, 则

$$I[i]_{distance} = \begin{cases} \infty, & i=1 \text{ or } i=l \\ I[i]_{distance} + (I[i+1]_m - I[i-1]_m) / (f_m^{max} - f_m^{min}), & i=2,3,\dots,(l-1) \end{cases} \quad (6.6)$$

(3) 拥挤度比较算子

拥挤度比较算子 \prec_n 原理是: 当种群中的每个个体 i 都分配到了两个属性: 非支配等级 i_{rank} 、拥挤距离 $i_{distance}$ 。定义一个偏好法则:

$$i \prec_n j, \text{ if } i_{rank} < j_{rank} \text{ or } i_{rank} = j_{rank} \text{ and } i_{distance} > j_{distance} \quad (6.7)$$

即, 假设两个解非支配等级有差别, 那么偏好非支配等级数字小 (性质更好) 的解; 如果两个解非支配等级相同, 那么偏好拥挤距离大的解。

3) 编码、选择、交叉、变异

(1) 编码: 针对本文研究的问题, 采用实数编码, 如图 6.4 所示, 图中每个方框代表一个基因位。 k_1 表示 1 号支承刚度, k_2 表示 2 号支承刚度, k_3 表示 3 号支承刚度, k_5 表示 5 号支承刚度。 f_1 表示目标函数 1, f_2 表示目标函数 2, f_3 表示目标函数 3。 R 表示该染色体 (个体) 非支配等级, D 表示该染色体 (个体) 拥挤距离。

| | | | | | | | | |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----|-----|
| k_1 | k_2 | k_3 | k_5 | f_1 | f_2 | f_3 | R | D |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----|-----|

图 6.4 染色体编码方式

(2) 选择: 采用二元锦标赛方法选择, 即每次从种群中随机选择两个不同的个体, 如果两个个体非支配等级不同, 选择非支配等级数字小 (性质更好) 的解进入下一代; 如果两个解非支配等级相同, 选择拥挤距离大的解进入下一代。

(3) 交叉: 采用 SBX (模拟二进制单点交叉算子), 其准则如下:

$$\begin{aligned} X'_{1,j} &= 0.5 \times \left[(1 + \gamma_j) X_{1,j}(t) + (1 - \gamma_j) X_{2,j}(t) \right] \\ X'_{2,j} &= 0.5 \times \left[(1 - \gamma_j) X_{1,j}(t) + (1 + \gamma_j) X_{2,j}(t) \right] \end{aligned} \quad (6.8)$$

其中, $X'_{i,j} (i=1,2)$ 表示执行交叉操作之后得到的子代个体的第 j 位基因, $X_{i,j}(t) (i=1,2)$ 表示参与交叉操作的父代个体的第 j 位基因, t 表示进化代数。其中,

$$\gamma_j = \begin{cases} (2u_j) \frac{1}{\eta_c + 1}, u_j \leq 0.5 \\ \left(\frac{1}{2(1-u_j)} \right) \frac{1}{\eta_c + 1}, u_j > 0.5 \end{cases}, u_j \in U(0,1), \eta_c \text{ 为分布指数。}$$

(4) 变异：采用多项式变异算子，其准则如下：

$$c_k = p_k + (p_k^u - p_k^l) \delta_k \quad (6.9)$$

其中， c_k 表示子代个体的第 k 个决策变量基因， p_k 表示父代个体的第 k 个决策变量基因， p_k^u 和 p_k^l 分别表示父代个体各决策变量基因的上界和下界， δ_k 是由多项式分布计算得到的参数，计算公式如下：

$$\delta_k = \begin{cases} (2r_k)^{\frac{1}{\eta_m+1}} - 1, r_k < 0.5 \\ 1 - [2(1-r_k)]^{\frac{1}{\eta_m+1}}, r_k \geq 0.5 \end{cases} \quad (6.10)$$

其中， r_k 为在(0, 1)之间生成的随机数， η_m 为变异分布参数。

4) NSGA-II 算法主流程

NSGA-II 主流程如图 6.5 所示。

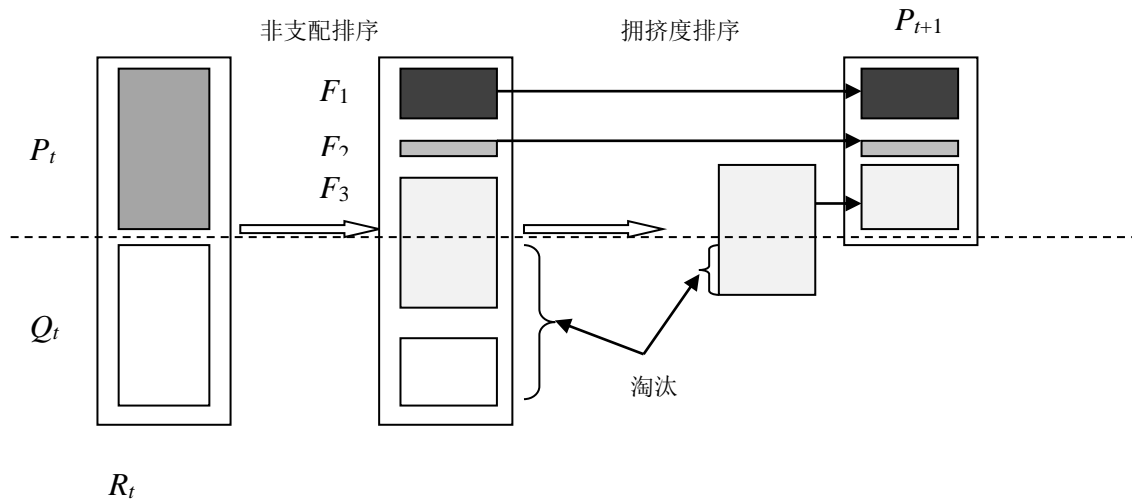


图 6.5 NSGA-II 主流程示意图

(1) 采用实数编码，随机初始化父代种群 $P_t(t=0)$ ，种群大小为 N 。对种群中的所有个体进行非支配排序和拥挤距离分配，每个个体分配到了两个属性值，即各自的非支配等级号 i_{rank} 和拥挤距离 $i_{distance}$ ；

(2) 对种群 P_t 进行选择、交叉、变异操作产生子代种群 Q_t ，种群大小为 N ；

(3) 将父代种群 P_t 和子代种群 Q_t 合并为种群 R_t ，大小为 $2N$ ，并且对 R_t 进行非支配排序；

(4) 计算 R_t 中每一非支配层 $F_i(i=1,2,\dots)$ 中所有个体的拥挤距离（拥挤度）；

(5) 先将第一非支配层 F_1 中的所有个体放入新的父代种群 P_{t+1} 中, 此时进行判断, 如果 F_1 包含的个体数量小于 N , 则继续向 P_{t+1} 中添加下一个非支配层 F_2 的个体, 假设将非支配层 f_3 添加到 P_{t+1} 时, 种群 P_{t+1} 的大小超过了 N , 那么就利用拥挤度比较算子对 F_3 中的个体进行拥挤距离排序, 从 F_3 中取出 $(N - |P_{t+1}|)$ 个个体, 填满 P_{t+1} , 然后对 P_{t+1} 进行选择、交叉、变异产生子代种群 Q_{t+1} , 种群大小为 N 。

(6) 重复步骤 (2) ~ (5) 进行循环, 直到迭代次数达到最大进化代数。

6.2 某型航空发动机支承刚度智能优化设计实例

航空发动机的转子和静子质量分布, 及结构形式主要由气动性能及强度性能决定。对航空发动机的振动优化最有效且最具有可实施性的即为支承刚度优化。以第二章建立的某型双转子高涵道比涡扇发动机为例, 对其进行支承刚度优化设计, 对上述方法进行阐述和验证, 以期对航空发动机设计提供参考。

6.2.1 某型航空发动机支承刚度优化参数及优化目标选择

1) 有限元建模

某型航空发动机的有限元建模如第二章。

2) 结构分析及刚度估算

某型双转子大涵道比涡扇发动机共有 5 个支承, 低压转子采用 0-2-1 支承方案, 3 个支承均支承于静子结构上, 包括支承 1、支承 2、支承 5。1 号支承采用球轴承, 承受轴向和径向载荷, 2 号与 5 号支承采用滚棒轴承, 仅承受径向载荷。高压转子支承方式为 1-0-1, 包括 3 号支承和 4 号支承, 3 号支承为滚珠轴承, 支承在静子结构上, 4 号支承为中介支承, 采用滚棒轴承, 支承在低压涡轮轴上, 这种支承方式使得发动机的轴向尺寸缩短。

对该型航空发动机, 支承 4 为中介支承, 该支承刚度较高, 工况复杂, 受多种因素制约, 其优化需要考虑多个因素的综合影响, 在设计后期支承 4 可调整范围非常有限。本章仅考虑振动因素, 选择要优化的参数为支承 1、支承 2、支承 3 和支承 5。取 k_1 范围为 $2 \times 10^7 \text{N/m} \sim 1 \times 10^8 \text{N/m}$ 、 k_2 取值范围为 $2 \times 10^7 \text{N/m} \sim 1 \times 10^8 \text{N/m}$ 、 k_3 取值范围考虑为 $6 \times 10^7 \text{N/m} \sim 2 \times 10^8 \text{N/m}$ 、 k_5 取值范围考虑为 $2 \times 10^7 \text{N/m} \sim 1 \times 10^8 \text{N/m}$ 。

3) 优化目标的确定

本文拟采用多目标优化方法解决航空发动机支承刚度优化设计问题。一般而言, 目标函数超过 3 个的多目标优化问题被称作高维多目标优化问题。随着目标维数的增加, 高维多目标优化问题算法的效率会急剧下降^[180], 并且求得的解难以收敛到全局最优。目前高维多目标优化问题尚未得到有效的解决。

参照航空发动机设计准则, 第三章针对振动优化设计提出了 3 个无量纲定量评价指标, 分别为临界转速危险系数, 转子应变能危险系数以及截面转静碰摩危险系数。本章拟结合所定义的指标参数对某型航空发动机的支承刚度进行优化, 由于该型发动机具有 2 个转子且工

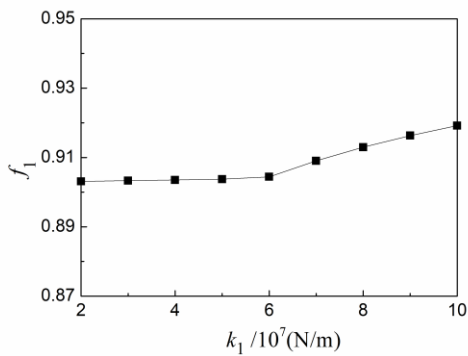
作转速范围内存在多阶临界转速，共有 27 个指标参数，使得优化问题非常复杂。为高效准确的解决航空发动机支承刚度优化问题，本文对计算得到的各指标进行了选取和处理。选择各组刚度下各指标中最危险的作为优化目标。即，取每组刚度下的各阶高低压临界转速危险系数的最大值作为待优化的目标函数 1。同理，取每组刚度下的各阶高低压转子应变能危险系数的最大值作为待优化的目标函数 2。取每组刚度下各阶各截面的转静碰摩危险系数最大值作为待优化的目标函数 3。目标的选取极大地简化了问题，使得多目标优化得以进行。本文中，所选取的优化目标为最危险的临界转速危险系数 f_1 、最高转子应变能危险系数 f_2 和最危险的转静碰摩危险系数 f_3 。

4) 支承刚度对目标函数的影响规律分析

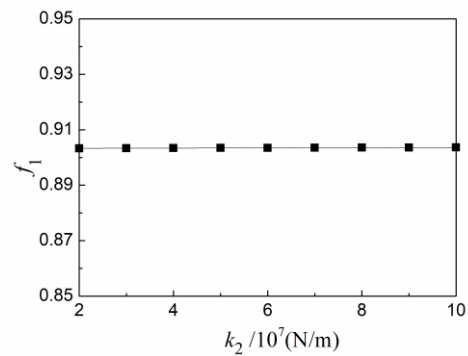
基于第五章计算得到的各支承刚度对各指标的影响规律，选取各组刚度下的优化目标，即可得到各支承刚度值对目标函数的影响规律，结果如图 6.6-6.9 所示。

(1) 各支承刚度对目标函数 1 的影响规律

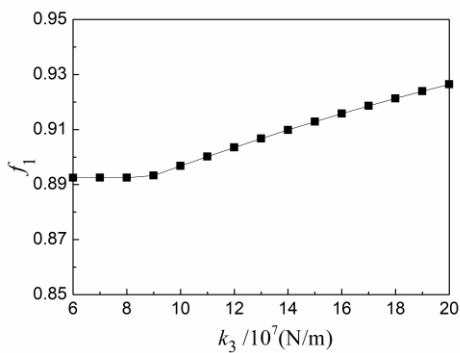
各支承刚度对目标函数 1 的影响规律如图 6.6 所示。



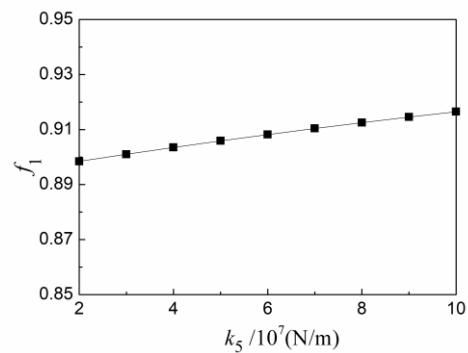
(a) 支承 1 刚度对 f_1 的影响



(b) 支承 2 刚度对 f_1 的影响



(c) 支承 3 刚度对 f_1 的影响



(d) 支承 5 刚度对 f_1 的影响

图 6.6 各支承刚度变化对 f_1 的影响规律

由图可知，随着支承 1 刚度值的增加， f_1 先不变后增大，支承 2 对 f_1 影响较小，随着支承 3 刚度增大， f_1 增大，随支承 5 刚度增大， f_1 呈线性增大。

(2) 各支承刚度对目标函数 2 的影响规律

取每组刚度下的各阶高低压转子应变能危险系数的最大值作为待优化的目标函数 2，各支承刚度对 f_2 的影响规律如图 6.7 所示。

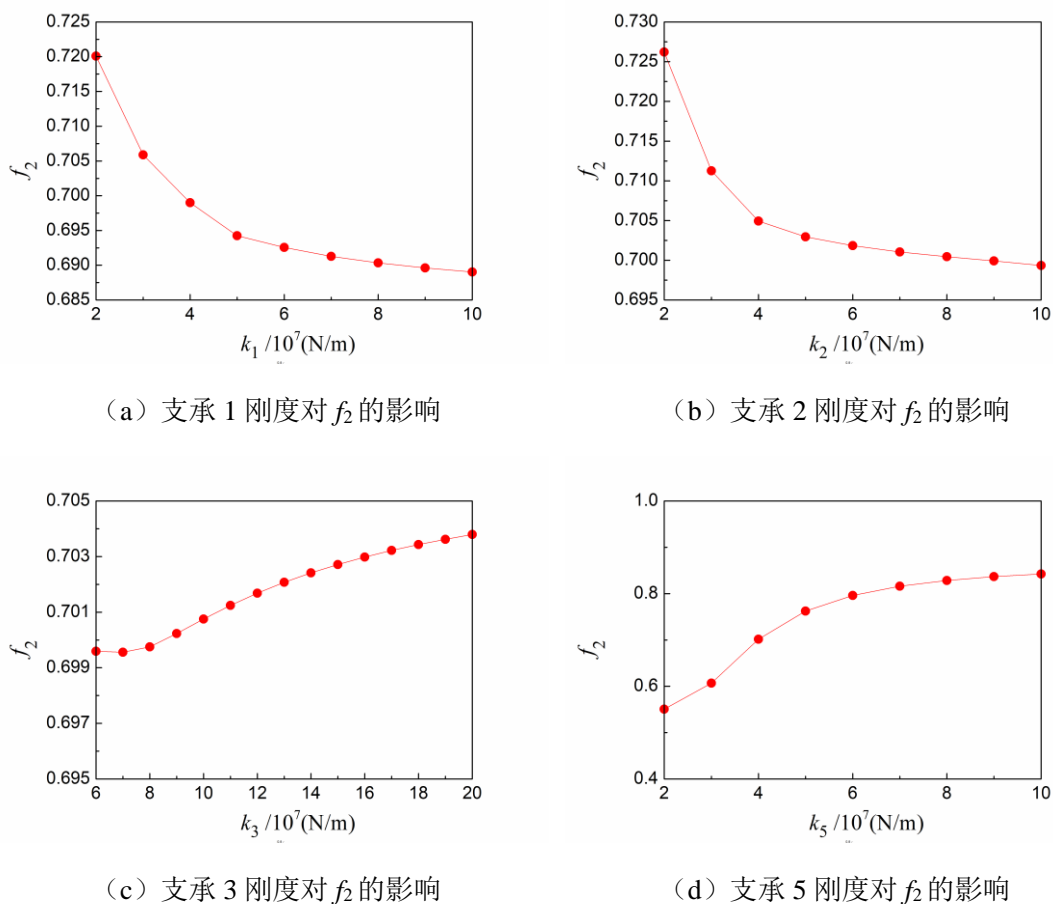
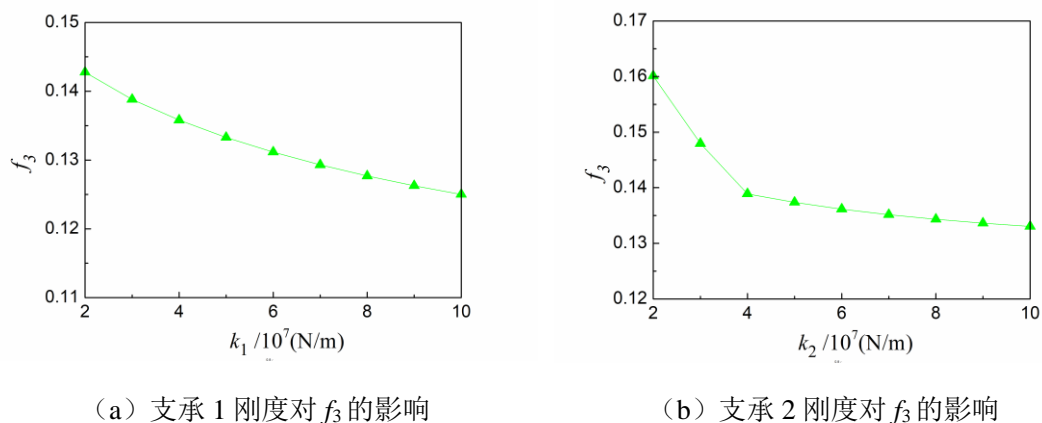


图 6.7 各支承刚度变化对 f_2 的影响规律

由图可知，随着支承 1 刚度值的增大， f_2 逐渐减小；随着支承 2 刚度值的增大， f_2 逐渐减小；随着支承 3 刚度值的增大， f_2 逐渐增大；随着支承 5 刚度值的增大， f_2 逐渐增大。

(3) 各支承刚度对 f_3 的影响规律

取每组刚度下各阶各截面的转静碰摩危险系数最大值作为待优化的目标函数 3，各支承刚度对 f_3 的影响规律如图 6.8 所示。



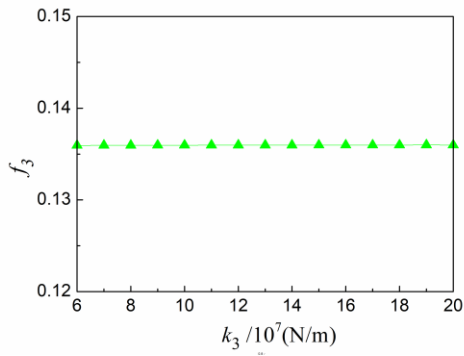
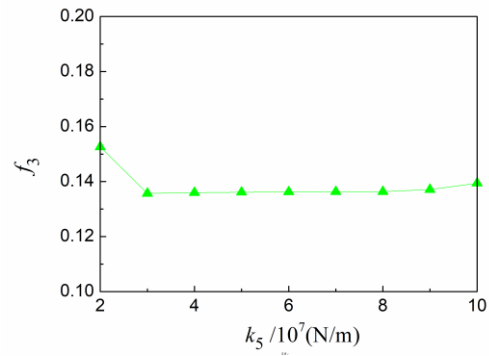

 (c) 支承 3 刚度对 f_3 的影响

 (d) 支承 5 刚度对 f_3 的影响

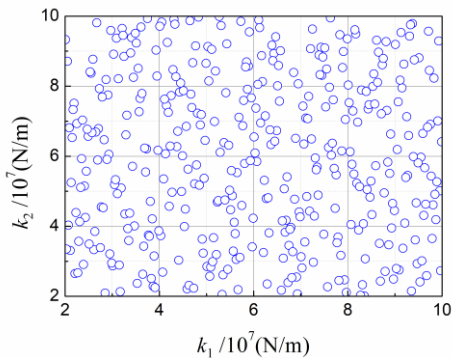
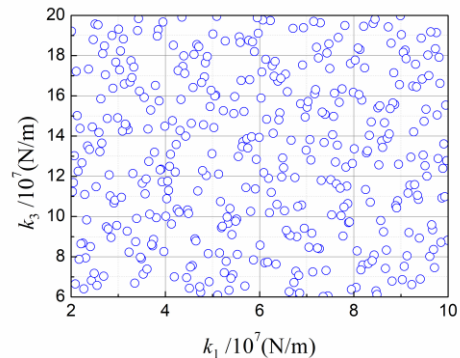
 图 6.8 各支承刚度变化对 f_3 的影响规律

由图可知，随着支承 1 刚度的增加， f_3 减小；随支承 2 刚度值的增大， f_3 减小；随着支承 3 刚度的增大， f_3 基本不变；随支承 5 刚度的增大， f_3 先减小后增大。

6.2.2 基于 LCVT 和有限元的样本计算

1) 基于 LCVT 的空间抽样

在连续的 4 维空间中，存在无数个点，在实际计算中，遍历所有的点是不现实的。在不降低计算精度的前提下，为了缩小计算规模，提高计算效率，采用 LCVT 抽样方法，即在空间中抽取有限个点代表空间中的所有点，以反映取值空间的数据特征。抽取的样本点数量取决于输入变量的个数、目标函数的非线性程度以及获取每个样本所需的计算开销，对于这个问题目前还缺乏通用、有效的准则，主要是依靠使用者的经验确定。在该算例中，经过数次尝试，在 4 维空间抽取 400 个点， k_1 、 k_2 、 k_3 及 k_5 的变化范围分别为 $2 \times 10^7 \text{N/m} - 10 \times 10^7 \text{N/m}$ 、 $2 \times 10^7 \text{N/m} - 10 \times 10^7 \text{N/m}$ 、 $6 \times 10^7 \text{N/m} - 20 \times 10^7 \text{N/m}$ 及 $2 \times 10^7 \text{N/m} - 10 \times 10^7 \text{N/m}$ 。由于 4 维空间无法直观观察，以每两维组成的平面分别绘图，以展示抽样结果，如图 6.9 所示。


 (a) $k_1 - k_2$

 (b) $k_1 - k_3$

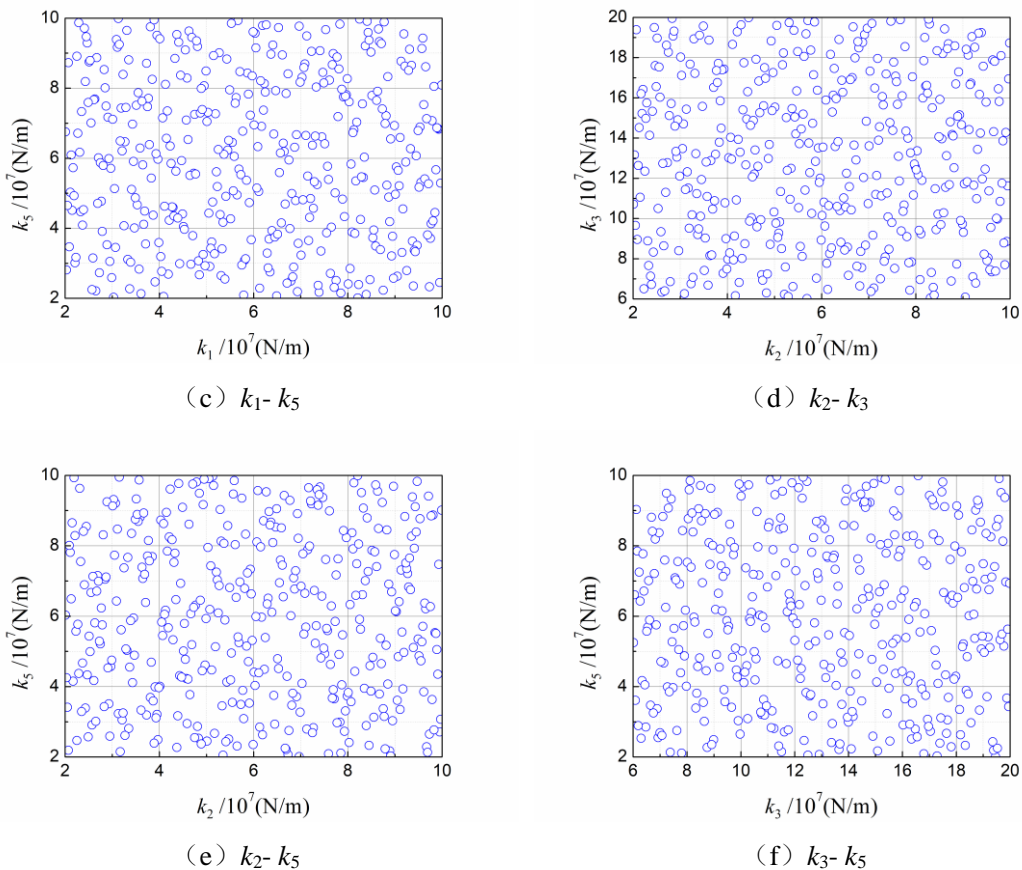


图 6.9 LCVT 抽样样本空间分布情况

由图可知，4 维支承刚度抽样结果表现出了较好的空间均匀度与边界均匀度，可以较好的充满样本空间，有效解决了样本点的选取问题。

2) 基于有限元的样本计算

将抽样得到的 400 组 k_1 、 k_2 、 k_3 及 k_5 刚度组合的取值分别代入有限元模型， k_4 取值为原模型刚度值 $17.10 \times 10^7 \text{N/m}$ 。计算 400 组抽样得到的刚度组合下的各目标函数值，包括最危险临界转速危险系数 f_1 、最高转子应变能危险系数 f_2 和最危险的截面转静碰摩危险系数 f_3 ，分别构造 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_5 和 f_1 、 f_2 、 f_3 组成的样本集合。

编写 APDL 及 matlab 程序，将 LCVT 抽样得到的刚度组合代入有限元模型进行计算。每次计算时，均能得到 1 个 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_5 和 f_1 所构成的 4 维向量，即 1 个样本点；遍历 LCVT 抽样得到的所有组合情况的样本点的集合可作为用于 SVR 建模的关于目标函数 f_1 的训练样本，同理可得关于目标函数 f_2 和 f_3 的训练样本。对样本数据进行整理，形成各刚度值组合与其对应的目标函数的样本集合。对每个目标函数，均得到 400 个样本，样本数据第 1-4 列分别为 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_5 ，第 5-7 列分别为各组刚度取值对应的 f_1 、 f_2 、 f_3 。

6.2.3 基于 SVM 的计算代理模型获取

基于支持向量回归技术，对 6.2.2 节得到的样本数据进行支持向量回归分析，分别得到 f_1 、 f_2 、 f_3 与 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_5 之间的映射关系。该映射关系反映了有限元整机模型的输入 (k_1 、 k_2 、

k_3 、 k_5) 和输出 (f_1 、 f_2 、 f_3) 之间的函数关系, 可表示为:

$$\begin{cases} f_1 = f_1(k_1, k_2, k_3, k_5) \\ f_2 = f_2(k_1, k_2, k_3, k_5) \\ f_3 = f_3(k_1, k_2, k_3, k_5) \end{cases} \quad (6.11)$$

式 (6.11) 即为支承刚度到目标函数的支持向量回归模型。模型参数由遗传算法优化得到, 如表6.1所示。其中, 模型1、2、3表征 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_5 与 f_1 、 f_2 、 f_3 的关系。

表 6.1 支持向量参数及均方误差

| 模型 | 核函数参数 γ | 惩罚因子 C | 损失因子 eps | 均方误差/% |
|----|----------------|----------|------------|--------|
| 1 | 0.1574 | 58.9649 | 0.001 | 0.013 |
| 2 | 0.7267 | 16.6264 | 0.001 | 0.24 |
| 3 | 0.4454 | 59.4606 | 0.001 | 0.015 |

为了验证支持向量机训练得到的模型的准确性, 在取值空间随机抽取 10 组刚度组合, 分别代入各模型进行目标函数值预测, 并采用有限元方法对各组刚度下的目标函数值进行计算, 结果如表 6.2 所示, 其中, 相对误差是以有限元计算结果为基准进行计算的, 即

$$\Delta f_{ij} = \frac{\hat{f}_{ij} - f_{ij}}{f_{ij}}, \quad i = 1, 2, \dots, 10; j = 1, 2, 3 \quad (6.12)$$

式中, \hat{f}_{ij} 为第 i 组刚度组合下多目标优化得到的第 j 个目标函数值, f_{ij} 为第 i 组刚度值带入整机模型有限元计算得到的第 j 个目标函数值, Δf_{ij} 为第 i 组刚度组合下第 j 个目标函数值的相对误差。

表 6.2 支持向量回归模型验证结果

| 编 号 | 优化变量/ 10^7 (N/m) | | | | 预测结果 | | | 有限元计算结果 | | | 相对误差/% | | |
|--------|--------------------|-------|-------|-------|----------------|----------------|----------------|----------|----------|----------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | k_1 | k_2 | k_3 | k_5 | \hat{f}_{i1} | \hat{f}_{i2} | \hat{f}_{i3} | f_{i1} | f_{i2} | f_{i3} | Δf_{i1} | Δf_{i2} | Δf_{i3} |
| 1 | 2.96 | 5.68 | 17.9 | 4.50 | 0.904 | 0.741 | 0.141 | 0.893 | 0.732 | 0.138 | 1.23 | 1.23 | 2.17 |
| 2 | 6.71 | 6.95 | 19.5 | 6.46 | 0.936 | 0.802 | 0.135 | 0.923 | 0.793 | 0.132 | 1.41 | 1.13 | 2.27 |
| 3 | 8.53 | 3.79 | 8.79 | 8.83 | 0.913 | 0.823 | 0.137 | 0.910 | 0.810 | 0.141 | 0.33 | 1.60 | -2.84 |
| 4 | 7.31 | 2.84 | 10.1 | 4.13 | 0.891 | 0.707 | 0.132 | 0.898 | 0.711 | 0.135 | -0.78 | -0.56 | -2.22 |
| 5 | 3.72 | 8.81 | 16.8 | 9.97 | 0.922 | 0.849 | 0.147 | 0.913 | 0.839 | 0.151 | -0.99 | 1.19 | -2.65 |
| 6 | 9.20 | 8.35 | 14.1 | 8.14 | 0.931 | 0.827 | 0.121 | 0.926 | 0.821 | 0.119 | 0.54 | 0.73 | 1.68 |
| 7 | 5.41 | 6.68 | 11.1 | 7.42 | 0.880 | 0.816 | 0.139 | 0.882 | 0.813 | 0.136 | -0.23 | 0.37 | 2.21 |
| 8 | 4.76 | 4.44 | 6.05 | 2.23 | 0.835 | 0.543 | 0.180 | 0.836 | 0.551 | 0.177 | -0.12 | -1.45 | 1.69 |
| 9 | 8.24 | 9.79 | 12.9 | 5.67 | 0.914 | 0.781 | 0.135 | 0.917 | 0.779 | 0.133 | -0.33 | 0.26 | 1.50 |
| 10 | 2.61 | 2.71 | 14.4 | 3.34 | 0.862 | 0.637 | 0.156 | 0.865 | 0.626 | 0.158 | -0.35 | 1.76 | -1.27 |

由表可知, 以抽样产生的10组刚度为测试集, 采用本节中训练得到的模型对其进行预测, 各目标函数的预测结果与实际有限元计算结果吻合较好, 误差均低于3%。为了进一步验证

支持向量机训练出的模型是否具备足够的泛化能力, 是否足以代替整机有限元计算, 采用训练得到的模型对图6.5-图6.8中各刚度组合情况下的目标函数值进行预测, 观察预测值能否反映各刚度值对各阶固有频率的影响规律。分别采用图6.6~图6.8所示的各支承刚度值组合对 f_1 、 f_2 、 f_3 进行支持向量回归预测。测试结果如图6.10~图6.12所示, 图中的实际值为根据有限元模型计算得到的值, 预测值是根据有限元计算代理模型计算得到的值。

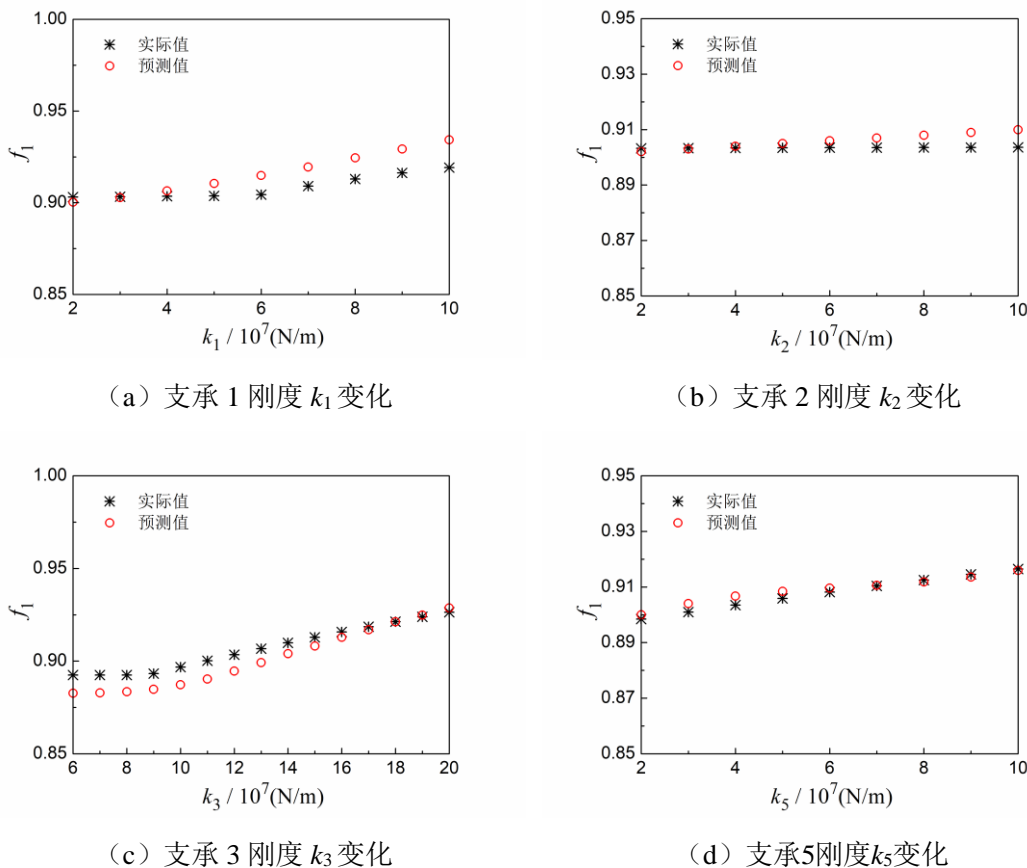
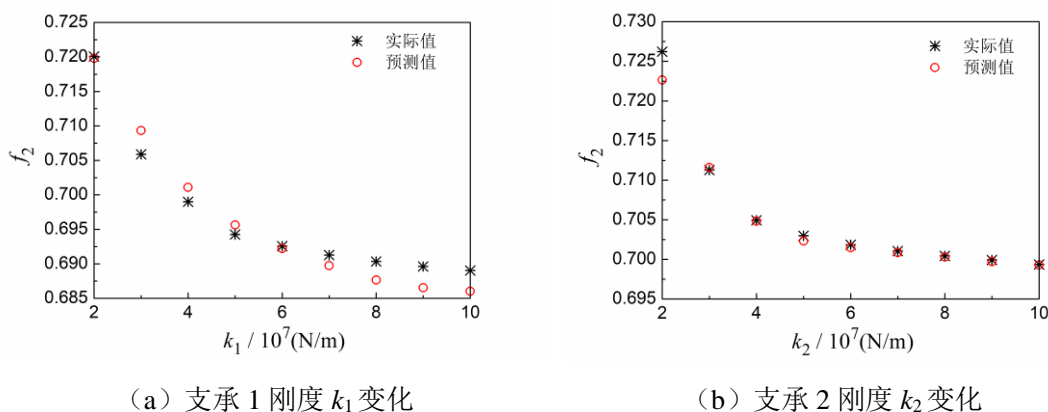
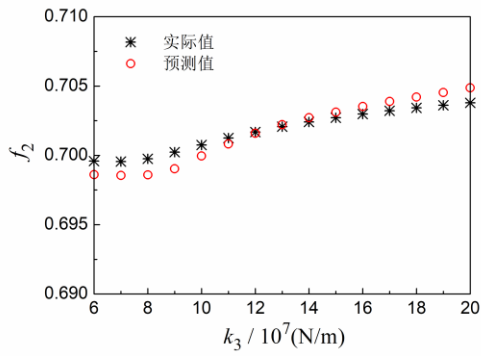
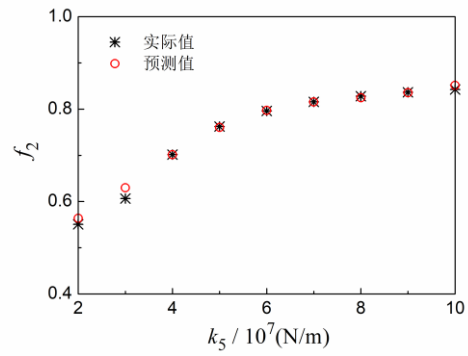


图 6.10 模型 1 测试结果



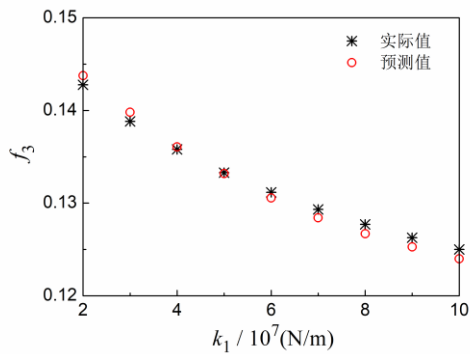


(c) 支承 3 刚度 k_3 变化

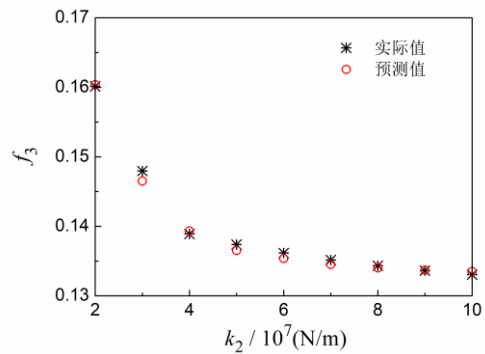


(d) 支承 5 刚度 k_5 变化

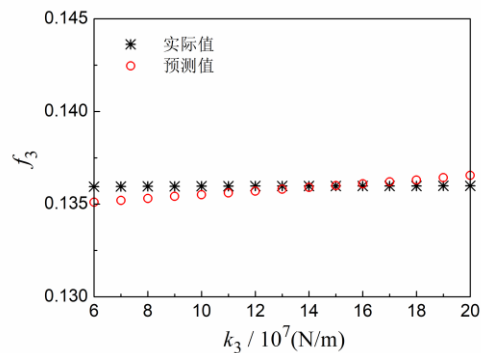
图 6.11 模型 2 测试结果



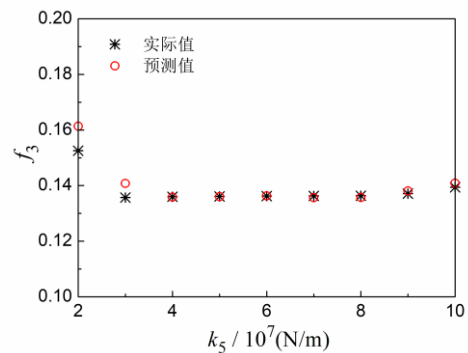
(a) 支承 1 刚度 k_1 变化



(b) 支承 2 刚度 k_2 变化



(c) 支承 3 刚度 k_3 变化



(d) 支承 5 刚度 k_5 变化

图 6.12 模型 3 测试结果

由图6.10-图6.12可知，预测目标函数值与实际目标函数值的变化曲线具有很好的一致性，表明其变化规律能够很好地被本文建立的有限元计算代理模型所表征，认为该模型具有较好的泛化能力，可以用来替代整机有限元计算，用于预测某型发动机的各刚度组合下的目标函数值。

6.2.4 基于单参数变化的支承刚度优化问题的 NSGA-II 算法验证

为进一步验证 NSGA-II 在本算例中的搜索能力及搜索效果，采用 NSGA-II 算法，对建

立的支持向量机函数模型 $\begin{cases} f_1 = f_1(k_1, k_2, k_3, k_5) \\ f_2 = f_2(k_1, k_2, k_3, k_5) \\ f_3 = f_3(k_1, k_2, k_3, k_5) \end{cases}$ 进行单参数变化的多目标优化求解。

考虑只变化 k_1 取值情况，取 k_2 、 k_3 、 k_5 为初始刚度值且在整个寻优过程中不再变化，即在给定待优化参数范围时，使 k_1 的搜索范围为 $[2 \times 10^7, 1 \times 10^8]$ ， k_2 、 k_3 、 k_5 的取值范围分别为 $[6.17 \times 10^7, 6.17 \times 10^7]$ ， $[12 \times 10^7, 12 \times 10^7]$ ， $[4 \times 10^7, 4 \times 10^7]$ 。仅以 k_1 变化为例说明这种方法，其他刚度参数变化的验证方法以此类推。NSGA-II 参数设置为交叉概率 0.9，变异概率 0.1，种群大小为 100，最大进化代数为 100，锦标赛规模为 2，交叉分布指数为 20，变异分布指数为 20。经过 100 次迭代，得到仅有 k_1 变化的 Pareto 前沿面，如图 6.13 (a) 所示，图 6.13 (b)、(c) 和 (d)，分别表征了所有 k_1 的可行解与各目标函数值 f_1 、 f_2 和 f_3 的对应关系。

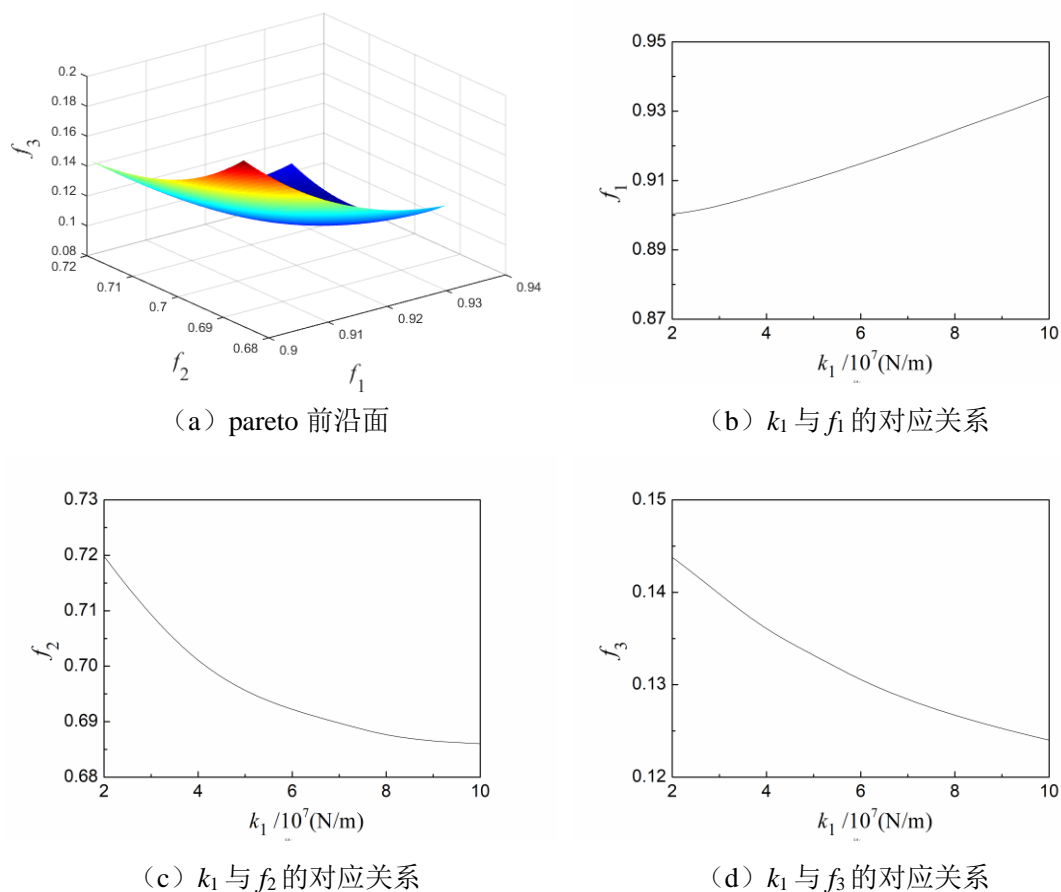
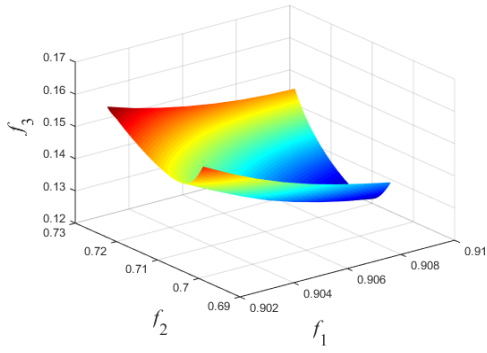


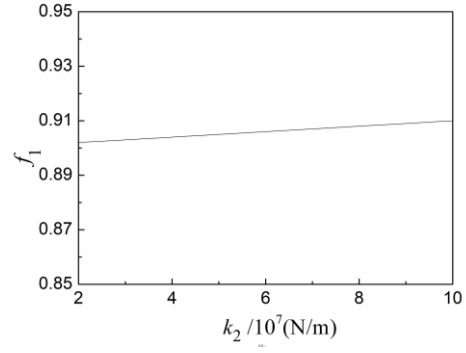
图 6.13 仅有 k_1 变化时支承刚度 NSGA-II 优化结果

由图 6.13 可知，仅有 k_1 变化时，所采用的 NSGA-II 算法程序可以搜索到全部 k_1 的可行解，且随着搜索得到的可行解 k_1 值的增大，对应的各目标函数值 f_1 、 f_2 和 f_3 与 k_1 变化时 f_1 、 f_2 和 f_3 的变化规律一致（见图 6.10 (a)、图 6.11 (a) 和图 6.12 (a)）。综上所述，所使用的 NSGA-II 算法程序在仅有 k_1 变化时，能够根据各目标函数搜索到所有可行解，效果较好。

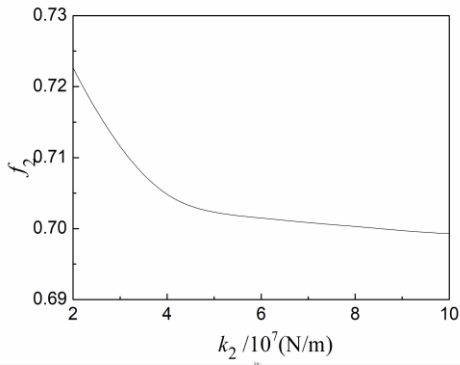
类似的，考虑只变化 k_2 、 k_3 及 k_5 取值范围的情况，经过 100 次迭代，优化结果分别如图 6.14、图 6.15 和图 6.16 所示。



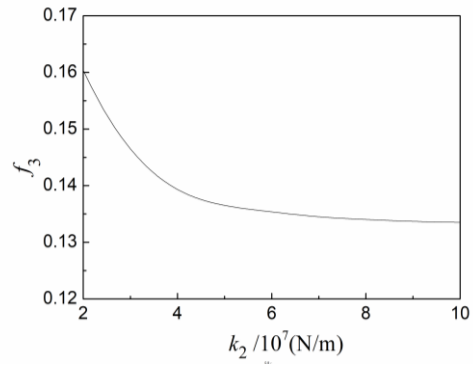
(a) pareto 前沿面



(b) k_2 与 f_1 的对应关系

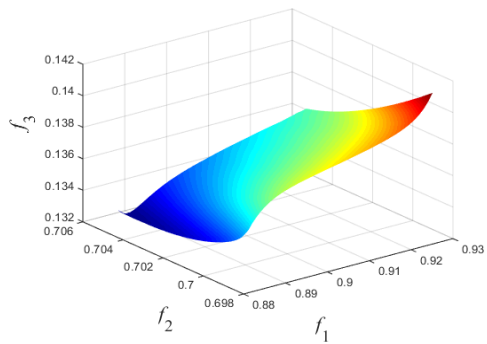


(c) k_2 与 f_2 的对应关系

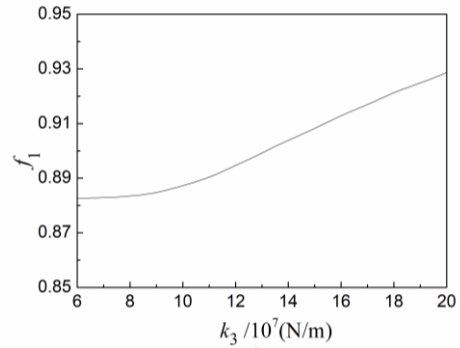


(d) k_2 与 f_3 的对应关系

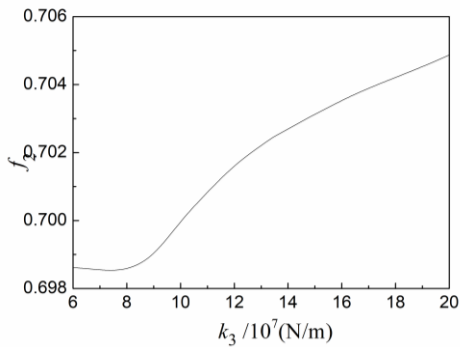
图 6.14 仅有 k_2 变化时支承刚度 NSGA-II 优化结果



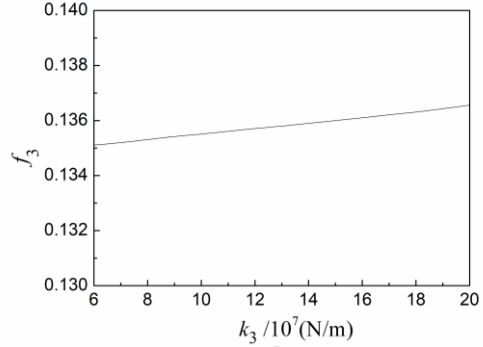
(a) pareto 前沿面



(b) k_3 与 f_1 的对应关系



(c) k_3 与 f_2 的对应关系



(d) k_3 与 f_3 的对应关系

图 6.15 仅有 k_3 变化时支承刚度 NSGA-II 优化结果

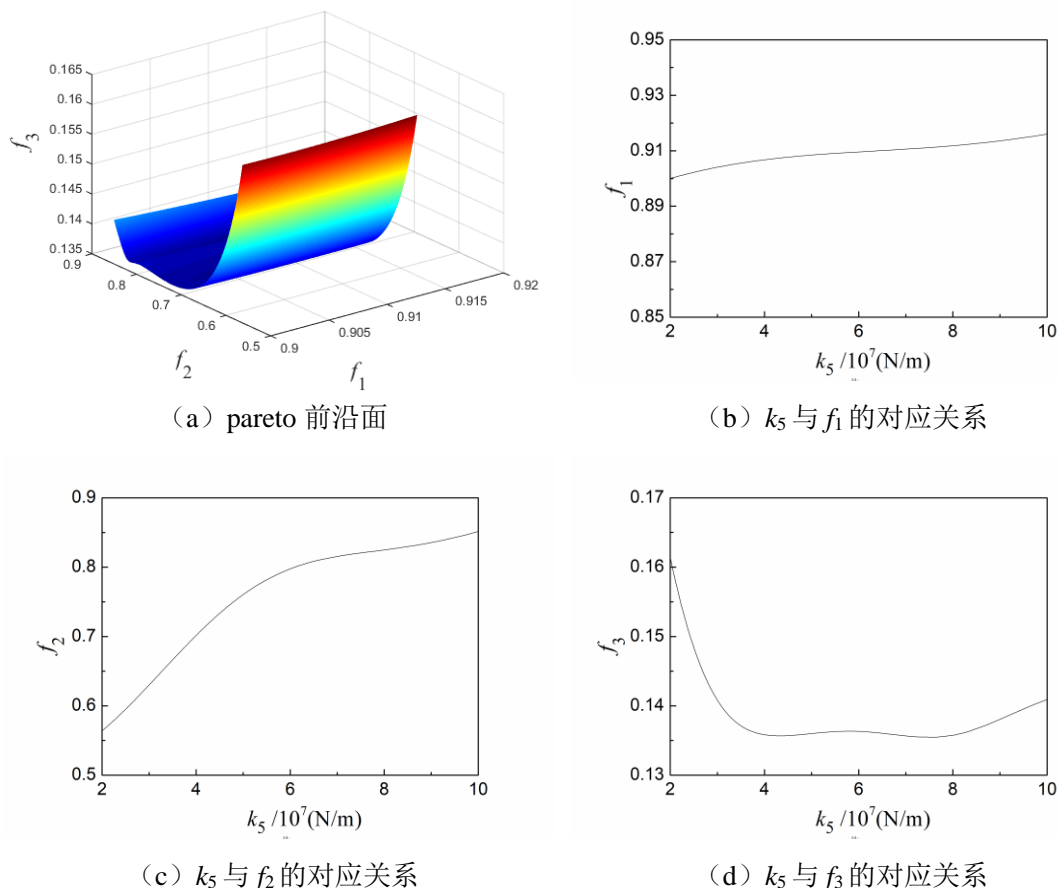


图 6.16 仅有 k_5 变化时支承刚度 NSGA-II 优化结果

由图 6.13~图 6.16 可知，单参数变化时，所采用的 NSGA-II 算法程序均能搜索到变化刚度参数的全部可行解，且随着搜索得到的刚度参数可行解值的增大，对应的各目标函数值 f_1 、 f_2 和 f_3 的变化规律符合该刚度参数对各目标函数值的影响规律（见图 6.10、图 6.11 和图 6.12）。综上所述，所使用的 NSGA-II 算法程序在仅有 k_1 、 k_2 、 k_3 和 k_5 变化时，均能够根据各目标函数搜索到所有可行解，效果较好。

6.2.5 某型航空发动机支承刚度多目标智能优化设计结果分析

采用 NSGA-II 算法，对根据支持向量机方法建立的有限元计算代理函数模型进行多目标优化求解，即求解，

$$\begin{cases} \min f_1(k_1, k_2, k_3, k_5) \\ \min f_2(k_1, k_2, k_3, k_5) \\ \min f_3(k_1, k_2, k_3, k_5) \end{cases} \quad (6.13)$$

NSGA-II 参数设置为交叉概率 0.9，变异概率 0.1，种群大小为 1000，最大进化代数为 1000，锦标赛规模为 2，交叉分布指数为 20，变异分布指数为 20。经过 1000 次迭代，得到相应的 Pareto 最优解集，如图 6.17 所示。

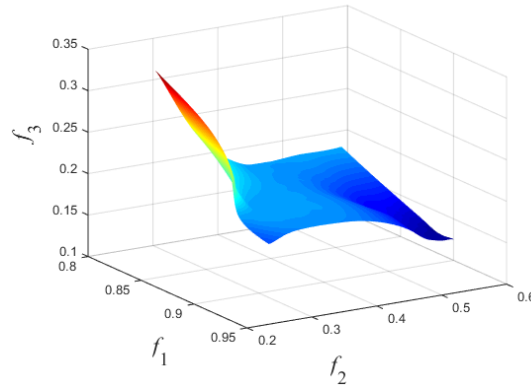


图 6.17 NSGA-II 三目标优化 Pareto 最优解集

图 6.17 所示的 Pareto 最优解即为 NSGA-II 优化得到的 3 个目标函数值的最有解集。多目标优化有一个显著的特点，即“非损人不能利己”。目前多目标优化问题最优解的选取没有统一的标准，各个 Pareto 最优解之间没有绝对的优劣之分，最后的结果来源于设计者对目标的权衡折中。

1) 基于偏好的选择

对得到的 Pareto 最优解根据对每个目标函数的偏好进行了选取。选出 3 组偏好解，其中，第 1 组解偏好目标函数 1，即选择 f_1 为最小值的解；第 2 组解偏好目标函数 2，即选择 f_2 为最小值的解；第 3 组解偏好目标函数 3，即选择 f_3 为最小值的解。将 3 组解对应的支承刚度代入发动机有限元模型进行验证计算，所得结果如

表 6.3 所示，其中，相对误差是以有限元计算结果为基准进行计算的，计算方法如式 (6.12)。

表 6.3 基于偏好的解集选择结果

| 编号 | 优化变量/ $10^7(\text{N/m})$ | | | | Pareto 最优解 | | | 有限元计算结果 | | | 相对误差/% | | |
|----|--------------------------|-------|-------|-------|----------------|----------------|----------------|----------|----------|----------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | k_1 | k_2 | k_3 | k_5 | \hat{f}_{i1} | \hat{f}_{i2} | \hat{f}_{i3} | f_{i1} | f_{i2} | f_{i3} | Δf_{i1} | Δf_{i2} | Δf_{i3} |
| 1 | 2.000 | 2.000 | 6.000 | 2.000 | 0.8027 | 0.6770 | 0.2020 | 0.8015 | 0.6715 | 0.2057 | 0.15 | 0.82 | -1.80 |
| 2 | 10.00 | 10.00 | 6.000 | 2.000 | 0.8283 | 0.4679 | 0.2076 | 0.8247 | 0.4592 | 0.2111 | 0.44 | 1.89 | -1.66 |
| 3 | 10.00 | 10.00 | 6.000 | 6.953 | 0.8927 | 0.7983 | 0.1302 | 0.8912 | 0.7892 | 0.1319 | 0.17 | 1.15 | -1.29 |

由表可知，各组 Pareto 最优解与有限元计算结果最大误差仅为 1.89%，结果非常接近。第 1 组和第 2 组解均可取得较好的 f_1 、 f_2 结果，即临界转速和转子应变能特性较好，但是 f_3 相对较高，即截面转静碰摩特性表现较差。第 3 组解 f_3 最优，截面转静碰摩风险最低，但是， f_1 和 f_2 较高，临界转速和转子应变能特性较。在实际工程中，需要根据设计进行折中选择。

2) 基于折中的选择

在得到的全部 Pareto 可行解中，对各目标进行折中选择，选取 3 个目标函数值均较好的解作为优化结果，并且将其代入发动机有限元模型验证计算，所得结果如表 6.4 所示，其中，相对误差的计算是以有限元计算为基准的，计算方法如式 (6.12)。

表 6.4 基于目标函数折中的解集选择结果

| 编 号 | 优化变量/ 10^7 (N/m) | | | | Pareto最优解 | | | 有限元计算结果 | | | 相对误差/% | | |
|--------|--------------------|-------|-------|-------|----------------|----------------|----------------|----------|----------|----------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | k_1 | k_2 | k_3 | k_5 | \hat{f}_{i1} | \hat{f}_{i2} | \hat{f}_{i3} | f_{i1} | f_{i2} | f_{i3} | Δf_{i1} | Δf_{i2} | Δf_{i3} |
| 1 | 2.000 | 8.749 | 7.370 | 3.029 | 0.8562 | 0.6691 | 0.1257 | 0.8517 | 0.6653 | 0.1243 | 0.18 | 0.53 | 1.13 |
| 2 | 2.896 | 9.845 | 7.852 | 2.685 | 0.8701 | 0.6435 | 0.1259 | 0.8773 | 0.6377 | 0.1263 | -0.82 | 0.91 | -0.32 |
| 3 | 2.356 | 8.881 | 10.04 | 2.000 | 0.8634 | 0.6103 | 0.1330 | 0.8606 | 0.6074 | 0.1320 | 0.33 | 0.48 | 0.76 |

由表 6.4 可知, 各组 Pareto 最优解与有限元计算结果最大误差仅为 1.13%, 结果非常接近。

将所选择的刚度组合计算得到的目标函数值与初始设计刚度值下的各目标函数值进行比较, 所得结果如表 6.5 所示, 表中第 0 组刚度组合为初始设计刚度组合, 表中优化效果的计算是以初始设计刚度组合为基准计算的, 其计算公式为:

$$\Delta f_{ij} = \frac{\hat{f}_{ij} - f_{0j}}{f_{0j}}, \quad i = 1, 2, 3; \quad j = 1, 2, 3 \quad (6.14)$$

式中, f_{0j} 为初始设计刚度组合的第 j 个目标函数值, \hat{f}_{ij} 为第 i 组刚度组合下的第 j 个目标函数值, Δf_{ij} 表示第 i 组刚度组合下的第 j 个目标函数的优化效果。

表 6.5 优化效果

| 编号 | 优化变量/ 10^7 (N/m) | | | | 有限元模型计算结果 | | | 优化效果/% | | |
|----|--------------------|-------|-------|--------|-------------|-------------|-------------|--------|--------|-------|
| | k_1 | k_2 | k_3 | k_5 | \hat{f}_1 | \hat{f}_2 | \hat{f}_3 | f_1 | f_2 | f_3 |
| 0 | 3.960 | 6.170 | 12.00 | 4.000 | 0.9040 | 0.7340 | 0.1360 | - | - | - |
| 1 | 2.000 | 8.749 | 7.370 | 3.0292 | 0.8517 | 0.6653 | 0.1243 | -5.79 | -9.36 | -8.60 |
| 2 | 2.896 | 9.845 | 7.852 | 2.6849 | 0.8773 | 0.6377 | 0.1263 | -2.95 | -13.12 | -7.13 |
| 3 | 2.356 | 8.881 | 10.04 | 2.0000 | 0.8606 | 0.6074 | 0.1320 | -4.80 | -17.25 | -2.94 |

由表 6.5 可知, 基于各目标函数折中选择得到的刚度组合解计算得到的各目标函数值相比与原设计刚度组合, 均有了一定的降低, 整机振动得到了一定的优化。第 1 组解使临界转速危险系数降低了 5.79%, 转子应变能降低了 9.36%, 截面转静碰摩危险系数降低了 8.6%。第 2 组解使临界转速危险系数降低了 2.95%, 转子应变能危险系数降低了 13.12%, 截面转静碰摩危险系数降低了 7.13%。第 3 组解使临界转速危险系数降低了 4.80%, 转子应变能降低了 17.25%, 截面转静碰摩危险系数降低了 2.94%。

6.3 本章小结

本章提出了一种以整机振动控制为目标的航空发动机支承刚度设计的多目标智能优化方法, 并以某型航空发动机为例, 基于第三章提出的整机耦合振动评价指标对该型航空发动机的支承刚度进行了优化, 并对结果进行了验证, 结果表明, 采用该方法, 可以对整机耦合

振动进行优化, 经过优化, 该型航空发动机的整机耦合振动各评价指标均得到了一定程度的改善。

此外, 该方法并不限于对航空发动机支承刚度的优化, 也可以用于其它设计参数和设计目标的优化。在进行抽样方法选取时, 可根据需要或者对比多种方法进行选择, 不限于本文采用的 LCVT 抽样方法, 抽样点数的选取目前并没有一定的标准和准则, 需要根据设计者的经验, 并经过一定次数的尝试。同理, 获取计算代理模型时, 方法也不限于本章使用的支持向量机, 也可以采用神经网络等其他方法。采用本方法, 经过一次计算可以得到多组可行解作为储备, 设计者可根据设计需要进行选择。

第七章 总结与展望

7.1 总结

随着现代航空发动机推重比的不断提高,以及薄壁机匣结构的广泛采用,转子和静子之间的耦合振动效应对发动机整机临界转速、转静子振型协调以及整机响应特性的影响越来越大。研究航空发动机转静耦合振动机理,建立更为科学的整机振动定量评价指标体系,结合现代机器学习和人工智能技术,开发先进高效的结构优化方法,在设计阶段进行发动机结构优化,实现整机振动控制,对于提升航空发动机的安全性和可靠性具有重要意义。本文围绕航空发动机整机结构系统耦合振动及其智能优化问题展开研究,取得了如下研究成果:

1) 提出了航空发动机整机耦合振动的定量评价指标。基于现有的航空发动机结构设计准则,提出了临界转速危险系数、转子应变能危险系数、截面转静碰摩危险系数作为评价指标,用以定量评估航空发动机的整机耦合振动,并分析了3个指标的合理性。结合单转子航空发动机(带机匣的航空发动机转子试验器)和双转子航空发动机(某型大涵道比双转子涡扇发动机)阐述了指标的具体计算方法。

2) 分析了航空发动机整机耦合振动机理。基于提出的评价指标,分析了单转子航空发动机(带机匣的航空发动机转子试验器)和双转子航空发动机(某型大涵道比双转子涡扇发动机)的整机耦合振动机理。深入分析了安装节/支承刚度对各评价指标的影响规律,认识弄清了各刚度对各指标的影响关系。结果表明,航空发动机的安装节/支承刚度优化问题极其复杂,受多个因素共同作用,且需要满足的各个指标相互制约,是一个典型的多目标优化问题。

3) 提出了一种航空发动机支承刚度的多目标智能优化方法,并以某型航空发动机为例,以本文提出的整机振动评价指标为目标,对其支承刚度进行了多目标优化,优化后各指标较优化前均有了明显的提升。该方法避免了设计过程中,对工程师经验的过度依赖,以及对多个优化参数的大量冗杂的人为穷举。通过优化,可以得到多组符合预期的候选最优解,工程师可根据需要进行取舍和选择,可以为设计者提供有力的参考和极大的便利。该方法也可扩展应用至航空发动机其它结构参数的优化问题。

4) 提出了一种基于模态试验的航空发动机整机连接刚度辨识方法,并对带机匣的航空发动机转子试验器进行了支承刚度和安装节刚度的智能辨识,对比了试验与仿真的测点频率响应函数,验证了辨识结果的准确性以及方法的有效性。该方法结合支持向量机和遗传算法,解决了航空发动机连接刚度难以确定的问题,可推广至诸如联轴器、转子连接面、机匣安装边等多种连接结构的刚度辨识问题,具有一定的应用价值。

5) 改进了航空发动机转子叶片建模的等效圆环法,提出多级等效圆环法。采用简单盘轴系统验证了二级等效圆环法。等效后模型的模态特性和临界转速特性与简化前模型一致性

较好, 有限元模型规模缩减 1/3, 在计算效率上提升近 45%, 证明了该方法的有效性。该方法解决了单级等效圆环法中, 简化后的圆环高度大于简化前的叶片长度, 等效圆环直径大于静子机匣直径, 转子超出机匣的问题。并将该方法运用到某型大涵道比双转子涡扇发动机的建模中, 建立了某型发动机的整机有限元模型。

7.2 展望

本文研究了航空发动机整机结构系统耦合振动, 建立了整机振动的定量评价指标, 在此基础上, 提出了一种航空发动机整机振动的智能优化方法。以带机匣的航空发动机转子试验器和某型大涵道比双转子涡扇发动机为例, 分析了刚度因素对各指标的影响机理, 利用提出的智能优化方法, 对某型航空发动机的支承刚度进行了优化, 取得了较好的效果。但是, 在如下几方面需要进一步深入研究:

1) 模型准确性问题。本文建立了某型大涵道比双转子涡扇发动机有限元模型, 由于缺乏各部件材料属性等关键参数, 未能建立非常准确的有限元模型, 所分析得到的动力学特性也没有真实数据用以进行对比验证。本文以该模型为例, 仅进行方法研究, 无法追求与实际试车等试验情况的完全一致。

2) 评价指标还需进一步完善。本文仅提出了 3 个反映整机振动固有特性的评价指标。事实上, 真实的航空发动机设计过程中, 还需要考虑响应问题, 因此, 后续工作需要基于整机振动响应问题提出新的指标, 以完善评价指标体系。

3) 样本数目问题。本文中无论是多目标优化方法还是连接刚度智能辨识方法, 在采用 SVM 进行模型训练时, 都存在训练样本数目选取的问题。样本数目过大, 会造成样本计算过程耗费时间过长; 样本数目过少, 则会造成 SVM 模型训练效果差, 进一步影响优化和辨识结果。目前还没有有效的方法用以确定样本数目, 在后续的研究中, 需要进一步探究。

4) 本文提出的多目标优化方法, 并不限于对航空发动机支承刚度的优化, 也可以用于其它设计参数和设计目标的优化。在进行抽样方法选取时, 可根据需要或者对比多种方法进行选择, 不限于本文采用的 LCVT 抽样方法。获取计算代理模型时, 方法也不限于本文使用的支持向量机, 也可以采用神经网络等其他方法。后续的研究中, 可考虑将该方法扩展到其他设计参数的优化, 并可以尝试拓展新的抽样方法、获取计算代理模型的方法以及多目标优化方法。

参考文献

- [1] 曹建国. 航空发动机仿真技术研究现状、挑战和展望[J]. 推进技术, 2018, 39(5).
- [2] 刘大响. SB101 连续气源航空发动机高空模拟试车台[J]. 燃气涡轮试验与研究, 1996(3): 4-4.
- [3] 张娜, 王良君. 俄罗斯 PD-14 发动机项目发展及启示[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2015, 28(6): 55-60.
- [4] 李杰. 新一代商用航空发动机发展趋势与西航外贸转包生产[J]. 航空制造技术, 2007(4): 60-63.
- [5] 方昌德. 借鉴国外经验发展我国的航空发动机[J]. 国际航空, 2006(4): 74-77.
- [6] 刘大响, 金捷. 21 世纪世界航空动力技术发展趋势与展望[J]. 中国工程科学, 2004, 6(9): 1-8.
- [7] 吴大观. 我国航空发动机研制过程中的主要经验教训[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2001, 14(4): 1-6.
- [8] 李孝堂. 燃气轮机的发展及中国的困局[J]. 航空发动机, 2011, 37(3): 1-7.
- [9] 方昌德. 航空发动机的发展前景[J]. 航空发动机, 2004, 30(1): 1-5.
- [10] 刘大响. 跨世纪航空发动机技术的发展和建设[J]. 世界科技研究与发展, 1998(6): 76-82.
- [11] 刘大响, 程荣辉. 世界航空动力技术的现状及发展动向[J]. 北京航空航天大学学报, 2002(05): 490-496 91.
- [12] 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.
- [13] 张宝诚. 航空发动机的现状和发展[J]. 沈阳航空航天大学学报, 2008, 25(3): 6-10.
- [14] 陈光. 航空发动机发展综述[J]. 航空制造技术, 2000 (6): 24-27, 34.
- [15] 黄太平. 民用航空涡轮发动机现状与发展趋向[J]. 机电技术, 2003(S1): 38-46.
- [16] 《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: 208-226.
- [17] 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): 1371-13.
- [18] 刘永泉, 刘太秋, 季路成. 航空发动机风扇/压气机技术发展的若干问题与思考[J]. 航空学报, 2015, 36(08): 2563-2576.
- [19] 李其汉. 航空发动机结构完整性研究进展[J]. 航空发动机, 2014, 40(05): 1-6.
- [20] 李其汉, 王延荣. 航空发动机结构强度设计问题[M]. 上海交通大学出版社, 2014: 338-344.

- [21] 陈芝来. 浅谈航空发动机研制的综合标准化[J]. 航空标准化与质量, 2016(01): 20-22.
- [22] 吴大观. 《航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则(研究报告)》的出版在发动机研制中的作用[J]. 航空发动机, 1997(03): 42-43+47.
- [23] 王通北, 沈丙炎. 对国军标 GJB241—87《航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机通用规范》的一些修改建议(有关结构完整性方面)[J]. 航空发动机, 1995(04): 40-49.
- [24] 韩冰冰, 李新, 付涵, 滕金芳. CCAR-25 与 CCAR-33 适航审定关系分析[J]. 航空工程进展, 2018, 9(04): 537-543.
- [25] 邓明. 大型民机发动机适航问题初探[A]. 中国航空学会、中国工程院机械与运载工程学部. 大型飞机关键技术高层论坛暨中国航空学会 2007 年学术年会论文集[C]. 中国航空学会、中国工程院机械与运载工程学部:中国航空学会, 2007:5.
- [26] 吴大观. 引人深思的航空喷气发动机发展史——进一步认识预先研究的重要作用[J]. 燃气涡轮试验与研究, 1999(04): 1-4.
- [27] 吴大观. 浅谈《试验与评审》在航空发动机研制中的重要作用[J]. 航空发动机, 1998(02): 1-6.
- [28] 刘大响. 对加快发展我国航空动力的思考[J]. 航空动力学报, 2001(01): 1-7.
- [29] 吴大观. 对航空工业两个重大历史问题的思考[J]. 航空发动机, 2001(01): 1-2.
- [30] 吴大观. 探讨我国航空发动机发展中出现的问题[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2000(04): 1-4.
- [31] 邓旺群, 王毅, 聂卫健等. 支承刚度和轴向位置对某型对转发动机低压转子临界转速的影响[J]. 航空发动机, 2016, 42(3): 7-11.
- [32] 聂卫健, 邓旺群, 徐友良等. 高速柔性转子临界转速随支承刚度和轮盘质量的变化规律[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2015, 28(3): 19-24.
- [33] 饶柱石, 夏松波. 组合式特种转子振动模态的实验研究与计算[J]. 振动与冲击, 1996, 15(1): 68-70.
- [34] Gutiérrez-Wing E S, Ewins D J. Characterisation of rotating machinery dynamics within limited frequency intervals using modal analysis[J]. Australian Journal of Mechanical Engineering, 2015, 2(1): 11-20.
- [35] LINK M, FRISWELL M. Generation of validated structural dynamic models—results of a benchmark study utilising the garteur SM-AG19 test-bed[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2003, 17(1): 9-20.
- [36] 马艳红, 梁智超, 王桂华等. 航空发动机叶片丢失问题研究综述[J]. 航空动力学报, 2016, 31(3): 513-526.
- [37] 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(1): 12-19.
- [38] 宣海军, 陆晓, 洪伟荣等. 航空发动机机匣包容性研究综述[J]. 航空动力学报, 2010,

- 25(8): 1860-1870.
- [39] 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(02): 63-70.
- [40] 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): 1-9.
- [41] Vance J M, Royal A C. High-speed rotor dynamics - an assessment of current technology for small turboshaft engines[J]. Journal of Aircraft, 1975, 12(4): 295-305.
- [42] Ruhl R L. Dynamics of distributed parameter rotor systems: transfer matrix and finite element techniques[M]. Cornell University, 1970.
- [43] Murphy B T, Vance J M. An improved method for calculating critical speeds and rotordynamic stability of turbomachinery[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1983, 105(3): 591.
- [44] Gupta K, Kumar R, Tiwari M, et al. Effect of rotary inertia and gyroscopic moments on dynamics of two spool aero engine rotor. International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, New York: ASME, New York, 1993: 1~14.
- [45] Lee A C, Kang Y, Liu S L. Steady-state analysis of a rotor mounted on nonlinear bearings by the transfer matrix method[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1993, 35(6): 479-490.
- [46] Hibner D H. Dynamic response of viscous-damped multi-shaft jet engines. Journal of Aircraft, 1975, 12(4): 305~312.
- [47] Hibner D H. Dynamic response of viscous-damped multi-shaft jet engines[J]. Journal of Aircraft, 2012, 12(4): 305-312.
- [48] Varney P, Green I. Rotordynamic analysis using the complex transfer matrix: an application to elastomer supports using the viscoelastic correspondence principle[J]. Journal of Sound & Vibration, 2014, 333(23): 6258-6272.
- [49] 岳国金, 晏砺堂, 李其汉. 转子碰摩的振动特征分析[J]. 航空学报, 1990(10): 499-502.
- [50] 晏砺堂, 王德友. 航空双转子发动机动静件碰摩振动特征研究[J]. 航空动力学报, 1998(02): 62-65+109-110.
- [51] 晏砺堂, 张世平, 李其汉等. 带挤压油膜阻尼器刚性转子的双稳态特性[J]. 航空动报, 1988(2): 109-112.
- [52] 张辉, 朱梓根, 晏砺堂. 由齿轮驱动的转子系统弯扭耦合振动[C]// 全国转子动力学学术讨论会. 1992.
- [53] 温卫东, 黄太平, 田淑芳, 陈武杰. 安装条件对后支承机匣系统动态特性的影响[J]. 南京航空航天大学学报, 1988(S1): 110-114.
- [54] 黄太平. 涡扇发动机转子动力特性计算与分析[A]. 福建省机械工程学会、福建省汽车工

- 程学会、福建省航空学会、福建省模具技术工程学会、华侨大学科协、福建省科协第四届学术年会——提升福建制造业竞争力的战略思考专题学术年会论文集[C]. 福建省机械工程学会、福建省汽车工程学会、福建省航空学会、福建省模具技术工程学会、华侨大学科协:中国机械工程学会, 2004: 5.
- [55] 罗贵火, 黄太平. 某小型高速转子临界转速分析[J]. 南京航空航天大学学报, 1996(03): 142-146.
- [56] 黄太平, 田淑芳. 弹性阻尼支承动态特性分析与试验[J]. 南京航空航天大学学报, 1983(03): 22-36.
- [57] 黄太平. 用子系统阻抗分析法确定转子-弹性阻尼支承系统的临界转速[J]. 南京航空航天大学学报, 1980(02): 112-122.
- [58] 任兴民, 顾家柳, 戈立春. 转子-机匣系统的瞬态动力响应计算[J]. 西北工业大学学报, 1996(2): 234-238.
- [59] 任兴民, 顾家柳. 带挤压油膜阻尼器的转子系统瞬态动力响应计算方法[J]. 西北工业大学学报, 1991(3): 290-297.
- [60] 任兴民, 顾家柳. 航空发动机整机稳态动力响应计算[J]. 航空学报, 1997(5): 625-626.
- [61] 任兴民, 顾家柳. 具有封严齿转子系统的动力稳定性分析[J]. 应用力学学报, 1996(2): 77-83.
- [62] 李涛, 任兴民, 岳聪, 夏冶宝, 王元生, 邓旺群. 单盘转子突加不平衡瞬态响应特征研究[J]. 机械科学与技术, 2012, 31(06): 924-927.
- [63] 晏砺堂, 张辉. 计算复杂转子动力特性的子结构传递矩阵法[J]. 振动与冲击, 1986(4): 41-50.
- [64] 晏砺堂, 李其汉. 用动坐标计算带轴间阻尼器双转子系统的动力特性[J]. 航空动力学报, 1986(1): 1-6.
- [65] 黄太平. 多转子系统振动的子系统分析方法——阻抗耦合法与分振型综合法[J]. 振动工程学报, 1988(03): 30-40.
- [66] 黄太平. 转子动力学中传递矩阵阻抗耦合法[J]. 航空动力学报, 1988(04): 315-318+382-383.
- [67] 任兴民, 顾家柳. 航空发动机安装节动柔度测量及静子动力特性计算[J]. 力学与实践, 1993, (6): 26-28.
- [68] 任兴民, 顾家柳. 航空发动机静子支承刚性的一种传递矩阵算法[J]. 西北工业大学学报, 1993 (3): 282-287.
- [69] 任兴民, 顾家柳. 航空发动机转子——支承系统的突加不平衡响应[J]. 振动工程学报, 1991(03): 75-82.
- [70] 任兴民, 顾家柳, 戈立春. 转子-机匣系统的瞬态动力响应计算[J]. 西北工业大学学报,

- 1996(02): 234-238.
- [71] 温卫东, 顾家柳. Riccati 传递矩阵—直接积分法及其应用[J]. 航空学报, 1990, 4(1):48-56.
- [72] 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[J]. 沈阳航空航天大学学报, 2005, (4).
- [73] 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(04): 34-37.
- [74] 洪杰, 韩继斌, 朱梓根. 用整体传递系数法分析转子系统动力特性[J]. 北京航空航天大学学报, 2002(01): 39-42.
- [75] 蒋书运, 陈照波, 须根法, 夏松波. 用整体传递矩阵法计算航空发动机整机临界转速特性[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1998(01): 32-35.
- [76] 庞辉, 李育锡, 王三民. 基于 Riccati 变换的整体传递矩阵法计算双转子临界转速研究[J]. 机械科学与技术, 2005(07): 832-834+874.
- [77] 庞辉. 多转子系统动力特性分析及应用研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2005.
- [78] 杨建刚. 改进传递矩阵法计算转子系统不平衡响应和灵敏度[J]. 机械工程学报, 2001(06): 109-112.
- [79] Nelson H D, Mc Vaugh J M. The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements. journal of engineering for industry, 1976,98(2): 593~600.
- [80] Nelson H D. A finite rotating shaft element using Timoshenko beam theory. Journal of Mechanical Design, 1980, 102(4): 793~803.
- [81] Hurty W C, Vibrations of structural systems by component-mode synthesis, Journal of the Engineering Mechanics Division, ASCE, 86 (1960): 51~69.
- [82] Hou S N. Review of modal synthesis techniques and a new approach[J]. Shock and Vibration Bulletin, 1969,40(4): 25~30.
- [83] Craig R R, Bampton M C C. Coupling of substructures for dynamic analysis. Advances in Engineering Science, 1976(2): 393~408.
- [84] Hasselman T K, Kaplan A. Dynamic analysis of large systems by complex mode synthesis[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 1974, 96(3): 327-333.
- [85] Benfield W A, Hrude R F. Vibration analysis of structures by component mode substitution[J]. AIAA Journal. 1971(9): 1255-1261.
- [86] Glasgow D A, Nelson H D. Stability analysis of rotor-bearing systems using component mode synthesis. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, 1980,102(2): 352~359.
- [87] Li D F, Gunter E J. Component mode synthesis of large rotor systems[J]. American Society

- of Mechanical Engineers, 1981(81): 147-152.
- [88] 楼梦麟. 连接器结构与子结构模态综合法[J]. 振动工程学报, 1995, 8(1): 52-56.
- [89] 王建军. 模态—物理—阻抗三参数混合动态子结构综合法[J]. 振动与冲击, 1995, (1): 69-73.
- [90] 郑兆昌. 复杂结构振动研究的模态综合技术[J]. 振动与冲击, 1982, 1(1): 198.
- [91] 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, 2(3): 209-281.
- [92] 欧园霞, 李彦. 航空发动机整机模型计算分析[J]. 航空动力学报, 1994, 9(2): 137-141.
- [93] 董兴建, 孟光. 基于虚拟单元的模态综合法[J]. 振动工程学报, 2009, 22(6): 665-669.
- [94] 董兴建, 孟光. 一种转角动柔度间接测量技术及在实验模态综合法中应用[J]. 振动与冲击, 2013, 32(5): 58-61.
- [95] 陈果. 双转子航空发动机整机振动建模与分析[J]. 振动工程学报, 2011, 24(6):619-632.
- [96] 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, 27 (2) : 241-254.
- [97] Chen G. Study on the recognition of aero-engine blade-casing rubbing fault based on the casing vibration acceleration[J]. Measurement, 2015, 65: 71-80.
- [98] Chen G. Vibration modeling and analysis for dual-rotor aero-engine[J]. Journal of Vibration Engineering, 2011, 24(6): 619-632.
- [99] 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.
- [100] 洪杰, 王华, 肖大为等. 转子支承动刚度对转子动力特性的影响分析[J]. 航空发动机, 2008, 34(1): 23-27.
- [101] 陈萌, 马艳红, 刘书国等. 航空发动机整机有限元模型转子动力学分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2007, 33(9): 1013-1016.
- [102] 张大义, 刘焯辉, 洪杰等. 航空发动机整机动力学模型建立与振动特性分析[J]. 推进技术, 2015, 36(5): 768-773.
- [103] 张大义, 刘焯辉, 梁智超等. 航空发动机双转子系统临界转速求解方法[J]. 推进技术, 2015, 36(2): 292-298.
- [104] 杨洋, 曹登庆, 王德友, 姜广义. 双盘悬臂转子的不平衡-定点碰摩耦合故障研究[J]. 航空动力学报, 2016, 31(02): 307-316.
- [105] 杨洋. 双盘悬臂转子的多不平衡-多定点碰摩耦合故障分析[A]. 中国振动工程学会非线性振动专业委员会. 第十五届全国非线性振动暨第十二届全国非线性动力学和运动稳定性学术会议摘要集[C]. 中国振动工程学会非线性振动专业委员会: 中国力学学会, 2015: 1.

- [106] 杨喜关, 罗贵火, 温卫东等. 支承非线性特性对双转子系统的响应特性影响研究[J]. 振动工程学报, 2014, 27(4): 572-582.
- [107] 罗贵火, 周海仑, 王飞, 杨喜关. 含滚动轴承的同向和反向旋转双转子系统动力学响应[J]. 航空动力学报, 2012, 27(08): 1887-1894.
- [108] 张鹏, 罗贵火, 王飞. 机动转弯条件下转子有限元建模方法[J]. 航空发动机, 2018, 44(02): 75-80.
- [109] 杨喜关, 罗贵火, 王飞, 唐振寰. 反向旋转双转子系统加速响应特性研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(02): 105-111.
- [110] 周海仑, 罗贵火, 艾延廷, 孙丹. 含浮环式挤压油膜阻尼器转子系统的突加不平衡响应分析[J]. 航空动力学报, 2014, 29(03): 578-584.
- [111] 唐振寰, 罗贵火, 陈伟, 杨喜关. 含橡胶隔振器振动系统动态特性研究[J]. 南京航空航天大学学报, 2014, 46(02): 285-291.
- [112] 赵文涛. 考虑实测支承动刚度的航空发动机整机振动建模及验证[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.
- [113] 赵文涛, 陈果, 李琼, 杨飞益. 航空发动机机匣支承动刚度有限元计算及验证[J]. 航空计算技术, 2011, 41(05): 34-38+41.
- [114] 赵斌, 陈果, 冯国全. 航空发动机整机振动半实物建模方法研究[J]. 推进技术, 2016, 37(2): 346-353.
- [115] 王海飞, 陈果, 廖仲坤, 张璋. 某型弹用涡扇发动机振动故障建模与分析[J]. 航空发动机, 2015, 41(02): 66-70.
- [116] 陈果. 含复杂滚动轴承建模的航空发动机整机振动耦合动力学模型[J]. 航空动力学报, 2017, 32(09): 2193-2204.
- [117] 李全成, 王克明, 肖齐林, 王艳琳. 支承刚度耦合对转子系统临界转速影响分析[J]. 沈阳航空航天大学学报, 2014, 31(06): 7-11.
- [118] 张婷婷, 王克明, 孙阳, 景晓东. 温度场对双转子系统动力特性影响的分析[J]. 沈阳航空航天大学学报, 2013, 30(01): 34-3.
- [119] 缪辉, 王克明, 艾书民, 赵帅, 慕鹏. 双转子系统临界转速的有限元分析[J]. 沈阳航空航天大学学报, 2011, 28(05): 27-31.
- [120] 艾书民, 王克明, 缪辉, 赵帅. 稳态温度场作用下涡轮叶片振动特性的研究[J]. 沈阳航空航天大学学报, 2011, 28(04): 17-21.
- [121] 景晓东, 王克明, 张婷婷, 孙阳. 不同载荷作用下航空发动机前支承动刚度的有限元计算[J]. 机械工程师, 2013(02): 55-56.
- [122] 缪辉, 王克明, 赵帅, 慕鹏. 双转子-支承系统动力学特性的有限元分析[J]. 沈阳航空航天大学学报, 2012, 29(01): 11-15.

- [123] 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(03): 5-7.
- [124] Feng G Q, Zhou B Z, Luo G H. Vibration characteristic investigation of counter-rotating dual-rotor in aero-engine. Transactions of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2012, 29(01): 33-39.
- [125] 孟照国, 王昊, 秦海勤, 徐可君. 机匣参数对双转子航空发动机整机动力学特性的影响分析[J]. 动力学与控制学报, 2018, 16(03): 258-264.
- [126] 刘建雄. 某型航空发动机转子系统典型振动故障机理建模及响应特性研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2015.
- [127] 夏巍. 具有中介轴承的航空发动机转子动力学响应分析[D]. 武汉: 华中科技大学, 2015.
- [128] 李志鹏. 航空发动机双转子振动故障模拟试验台设计[D]. 武汉: 华中科技大学, 2015.
- [129] 唐金, 唐广, 宣海军, 江有为. 航空发动机涡轮机匣轮盘包容性研究[J]. 航空动力学报, 2016, 31(06): 1393-1399.
- [130] 郭明明, 吕登洲, 洪伟荣, 曹继来. 航空发动机机匣包容试验叶片飞脱方法[J]. 航空发动机, 2016, 42(02): 73-76.
- [131] 郭明明. 航空发动机风扇机匣包容试验叶片爆破飞脱方法研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2016.
- [132] 宣海军, 何泽侃, 牛丹丹, 苗艳, 柏汉松, 洪伟荣. 航空发动机软壁风扇机匣包容性研究[J]. 航空发动机, 2015, 41(06): 81.
- [133] 叶冬. 高速柔性转子突加大不平衡响应研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2014.
- [134] 张国静. 航空发动机风扇叶片爆破飞脱技术研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2014.
- [135] 侯亮, 张晓云, 王志强, 柴象海. 航空发动机风扇叶片脱落仿真分析大规模并行计算方法研究[J]. 中国机械工程, 2016, 27(03): 383-386.
- [136] 单福平. 航空发动机转子结构的装配偏差建模分析与工艺优化[D]. 上海: 上海交通大学, 2015.
- [137] 史同承, 柴象海, 张晓云. 航空发动机包容性数值仿真并行计算效率研究[J]. 计算机仿真, 2013, 30(01): 86-90.
- [138] 赵秋月. 航空发动机进口支板及整流帽罩水滴撞击特性的计算分析[D]. 上海: 上海交通大学, 2011.
- [139] 王旭伟. 转子—轴承—基础耦合系统的动力学特性分析[D]. 大连: 大连理工大学, 2017.
- [140] 高文栋. 考虑表面接触的涡扇发动机低压转子振动特性[D]. 大连: 大连理工大学, 2017.

- [141] 苏钧聪. 涡扇发动机低压转子系统振动特性研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2016.
- [142] 吕彩霞. 航空发动机双转子轴承试验机的设计研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2016.
- [143] Vaganov P A, Lepeshkin A R. Simulation of the stress-strain state and evaluation of the blade loading capacity in the case of impermeability testing of engine housings[J]. *Moscow University Mechanics Bulletin*, 2013, 68(2): 40-43.
- [144] Neef M F, Fritzen C P, Schuhmacher G. Evaluation of mount loads in dynamic testing of a jet engine[J]. *Mechanical Systems & Signal Processing*, 2003, 17(3): 665-681.
- [145] Miguel Bolivar, Abel Jimenez, et al. Advanced propulsion system simulation model for a modern fighter aircraft training aid[J]. *Aiaa Journal*, 2003.
- [146] Moore J J, Vannini G, Camatti M, et al. Rotordynamic analysis of a large industrial turbocompressor including finite element substructure modeling[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2010, 132(8): 082401.
- [147] Schonrock 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, June 7-11, 1999, Long Beach, CA.
- [148] Marc-Antoine B, Kamran B. Analytical lump model for the nonlinear dynamic response of bolted flanges in aero-engine casings[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 115: 14-28.
- [149] Meguid S A, Mao R H, Ng T Y. FE analysis of geometry effects of an artificial bird striking an aeroengine fan blade[J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2008, 35(6): 487-498.
- [150] Zang C, Ewins D J. Model validation for structural dynamics in the aero-engine design process[J]. *Frontiers in Energy*, 2009, 3(4): 480-488.
- [151] 张宏建. 燃烧室浮动壁结构优化方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2005.
- [152] 戴雄. 高压涡轮机匣典型结构热固耦合优化设计[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2016.
- [153] 杨训, 邢建华. 基于遗传算法的转子叶片优化排序[J]. *计算机仿真*, 2008(11): 94-97.
- [154] 苏华. 指尖密封结构和性能的设计分析与试验研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2006.
- [155] 陈勇. 航空发动机静子机匣螺栓连接结构优化设计与研究[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2013.
- [156] Copiello D, Ferrante P. Multi-objective optimization of "true" zero-splice liners for aero-engine intakes[C]// Aiaa/ceas Aeroacoustics Conference. 2013
- [157] 冯国全, 周柏卓. 鼠笼式弹性支承结构参数优化设计与试验[J]. *航空动力学报*, 2011, 26(01): 199-203.
- [158] 申秀丽, 龙丹, 董晓琳. 航空发动机初步设计阶段涡轮流道多学科优化设计分析方法

- [J]. 航空动力学报, 2014, 29(6): 1369-1375.
- [159] Kleeman M P, Lamont G B. Solving the aircraft engine maintenance scheduling problem using a multi-objective evolutionary algorithm[M]// Evolutionary Multi-Criterion Optimization. Springer Berlin Heidelberg, 2005: 782-796.
- [160] Thompson H A, Fleming P J, et al. Multi-objective optimisation of systems architectures for distributed aero-engine control systems[J]. Control Engineering Practice, 1998, 7(5): 655-664.
- [161] Taleghani S T, Amanifard N, Atashkari K. Aero-thermodynamic optimization of turboprop engines using multi-objective genetic algorithms[J]. Social Science Electronic Publishing, 2010, 106(314): 1-6.
- [162] 刘永泉, 王德友, 洪杰等. 航空发动机整机振动控制技术分析[J]. 航空发动机, 2013, 39(5): 1-8.
- [163] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西北工业大学出版社, 2015.
- [164] 唐云冰, 罗贵火, 郑开原. 航空发动机结构参数化设计[J]. 航空发动机, 2004, 30(2): 10-13.
- [165] 张倩, 罗贵火, 付尧. 基于 VB.NET 的轴流压气机结构参数化设计与优化设计[J]. 现代机械, 2014(2): 13-17.
- [166] 蔡显新, 王月华, 郭小军. 航空发动机转子支承系统的优化设计[A]. 中国振动工程学会转子动力学专业委员会. 第八届全国转子动力学学术讨论会论文集[C]. 中国振动工程学会转子动力学专业委员会: 2008: 4.
- [167] 张坤, 陆山. 基于 UG、Workbench 平台航空发动机多盘转子结构自动优化方法[J]. 航空动力学报, 2018, 33(5): 1158-1164.
- [168] 李立君, 尹泽勇, 乔渭阳. 基于多目标遗传算法的航空发动机总体性能优化设计[J]. 航空动力学报, 2006(01): 13-18.
- [169] 李超, 金福艺, 张卫浩. 航空发动机转子结构布局优化设计方法研究[J]. 北京航空航天大学学报. 2018: 1-14.
- [170] Fre R, Zelenyuk V. On aggregate farrell efficiencis[J]. European Journal of Operatonal Research. 2013, 146(3): 615~620.
- [171] Norris F D, William A H. Comparision of the structural efficiency of panels having straight-web and curved-web ysection stiffeners[R]. National Advisory Committee for Aeronautics, NACA Technical Note 1787, 1949.
- [172] Norris F D, Walter B R. Structural efficiency of orthotropic cylindrical shells subjected to axial compression[R]. New York: AIAA 2nd Aerospace Sciences Meeting, 1965.
- [173] Storace A F. Turbine engine structural efficiency determination[R]. AIAA 89-2571, 1989.

- [174] 刘继兴, 张大义, 郑华强, 洪杰. 不同推力级高涵道比涡扇发动机结构与力学特征定量评估[J]. 推进技术, 2018, 39(05): 1077-1084.
- [175] 马艳红, 曹冲, 李鑫, 洪杰. 航空发动机承力系统结构效率评估方法[J]. 航空动力学报, 2016, 31(2): 274-281.
- [176] 徐峰, 马艳红, 张力, 洪杰. 航空发动机承力系统抗变形能力评估[J]. 航空动力学报, 2016, 31(8): 1921-1928.
- [177] 于平超, 马艳红, 王存等. 航空发动机整机结构效率评估参数与计算方法[J]. 航空动力学报, 2016, 31(7): 1744-1753.
- [178] 郑华强, 彭刚, 马艳红等. 航空发动机结构力学性能定量分析方法[J]. 推进技术, 2018, 39(3): 645-652.
- [179] 彭刚, 朱彬, 张大义等. 高涵道比涡扇发动机结构与力学性能定量评估[J]. 航空动力学报, 2017(7).
- [180] 公茂果, 焦李成, 杨咚咚, 马文萍. 进化多目标优化算法研究[J]. 软件学报, 2009, 20(02): 271-289.
- [181] 公茂果, 程刚, 焦李成, 刘超. 基于自适应划分的进化多目标优化非支配个体选择策略[J]. 计算机研究与发展, 2011, 48(04): 545-557.
- [182] Schaffer J D. Multiple objective optimization with vector evaluated genetic algorithms[C]// Proceedings of the 1st International Conference on Genetic Algorithms, Pittsburgh, PA, USA, July 1985. Lawrence Erlbaum Associates Publishers, Hillsdale, 1985: 93~100.
- [183] Fonseca C M, Fleming P J. Genetic algorithms[M]. San Mateo: Morgan Kauffman Publishers, 1993: 416~423.
- [184] Srinivas N, Deb K. Multiobjective optimization using non-dominated sorting in genetic algorithms[J]. Evolutionary Computation, 1994, 2(3): 221~248.
- [185] Horn J, Nafpliotis N, Goldberg D E. A niched pareto genetic algorithm for multiobjective optimization[C]// Proceedings of the First IEEE Conference on Evolutionary Computation. IEEE World Congress on Computational Intelligence. IEEE, 1994. 1994: 82~87.
- [186] Deb K, Pratap A, Agarwal S, et al. A fast and elitist multi-objective genetic algorithm: NSGA-II[J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002, 6(2): 182-197.
- [187] Zitzler E, Thiele L. Multi-objective evolutionary algorithms: A comparative case study and the strength pareto approach[J]. IEEE Trans. On Evolutionary Computation, 1993, 3(4): 257~271.
- [188] Zitzler E, Laumanns M, Thiele L. SPEA2: Improving the strength pareto evolutionary algorithm[C]. In: Giannakoglou K, Tsahalis D T, Periaux J, Papailiou K D, Fogarty T. Evolutionary Methods for Design, Optimization and Control with Application to Industrial

- Problems. Berlin: Springer-Verlag, 2002: 95~100.
- [189] Knowles J D, Corne D W. Approximating the non-dominated front using the Pareto archived evolution strategy[J]. *Evolutionary Computation*, 2000, 8(2): 149-172.
- [190] Coello C A, Pulido G T. A micro-genetic algorithm for multiobjective optimization[C]// *International Conference on Evolutionary Multi-Criterion Optimization*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2001: 274~282.
- [191] 王元, 李秋红, 黄向华, 伍谦. 基于改进 NSGA-II的航空发动机 LQ/H- ∞ 控制器设计[J]. *航空动力学报*, 2015, 30(04): 985-991.
- [192] 李学斌. 基于多目标遗传算法的航空发动机 PID 控制器参数优化[J]. *航空发动机*, 2009, 35(01): 23-26.
- [193] 刘熊. 航空发动机模糊控制系统多目标优化设计研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2006.
- [194] 柳强, 焦国帅. 基于改进 NSGA-II的航空发动机管路多目标布局优化[J]. *计算机集成制造系统*, 2018, 24(5): 1217-1227.
- [195] 张力, 洪杰, 马艳红. 航空发动机转子系统建模方法和振动特性分析[J]. *北京航空航天大学学报*, 2013, 39(2): 148-153.
- [196] 李辉, 丁桦. 结构动力模型修正方法研究进展[J]. *力学进展*, 2005, 35(2): 170-180.
- [197] 马双超, 臧朝平, 兰海波. 某航空发动机机匣的动力学模型修正[J]. *航空动力学报*, 2013, 28(4): 878-884.
- [198] 张根辈, 臧朝平. 基于振动测试的非线性参数识别方法[J]. *振动与冲击*, 2013, 32(1): 83-88.
- [199] 韩清凯. 故障转子系统的非线性振动分析与诊断方法[M]. 北京: 科学出版社, 2010: 70.
- [200] 缪辉, 王克明, 艾书民等. 双转子系统临界转速的有限元分析[J]. *沈阳航空航天大学学报*, 2011, 28(5): 27-31.
- [201] 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.
- [202] 王超, 王延荣, 徐星仲等. 应用三维有限元法计算汽轮机转子临界转速和模化长叶片[J]. *动力工程学报*, 2007, 27(6): 840-844.
- [203] 吴大观等. 航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则(研究报告): 第六册《转子系统》[R]. 北京: 中国航空工业总公司发动机系统工程局, 1997: 347-365+106-134.
- [204] Tournois J, Alliez P, Devillers O. 2D Centroidal voronoi tessellations with constraints[J]. *Numerical Mathematics: Theory, Methods and Applications*, 2010, 3(2):212---222.
- [205] Romero V J, Burkardt J V, Gunzburger M D, et al. Comparison of pure and “Latinized” centroidal Voronoi tessellation against various other statistical sampling methods[J].

Reliability Engineering & System Safety, 2006, 91(10):1266-1280.

[206] 周志华. 机器学习[M]. 北京: 清华大学出版社, 2016: 121-139.

致 谢

本文是对我攻读博士学位期间研究工作的一个总结。首先，我要衷心感谢我的导师陈果教授，本论文的研究工作是在他的直接指导下完成的。时光荏苒，光阴匆匆，四年里，陈老师为我的研究工作倾注了大量的心血，一点一滴的积累和进步都离不开他的指导和帮助。陈老师勤奋、务实、积极进取的科研态度是我科研路上的明灯，始终鞭策着我稳步前行。陈老师告诉我，时间在哪里，收获就在哪里；陈老师告诉我，做事情要循序渐进，不要急在一时；陈老师告诉我，不要害怕改变，不要固守在自己已经掌握的事情上，科学的路上要不断去探索。在南航的四年是我成长最快的四年，也是眼界和胸怀不断拓宽的四年，感谢陈老师一直以来的教导，铭感五内，无以言表。我依然清楚的记得，我的第一组成功的试验数据是在2015年4月一个周日的早晨采集到的。那个周日，前一天晚上刚出差回来的陈老师一大早就到了试验室，看我复现失败的试验，帮我排查失败原因。那天的阳光透过窗户照进来，落在试验器上，成了我博士生涯的第一缕微光。

能够顺利开展博士阶段的学习，离不开硕士阶段的学习和积累。在这篇博士论文的结尾，我要郑重感谢我的硕士导师，沈阳航空航天大学王克明教授。王老师对于发动机结构的理解、思考给我的博士学习奠定了坚实的基础，王老师对于问题独到的思考方式给了我思维的启蒙。博士期间，每每联系，王老师总是殷切叮嘱我努力学习，注意身体。三年硕士学习，得遇良师，终生难忘。

在四年的博士学习中，由于项目关系，多次前往沈阳、上海、北京等相关研究所，有幸得到多位领域内资深专家的指点和帮助。在此，要特别感谢沈阳发动机研究所的王德友副总师、冯国全研究员、李成刚研究员。每每交流总是感动于王总对发动机不竭的热情，每次见到王总，都能听到他神采奕奕地说起一个新的想法和思路，好像从来没有停止过对发动机的思考。王总对发动机的热忱一直激励着我，非常感谢王总一直以来给我的指点、帮助和鼓励。冯国全研究员和李成刚研究员是对我指导颇多的两位老师，他们深厚的理论功底，丰富的工程经验，使我深为拜服，每次交流都获益良多。每每在我遇到疑难之时，二位老师都不厌其烦地为我答疑解惑，谨在此致以最真诚的感谢。

博士生涯整日与论文和数据为伴，是枯燥的，但因为有一群可爱的小伙伴，也充满了生趣。四年里，1501A始终是一个温馨和悦的集体。师姐兼室友关晓颖博士，温润谦和，总是在我不开心的时候耐心地开导我。师兄王海飞博士，乐观通达、师妹宋培培，温柔聪慧、师弟杨默涵，沉稳踏实，我们是一起出差的小分队，留下很多弥足珍贵的回忆。在学术上，师兄王海飞博士给了我很多指导，师妹宋培培和师弟杨默涵给了我很多支持和帮助。由于学科关系，要经常试验，师弟林桐、刘彬彬、谢阶栋、於为刚、赵紫豪、阿如汗都曾经给予我帮助，安装试验器，布置传感器，我的每一个试验的成功，都是大家倾力相助的结果。师妹汪

瑾，师弟贺志远博士、周笛、郇俊飞、张向阳、张旭、张杰毅、李伦旭、何超，每一个称呼都是一段情谊，每一个名字都是一段回忆。时常出现在桌上的小零食，女生节的小礼物，教研室一直是个暖心的大家庭。我们一起晚归，一起遍历学校的食堂，一起刷托乐嘉的小店，一起逛后街的夜市，虽然科研之路从没有一帆风顺，但是大家的扶持和帮助一直都是最安心的居所。感谢大家的关心和帮助，在这个集体里我从未感到孤单。

从本科算起，在外地求学已有十年。十年里，每年只有寒暑假能在父母身边，委实歉疚。十年里，爸爸上过救护车，妈妈做过手术，每一次我都是事后很久才知道的那一个，心酸无奈。越长大越理解父母的不愿意拖累，越长大越懂得生活背后的艰辛和隐忍，越长大也越懂得承担和责任的意义。感谢父母给予我每一个决定的理解和支持，不管走出多远，有家的地方永远心安。我很高兴，我终于即将有能力担负起属于我的责任，这是生活给我的馈赠，我倍加珍惜。

我是个非常幸运的人，一路没有受过太大挫折。父母呵护，朋友关心，从未真正直面过世事艰险，以致于在 28 岁的年纪上，还保持着小孩子般单纯的心性。我必须感谢我的父母，我的朋友，感谢我遇到的每一个人，那些都是美好的过往，让我依然保持真诚、热忱和对这个世界的温良的信任。有句话说“年轻时轻易得到很多，就以为是自己的努力，后来才知道，那是众人托举着。”，感恩每一个托举着我的遇见。

如果有人问我，完成论文后最想做什么，我想，大概是找一个阳光明媚的早晨，窝在南航图书馆二楼靠窗的沙发里，静静的看一天小说吧。时间安静的流转，永不止息，论文的完成只是我生命历程中一个小小的节点，南航也只是我的一个驿站，终将别离。但是南航的四年将是我永生难忘的四年，“智周万物，道济天下”的宣言必将镌刻在我内心的最深处，指引我未来的人生道路！

屈美娇

2018 年 12 月 25 日

于南京航空航天大学将军路校区

在学期间的研究成果及发表的学术论文

攻读博士学位期间发表（录用）论文情况

1. Chen Guo, **Qu Meijiao**. Modeling and Analysis of Fit Clearance between Outer Ring and Bearing Housing of Rolling Bearings[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 438(6):419-440.
2. **Qu Meijiao**, Chen Guo. Effect of the Aero-Engine Mounting Stiffness on the Whole Engine Coupling Vibration[J].Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the ASME, 2018,140(7).
3. **Qu Meijiao**, Chen Guo. Influence of support stiffness on aero-engine coupling vibration quantitative analysis[J].Journal of Vibroengineering, 2017, 19(8):5746-5757.
4. **Qu Meijiao**, Chen Guo. An Intelligent Identification Method for Whole Aero-engine Connection Stiffness[J].Journal of Vibroengineering,2018, 20(3):1426-1442.
5. **屈美娇**, 陈果, 冯国全. 安装节刚度对发动机整机耦合振动的影响分析[J]. 航空动力学报, 2017, 32(7):1736-1746.
6. **屈美娇**, 陈果, 冯国全. 支承刚度对整机耦合振动影响的定量分析[J]. 推进技术, 2018, 39(07):1605-1616.
7. **屈美娇**, 陈果. 航空发动机整机连接刚度智能识别[J]. 振动工程学报. (已录用待刊出)
8. 宋培培, 陈果, 董超, **屈美娇**. 一种转子空间弯曲轴线的测试方法及试验验证[J]. 航空动力学报,2017,32(09):2219-2229.

攻读博士学位期间申请专利情况

1. 陈果, **屈美娇**, 李成刚等. 一种旋转机械转静间隙场的测试系统及测试方法, 发明专利, 专利号: 2016109020739 (已授权)
2. 陈果, 宋培培, **屈美娇**等. 转子空间弯曲轴线测试系统及其测试方法, 发明专利, 专利号: 201612238056X (已授权)

攻读博士学位期间参加科研项目情况

1. 主持南京航空航天大学博士学位论文创新基金项目 (No: BCXJ17-10): 航空发动机整机振动的转静耦合机理分析与智能优化研究.
2. 主持江苏省科技创新基金项目 (No: KYLX16_0387): 不平衡分布对航空发动机转静间隙场的影响分析.
3. 主持南京航空航天大学创新竞赛培育项目: 安装条件下航空发动机转静耦合场测试技术及系统开发.
4. 参与国家自然科学基金 (No: 51675263): 基于监测数据和损伤力学的复杂工况下滚动轴承故障预测研究.
5. 参与“两机”专项: 典型故障动力学建模和诊断方法研究
6. 参与沈阳发动机研究所项目: 整机振动故障建模、仿真与信号分析系统.
7. 参与装备预先研究项目: 航空发动机不同心度控制标准的制定方法研究.
8. 参与东北大学项目: 转子振动健康监测系统.