

编号_____

南京航空航天大学

毕 业 设 计

题 目 压气机转子试验器三维数字
建模与模态分析

学生姓名

明殿臣

学 号

070830233

学 院

民航/飞行学院

专 业

机务工程

班 级

0708302

指导教师

陈果 教授

二〇一二年五月

南京航空航天大学

本科毕业设计（论文）诚信承诺书

本人郑重声明：所呈交的毕业设计（论文）（题目：_____）是本人在导师的指导下独立进行研究所取得的成果。尽本人所知，除了毕业设计（论文）中特别加以标注引用的内容外，本毕业设计（论文）不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写的成果作品。

作者签名：

年 月 日

（学号）：

压气机转子试验器部件三维数字建模与模态分析

摘要

压气机是航空发动机以及其他燃气轮机的核心部件，其性能直接影响整台发动机或燃气机轮的性能指标。随着航空发动机与叶轮机械的发展，对压气机的负荷要求越来越高，而随着负荷的增大，压气机的各部件将会处于各种工作环境，这时研究压气机部件模态，来了解压气机在各种工作状态下其发生故障的情形，以此来提高压气机的工作寿命和可靠性显得很必要。掌握压气机的振动状态和振动特征，是诊断压气机工作状态和故障的重要手段。实验模态分析作为验证动力学建模的有效手段，在研究结构动力特性实验中得到广泛应用。在本文主中阐述了对 YSQ-1 压气机试验器的实验模态分析研究。本文主要基于 YSQ-1 压气机试验器进行试验，利用锤击法对压气机机匣进行振动测试，并用三维数字模型代替压气机部件进行模态分析：

（1）采用两种方法来分析压气机部件模态，并得到了各部件的固有频率和振型。

（2）利用三维绘图软件 CATIA 对压气机试验器实体建模。并在有限元分析软件 ANSYS 中使用 workbench 模块对其进行网格划分，按实际情况施加约束，从而对其进行模态分析计算。并将结果与锤击法测试所得结果进行对比。

本次毕业设计主要对压气机进行了三维图的绘制，并对绘制的三维图进行 ANSYS 有限元分析，以此来了解压气机部件的自身的固有频率和振型。在压气机的整机实验时，通过采集压气机在正常工作模态时、故障模态时的不同转速下的工作参数，来分析了解其工作状态。最终将 ANSYS 有限元理论分析结果和实验测试结果进行比对，来互相验证实验结果有效性。

关键词：压气机；实验模态分析，振动特征, 固有振动特性, 有限元分析

Compressor rotor test parts of three-dimensional digital modeling and modal analyzing

Abstract

Compressor, as the core part of the aviation engine and other gas turbine, plays an very important role. The performance of it directly affects the whole engine or gas tire of the performance of indicators. With the development of the airline engine and impeller machinery, the need of the compressor load becomes more and more higher, and with the increase of the load, the compressor will work in various environment. Then the study of the compressor components mode, to understand the various environment that the compressor works in, to improve the working life and reliability of the compressor becomes needed. Now as is the important means in the work of the state and fault diagnosis of the compressor, it is very important to take charge of the ways to diagnose the vibration status and vibration characteristic of the compressor. As an useful way to analysis the experimental and dynamic model, it is widely used in the experiment of the dynamic characteristics of the structure. In this paper, it is mainly expounded of YSQ-1 for the compressor test experimental modal analysis research. This paper mainly based on YSQ-1 compressor test device test, using the method of hammer the compressor machine of vibration test of magazine, and 3 D digital models instead of compressor components modal analysis:

- (1) Using two kinds of methods to analyze the compressor components mode, that gets all of the parts of natural frequency and vibration mode of the compressor.
- (2) Using 3 D drawing software to testing device for compressor CATIA entity modeling. At the same time, using the workbench module mesh in the finite element analysis software ANSYS, according to actual situation on constraint, and in the modal analysis and calculation. Then I compared the result of the two methods.

At this graduation design, I mainly finish the three-dimensional drawing of the compressor, then I used the 3 d drawing to ANSYS finite element analysis, so as to understand the compressor components of their own natural frequency and vibration mode. In the experiment of the compressor, by the acquisition of compressor in normal work modal and fault mode, I let the

compressor work in different turn parameters, to analyze and understand their work status. Finally, I compared the ANSYS finite element theory analysis results and experimental test results to each other to verify the experimental results effectiveness.

Key Words: Compressor; Experimental modal analyzing; Vibration characteristics; Natural vibration characteristic; Finite element analysis

目录

摘要	i
Abstract.....	ii
第一章 绪论	- 1 -
1.1 引言.....	- 1 -
1.2 研究背景.....	- 1 -
1.3 国内外研究现状.....	- 2 -
1.4 本文的研究内容.....	- 4 -
第二章 模态分析理论	- 5 -
2.1 模态分析原理.....	- 5 -
2.2 模态分析的研究意义.....	- 8 -
2.3 模态分析的分析内容.....	- 9 -
2.4 模态分析的分析方法.....	- 10 -
2.4.1 动态数据的采集及频响函数或脉冲响应函数分析	- 10 -
2.4.2 建立结构数学模型	- 10 -
2.4.3 参数识别	- 10 -
2.4.4 振形动画	- 11 -
2.5 模态分析与有限元分析.....	- 11 -
2.5.1 模态分析与有限元分析介绍	- 11 -
2.5.2 模态分析中 ANSY 有限元分析的基本步骤:	- 11 -
第三章 基于 CATIA 软件的三维建模	- 14 -
3.1 压气机试验器的介绍.....	- 14 -
3.1.1 概述	- 14 -
3.1.2 压气机试验器结构	- 16 -
3.1.3 工作原理	- 17 -
3.2 CATIA 软件介绍.....	- 17 -
3.2.1 CATIA 先进的混合建模技术.....	- 18 -
3.2.2 CATIA 所有模块具有全相关性.....	- 18 -
3.3 压气机试验器的三维数字 CATIA 图.....	- 18 -
3.4 压气机试验器的二维 AUTO CAD 图纸.....	- 23 -
3.4.1 CAD 二维图的生成过程.....	- 24 -
第四章 基于锤击法的压气机试验器的模态分析	- 26 -

4.1 压气机转子试验器模态实验.....	- 26 -
4.1.1 实验目的	- 26 -
4.1.2 实验仪器	- 26 -
4.1.3 锤击法实验器材介绍	- 26 -
4.1.4 锤击法实验	- 27 -
第五章 基于 ANSYS 软件的三维模型的有限元计算分析	- 33 -
5.1 ANSYS 软件介绍	- 33 -
5.1.1 ANSYS 软件提供的分析类型:	- 33 -
5.2 压气机三维模型 ANSYS 有限元分析法.....	- 33 -
5.2.1 有限元分析步骤	- 33 -
5.2.2 各部件的 Ansys 计算分析:	- 35 -
5.3 锤击法实验结果与 ANSYS 有限元法计算结果比较.....	- 41 -
第六章 总结与展望	- 44 -
6.1 全文工作总结.....	- 44 -
6.2 论文工作展望.....	- 44 -
参 考 文 献	- 46 -
致 谢	- 48 -

第一章 绪论

1.1 引言

在航空发动机中轴流式压气机主要是通过高速旋转的叶片对气体做功来实现气流的压缩增压，从而为发动机提供高速高压的气流。但是在航空发动机的压气机中，由于材料性质和机械结构的因素，使得转子发生塑性或弹性振动，具体表现在回转轴的恒定转速（平均转速）上叠加一个随机波动的转速，因此产生振动力矩^[1]。对于高速回转的航空发动机转子，这种振动力矩的破坏性很强，极易引起航空发动机结构件的疲劳断裂和结构松散，尤其是当振动频率接近机械结构的固有频率（共振频率）时当压气机转动时产生的工作频率和压气机机匣本身的固有频率相近时，会产生共振现象，这对压气机的工作以及航空器实际飞行环境中的安全有着很大的影响，严重时甚至会危及航空器的安全或避免不了航空事故的发生^[2]。

航空发动机运行状态的监测和评估主要依赖于其气动热力参数及振动参数，而压气机作为航空发动机的一部分其运动状态的监测和评估与航空发动机类似，也是主要依赖与热力学参数和振动参数。振动参数可以分为压气机动态运行时转子回转引起的振动和压气机静态停止时人为输入激振引起的转子的振动，而后的振动参数监测具有快速、直接、敏感的特点倍受重视^[3]。在压气机状态发生变化初期，采集的振动信号其信噪比低，易于分析和处理。

为了更好的了解压气机机械结构动态特性，我们引入了模态分析的方法，即利用锤击和 ANSYS 有限元分析的方法来对压气机实验器进行模态分析。通过实验采集的数据分析和 CATIA 三维建模的模型有限元分析这两种方法得到的结果进行比对分析，从而了解压气机的机械结构设计，对结构修改及其故障维修都起着重要作用^[4]。

1.2 研究背景

随着现代航空事业的发展，飞行航空器的安全性和可靠性越来越受到大家的关注，特别是民用客机，世界航空史上的许多惨痛教训提醒人们，一旦发生故障，轻则影响飞机的性能，重则机毁人亡。作为现代飞行器的心脏—航空发动机其中的重要部件，压气机因其结构极其复杂，又工作在高速、高温和重载的恶劣环境下，比较容易发生各种故障，因此发展发动机准确、快速的诊断方法十分必要。

该实验试验器是由一二 0 厂航空产品设计所设计制造的轴流式压气机试验器。该试验器

可以模拟在实际工作环境下，航空发动机中的压气机可能出现的某些故障形式。在通过三维数字建模情况下，运用 ANSYS 软件分析计算以及仿真实验分析的方法来研究压气机的固有频率，从而为实际设计制造时避免压气机的工作频率和其部件的固有频率相似，从而产生共振现象，破坏压气机乃至发动机结构，避免事故的发生。

1.3 国内外研究现状

模态分析是研究结构动力特性一种近代方法，是系统辨别方法在工程振动领域中的应用。模态是机械结构的固有振动特性，每一个模态具定的固有频率、阻尼比和模态振型。这些模态参数可以由计算或试验分析取得，这样一个计算或试验分析过程称为模态分析。这个分析过程如果是由有限元计算的方法取得的，则称为计算模态分析；如果通过试验将采集的系统输入与输出信号经过参数识别获得模态参数，称为试验模态分析。从 60 年代中、后期开始在工程实践中应用。这一技术首先在航空、宇航及汽车工业中开始发展。由于电子技术、信号处理技术与设备的发展，到 80 年代末这项技术已成为工程中解决结构动态性能分析、振动与噪声控制、故障诊断等问题的重要工具，目前这一技术已渐趋成熟。在我国，由于一些历史原因，使得我们对这一技术的研究起步比国外落后了整整十年。70 年代中期在我国只有极少数学者在这方面进行一些探索。到 70 年代后期，模态分析（当时称机械阻抗）这一概念才逐步被我国科技界所了解。进入八十年代后，我国在这一领域中的研究如雨后春笋般地展开。经过二十余年的急起直追，到目前为止模态分析技术已在我国各个工程领域中广泛应用，成为一种解决工程问题的重要手段。在这二十余年的发展中，模态分析与试验学会所组织的全国性的学术交流活动起着重要作用。第一届学术交流会（当时称机械阻抗与参数识别）是 1978 年在西安召开的，虽然参加的人数较少，但这是一次介绍新技术的学习会议，它对促进我国模态分析的发展起着重要作用。此后 1980、1982、1985、1988、1991、1995、1998、1999、2002 年分别在长沙、郑州、上海、大庸、武夷山、山东、山西、广东、北京召开了第二、三、四、五、六、七、八、九、十届全国模态分析与试验学术交流会。这几次会议对模态分析的研究工作起着重要作用。1985 年第四届全国会议上成立了中国模态分析与试验研究会，这一全国性学术组织的成立大大促进了模态分析技术在我国的发展，并对中国振动工程学会的成立起到促进作用。1986 年中国振动工程学会正式成立后，模态分析与试验研究会并入中国振动工程学会作为它的一个下属专业分会，并正式改名为中国振动工程学会模态分析与试验专业委员会。2002 年 4 月经民主选举，产生了第四届专业委员会及常务委员会，在新形势下组

织、指导有关学术研究工作。同年 12 月在北京召开了第十届学术会议，与会代表宣读的论文大部分涉及模态分析理论在工程中的应用，鉴于我国国民经济新形势与新发展，会议决定加强模态分析技术在工程中的应用将是今后、特别是近期内主要方向。

尽管我国在模态分析领域里的研究工作起步较晚，但二十余年来的发展还是十分迅速。在理论与方法的研究上我国目前已接近国际先进水平，从历届国际模态分析会议（IMAC）上所发表的论文数量来看，我国已进入“大国”的行列，在工程应用方面模态分析已渗透到我国各个工程领域，并取得了不少成就。例如，某型火箭全装置的实物模态试验保证了火箭的准确发射与导航，防止了发射的失败；模态分析与参数识别技术曾被成功地用于解决某型航空发动机的严重振动故障，取得重大经济及社会效益；某型鱼雷全装置实物水下模态试验为鱼雷的振动与噪声控制确保导航性能提供了技术依据；远东第一高塔和上海东方明珠电视塔的振动模态试验，为高塔的抗风抗地震安全性设计提供了技术依据；目前世界上跨度第一的斜拉索杨浦大桥的振动试验对大桥抗风振动的安全性分析与故障诊断提供了技术依据；建立在模态分析技术上的桩基断裂检测技术已在高层建筑施工中广泛应用，提高了桩基的质量，确保高层建筑的安全；……等等，这些成就不胜枚举。总之，二十余年的发展是迅速的，成就是显著的，回顾这一发展过程和取得的成就，可更激励我们朝着新的目标奋发前进。

模态分析技术发展到今天已趋成熟，特别是线性模态理论方面的研究已日臻完善，但在工程应用方面还有不少工作可做。首先是如何提高模态分析的精度，扩大应用范围。增加模态分析的信息量是提高分析精度的关键，单靠增加传感器的测点数目很难实现，目前提出的一种激光扫描方法是大大增加测点数的有效办法，测点数目的增加随之而来的是增大数据采集与分析系统的容量及提高分析处理速度，在测试方法、数据采集与分析方面还有不少研究工作可做。对复杂结构空间模态的测量分析、频响函数的耦合、高频模态检测、抗噪声干扰……等等方面的研究尚需进一步开展。模态分析当前的一个重要发展趋势是由线性向非线性问题方向发展。非线性模态的概念早在 1960 年就由 Rosenberg 提出，虽有不少学者对非线性模态理论进行了研究，但由于非线性问题本身的复杂性及当时工程实践中的非线性问题并未引起重视，非线性模态分析的发展受到限制。近年来在工程中的非线性问题日益突出，因此非线性模态分析亦日益受到人们的重视。最近已逐步形成了所谓非线性模态动力学。关于非线性模态的正交性、解耦性、稳定性、模态的分叉、渗透等问题是当前研究的重点。在非线性建模理论与参数辨识方面的研究工作亦是当今研究的热点。非线性系统物理参数的识别、载荷

识别方面的研究亦已开始。展望未来，模态分析与试验技术仍将以新的速度，新的内容向前发展^[5]。

1.4 本文的研究内容

本文是通过使用 CATIA 软件对压气机试验器进行三维数字建模，在三维建模的基础上运用 ANSYS 软件对三维模型进行模态计算分析，得到一组有关压气机试验器的固有频率和振型的数据和图像。另外在通过锤击法对压气机部件进行实验，通过实际测试实验的方法得到一组实验数据，对这组数据进行分析，得到一组有关压气机试验器的固有频率和振型的数据图像。让后将这两组数据图像进行对比分析比较，从而得到更加接近实际情况的压气机的固有频率和振型，从而为实际设计和制造提供依据，避免在实际生活当中灾难事故的发生。

第一章，讨论了本课题的研究背景，总结了压气机模态分析的国内外发展状况，阐述了论文研究的主要内容。

第二章，研究了模态分析的相关理论知识，阐述了振动数据参数的测量原理，振动数据采集的基本理论，以及振动信号处理的基本理论。

第三章，介绍了 CATIA 软件，以及使用 CATIA 软件所绘制的三维数字模型。

第四章，研究了基于锤击法的压气机试验器模态分析，详细介绍了其实验原理、实验仪器、实验过程和实验结果分析。

第五章，介绍了 ANSYS 软件，以及 ANSYS 有限元分析的方法及分析过程，分析结果。并将 ANSYS 有限元分析的三维模型结果和锤击法分析结果进行比较分析。

第六章，对论文所做工作进行了总结，并提出了进一步的方向。

第二章 模态分析理论

2.1 模态分析原理

模态分析理论是在振动理论的基础上发展起来的一门学科，模态分析的经典定义是，将线性定常系统振动微分方程中的物理坐标转换为模态坐标，使方程组解耦，成为一组用模态坐标及模态参数描述的独立方程，以便得到系统的模态参数。其中用于坐标变换的矩阵为模态矩阵，矩阵的每一列代表模态振型^[6]。

试验模态分析^[7~10]就是采用某种激励方法（通常有锤击法、正弦激励法、脉冲激励法、随机激励法等，本文采用锤击法和正弦扫描激励方法）人为地对试验对象（需要识别的系统）施加一定的激励，并得到系统的响应^[11]。将得到的外在激励和系统的响应通过多通道数字分析方法建立系统的传递函数或者脉冲响应函数。将所有感兴趣的测点的频响函数组成频响函数矩阵，通过某种具体的参数识别方法得到系统的每一阶模态参数。试验模态分析通常包括四个步骤：（1）被测件测试节点的布置；（2）对被测件实施激励；（3）测试数据的采集及处理（4）模态参数的识别^[12]。

模态参数识别可以在频域中进行，也可以在时域中进行。频域内的模态参数识别是通过频响函数的测试数据来获取模态参数的方法，时域内的模态参数识别是利用以时间为历程的振动响应测试数据来获取模态参数的方法。由于频域法的发展比较早且应用较为成熟、有直观清楚的物理概念、抗噪能力强、精度高、不易产生虚假模态或遗漏模态等优点，所以至今仍是模态参数的主要识别方法^[13]。

具有 N 个自由度的结构阻尼系统，在 P 点激励， L 点测量响应的实模态频响函数表达式如下：

$$H_{lp}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{1}{K_{er}} \left[\frac{1 - \varpi_r^2}{(1 - \varpi_r^2)^2 + g_r^2} + j \frac{-g_r}{(1 - \varpi_r^2)^2 + g_r^2} \right] \quad (2-1)$$

式中： $K_{er} = \frac{K_r}{\varphi_{ir}\varphi_{pr}}$ ，为第 r 阶等效刚度； $\varpi_r = \frac{\omega}{\omega_r}$ 为频率比或相对频率； g_r 为第 r 阶模态结构阻尼比。

由式
可以看出某
的频响函
模态频响
加, 图 2.1
三阶模态
 $H(\omega)-\omega$

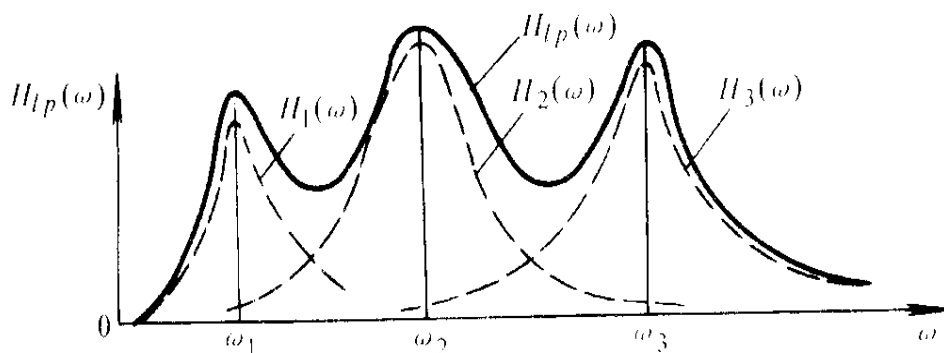


图 2.1 某一频率下的频响函数

(4-1) 可
一频率下
数为各阶
函数的迭
所示为前
的
曲线。当

ω 接近某阶模态的固有频率时, 该模态起主导作用, 称为主模态。在主模态的附近, 其余模态对 $H_{lp}(\omega)$ 的影响较小, 几乎不随频率变化, 故可将其余模态用一复常数表示。对于第 r 阶模态, 式 (2-1) 可近似表示为:

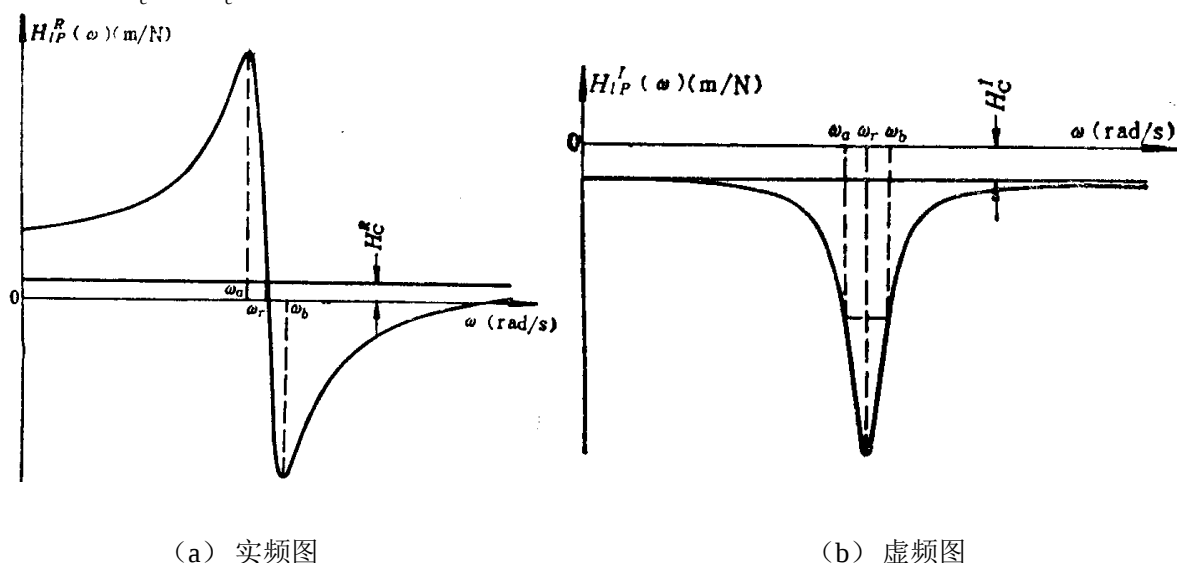
$$H_{lp}(\omega) = \frac{1}{K_{er}} \left[\frac{1 - \varpi_r^2}{(1 - \varpi_r^2)^2 + g_r^2} + j \frac{-g_r}{(1 - \varpi_r^2)^2 + g_r^2} \right] + (H_c^R + jH_c^I) \quad (2-2)$$

$H_{lp}(\omega)$ 的实部和虚部分别表示为:

$$H_{lp}^R(\omega) = \frac{1}{K_{er}} \left[\frac{1 - \varpi_r^2}{(1 - \varpi_r^2)^2 + g_r^2} \right] + H_c^R \quad (2-3)$$

$$H_{lp}^I(\omega) = \frac{1}{K_{er}} \left[\frac{-g_r}{(1 - \varpi_r^2)^2 + g_r^2} \right] + H_c^I \quad (2-4)$$

式中: H_c^R 、 H_c^I 分别表示为剩余模态的实部和虚部。



(a) 实频图

(b) 虚频图

图 2.2 第 r 阶模态的频响函数

通过式（2-3）、（2-4）可以画出频响函数的实频、虚频图，如图 2.2 所示，由于剩余模态与 ω 无关，故在实、虚频图上相当于把横坐标平移 H_c^R 、 H_c^I 距离，此平行线称为剩余柔度线。

1、模态频率的确定

模态频率可以通过实频曲线与剩余柔度线的交点来确定，也可通过虚频曲线的峰值所对应的频率点来确定。

2、模态阻尼比的确定

阻尼比系数可以通过半功率带宽 $\Delta\varpi_r$ 来确定：

$$\Delta\varpi_r = \varpi_b - \varpi_a \quad (2-5)$$

对于结构阻尼系统，其阻尼比系数为：

$$g_r = \Delta\varpi_r = \frac{\omega_b - \omega_a}{\omega_r} \quad (2-6)$$

对于粘性阻尼系统，其阻尼比系数为：

$$\xi_r = \frac{\Delta\varpi_r}{2} = \frac{\omega_b - \omega_a}{2\omega_r} \quad (2-7)$$

3、模态振型的确定

模态频率和模态阻尼比的确定只需要测量任意一点的频响函数就可，但是要想得到模态振型，则应该测得频响函数矩阵的一行或一列。当 $\varpi_r = 1$ 时，由式（2-4）可知，主模态的虚频峰值为：

$$H_{lp}^I(\varpi_r = 1) = -\frac{\varphi_{lr}\varphi_{pr}}{K_r g_r} \quad (2-8)$$

对于第 r 阶模态，分别测得被测结构上的 $H_{lp}^I(\omega_r)$ 值（ $l=1,2,\dots,L$ ），则振型系数的列阵为：

$$\{H_{lp}^I(\omega_r)\} = -\frac{\varphi_{pr}}{K_r g_r} \{\varphi_{lp}\}_r \quad (2-9)$$

当采用单点激励时， $\varphi_{pr}/K_r g_r$ 为常数，故可用 $H_{lp}^I(\omega_r)$ 来代表模态振型。由于振型只是反映振动的形状，与振动的大小没有关系，常取归一化后的振型，归一化常用的方法是对激励点进行归一化（即取原点 $\varphi_{pr} = 1$ ），归一化后的第 r 阶振型为：

$$\{\varphi_{lp}\}_r = -K_r g_r \{H_{lp}^I(\omega_r)\} \quad (2-10)$$

对于粘性阻尼系统，上述公式同样适用，仅需将 g_r 替换成 2ξ 即可。图 4.3 所示为通过被测结构上三个测点的虚频图得到的前三阶振型。

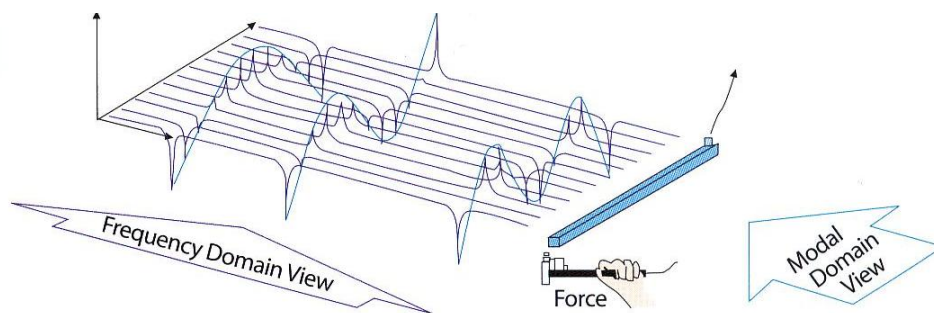


图 2.3 被测结构的前三阶振型图

模态分析技术从 20 世纪 60 年代后期发展至今已趋成熟，它和有限元分析技术一起成为结构动力学的两大支柱。模态分析作为一种“逆问题”分析方法，是建立在实验基础上的，采用实验与理论相结合的方法来处理工程中的振动问题。

模态分析主要是求解：

$$([K]-[M]\omega^2)A=0; \quad (2-11)$$

其中 $[K]$ 为刚度矩阵； $[M]$ 为质量矩阵； ω 为固有频率； A 为振型。该方程的特征值为固有频率，特征方程的通解为振型。

2.2 模态分析的研究意义

机器、建筑物、航天航空飞行器、船舶、汽车等的实际振动千姿百态、瞬息变化。模态分析提供了 9 种实际结构振动的一条有效途径。首先，将结构物在静止状态下进行人为激振，通过测量激振力与振动响应并进行双通道快速傅里叶变换（FFT）分析，得到任意两点之间的机械导纳函数（传递函数）。用模态分析理论通过对试验导纳函数的曲线拟合，识别出结构物的模态参数，从而建立起结构物的模态模型。根据模态叠加原理，在已知各种载荷时间历程的情况下，就可以预言结构物的实际振动的响应历程或响应谱^[14]。

模态分析的最终目标在是识别出系统的模态参数，为结构系统的振动特性分析、振动故障诊断和预报以及结构动力特性的优化设计提供依据。

模态分析技术的应用可归结为以下几个方面：

- (1) 评价现有结构系统的动态特性；
- (2) 在新产品设计中结构动态特性的预估和优化设计；
- (3) 诊断及预报结构系统的故障；
- (4) 控制结构的辐射噪声；

(5) 识别结构系统的载荷^[13]。

2.3 模态分析的分析内容

(1) 模态分析时，需要对其测试点进行选择：

a. 最佳悬挂点

模态试验时，一般希望将悬挂点选择在振幅较小的位置，最佳悬挂点应该是某阶振型的节点。

b. 最佳激励点

最佳激励点视测试的振型而定，若单阶，则应选择最大振幅点，若多阶，则激励点处各阶的振幅都不小于某一值。如果是需要许多能量才能激励的结构，可以考虑多选择几个激励点。

c. 最佳测试点

模态试验时测试点所得到的信息要求有尽可能高的信噪比，因此测试点不应该靠近节点。在最佳测试点位置其 ADDOF (Average Driving DOF Displacement) 值应该较大，一般可用 EI (Effective Independence) 法确定最佳测试点^[15]。

(2) 模态参数

模态参数有：模态频率、模态质量、模态向量、模态刚度和模态阻尼等。

(3) 主模态、主空间、主坐标

无阻尼系统的各阶模态称为主模态，各阶模态向量所张成的空间称为主空间，其相应的模态坐标称为主坐标^[16]。

(4) 模态截断

理想的情况下我们希望得到一个结构的完整的模态集，实际应用中这即不可能也不必要。实际上并非所有的模态对响应的贡献都是相同的。对低频响应来说，高阶模态的影响较小。对实际结构而言，我们感兴趣的往往是它的前几阶或十几阶模态，更高的模态常常被舍弃。这样尽管会造成一点误差，但频响函数的矩阵阶数会大大减小，使工作量大为减小。这种处理方法称为模态截断^[17]。

(5) 实模态和复模态

按照模态参数（主要指模态频率及模态向量）是实数还是复数，模态可以分为实模态和复模态。对于无阻尼或比例阻尼振动系统，其各点的振动相位差为零或 180 度，其模态系数

是实数，此时为实模态；对于非比例阻尼振动系统，各点除了振幅不同外相位差也不一定为零或 180 度，这样模态系数就是复数，即形成复模态^[18]。

2.4 模态分析的分析方法

近十多年来，由于计算机技术、FFT 分析仪、高速数据采集系统以及振动传感器、激励器等技术的发展，试验模态分析得到了很快的发展，受到了机械、电力、建筑、水利、航空、航天等许多产业部门的高度重视。已有多种档次、各种原理的模态分析硬件与软件问世。在各种各样的模态分析方法中，大致均可分为四个基本过程^[19]：

2.4.1 动态数据的采集及频响函数或脉冲响应函数分析

(1) 激励方法

试验模态分析是人为地对结构物施加一定动态激励，采集各点的振动响应信号及激振力信号，根据力及响应信号，用各种参数识别方法获取模态参数。激励方法不同，相应识别方法也不同。目前主要由单输入单输出（SISO）、单输入多输出（SIMO）多输入多输出（MIMO）三种方法。以输入力的信号特征还可分为正弦慢扫描、正弦快扫描、稳态随机（包括白噪声、宽带噪声或伪随机）、瞬态激励（包括随机脉冲激励）等^[20]。

(2) 数据采集

SISO 方法要求同时高速采集输入与输出两个点的信号，用不断移动激励点位置或响应点位置的办法取得振形数据。SIMO 及 MIMO 的方法则要求大量通道数据的高速并行采集，因此要求大量的振动测量传感器或激振器，试验成本较高^[21]。

(3) 时域或频域信号处理

例如谱分析、传递函数估计、脉冲响应测量以及滤波、相关分析等。

2.4.2 建立结构数学模型

根据已知条件，建立一种描述结构状态及特性的模型，作为计算及识别参数依据。目前一般假定系统为线性的。由于采用的识别方法不同，也分为频域建模和时域建模。根据阻尼特性及频率耦合程度分为实模态或复模态模型等^[22]。

2.4.3 参数识别

按识别域的不同可分为频域法、时域法和混合域法，后者是指在时域识别复特征值，再回到频域中识别振型，激励方式不同（SISO、SIMO、MIMO），相应的参数识别方法也不尽相同。并非越复杂的方法识别的结果越可靠。对于目前能够进行的大多数不是十分复杂的结构，只

要取得了可靠的频响数据，即使用较简单的识别方法也可能获得良好的模态参数；反之，即使用最复杂的数学模型、最高级的拟合方法，如果频响测量数据不可靠，则识别的结果一定不会理想。

2.4.4 振形动画

参数识别的结果得到了结构的模态参数模型，即一组固有频率、模态阻尼以及相应各阶模态的振形。由于结构复杂，由许多自由度组成的振形也相当复杂，必须采用动画的方法，将放大的振形叠加到原始的几何形状上^[23]。

以上四个步骤是模态试验及分析的主要过程。而支持这个过程的除了激振拾振装置、双通道 FFT 分析仪、台式或便携式计算机等硬件外，还要有一个完善的模态分析软件包。通用的模态分析软件包必须适合各种结构物的几何物征，设置多种坐标系，划分多个子结构，具有多种拟合方法，并能将结构的模态振动在屏幕上三维实时动画显示。

2.5 模态分析与有限元分析

2.5.1 模态分析与有限元分析介绍

(1) 模态分析和有限元分析的结合使用^[24]

a.利用有限元分析模型确定模态试验的测量点、激励点、支持点（悬挂点），参照计算振型队测试模态参数进行辩识命名，尤其是对于复杂结构很重要。

b.利用试验结果对有限元分析模型进行修改，以达到行业标准或国家标准要求。

c.利用有限元模型对试验条件所产生的误差进行仿真分析，如边界条件模拟、附加质量、附加刚度所带来的误差及其消除。

d.两套模型频谱一致性和振型相关性分析。

e.利用有限元模型仿真分析解决实验中出现的的问题。

(2) 有限元分析结果的修正

a.结构设计参数的修正，可用优化方法进行。

b.子结构校正因子修正。

c.结构矩阵元素修正，包括非零元素和全元素修正两种。

d.刚度矩阵和质量矩阵同时修正。

2.5.2 模态分析中 ANSY 有限元分析的基本步骤：

(1) 模型的建立：调用 CATIA 软件三维数字模型，但应注意以下两点：

- a. 在模态分析中只有线性行为是有效的。如果指定了非线性单元，将作为线性的来对待。
- b. 材料性质可以是线性的或非线性的，各向同性的或正交各向异性的、恒定的或和温度相关的。在模态分析中必须指定弹性模量 EX（或某种形式的刚度）和密度 DENS（或某种形式的质量），而非线性特性将被忽略。

（2）加载并求解

- a. 进入 ANSYS 求解器。
- c. 定义主自由度。
- d. 在模型上加载。
- e. 指定载荷步选项。
- f. 开始求解计算。
- g. 退出 SOLUTION。

（3）模态扩展：求解器的输出内容主要是固有频率，固有频率被写到输出文件 Jobname. OUT 及振型文件 Jobname. MODE 中。输出内容中也可以包含缩减的振型和参与因子表，这取决于对分析选项和输出控制的设置。由于振型现在还没有被写到数据库或结果文件中，因此还不能对结果进行后处理。要进行后处理，则还需对模态进行扩展。

模态扩展的要求振型文件文件 Jobname. MODE、文件 Jobname. EMAT、Jobname. ESAV 及 Jobname. TRI（如果采用 Reduced 法）必须存在。数据库中必须包含和解算模态时所用模态相同的分析模型。

扩展模态的方法是：

- a. 再次进入 ANSYS 求解器。
- b. 激活扩展处理及相关选项。
- c. 指定载荷步选项。
- d. 开始扩展处理。
- e. 退出 SOLUTION。

观察结果：模态分析的结果（即模态扩展处理的结果）被写入到结构分析结果文件 Jobname. RST 中。分析结果包括：

- a. 固有频率。

b. 已扩展的振型。

c. 相对应力和力分布（如果需要）。

可以在 POST1 即普通后处理器中观察模态分析的结果。如果要在 POST1 中观察结果，则数据库中必包含和求解相同的模型。而且结果文件 POST1 必须存在。

观察结果数据的过程是：

a. 读入合适子步的结果数据。

b. 执行任何想做的 POST1 (通用后处理) 操作^[25]。

第三章 基于 CATIA 软件的三维建模

3.1 压气机试验器的介绍

3.1.1 概述

YSQ-1 压气机试验器（图 3.1）由一二〇厂航空产品设计所设计制造的, 由电动机带动压气机转子旋转, 在规定的转速范围内产生振动信号。



图 3.1 压气机试验器实物

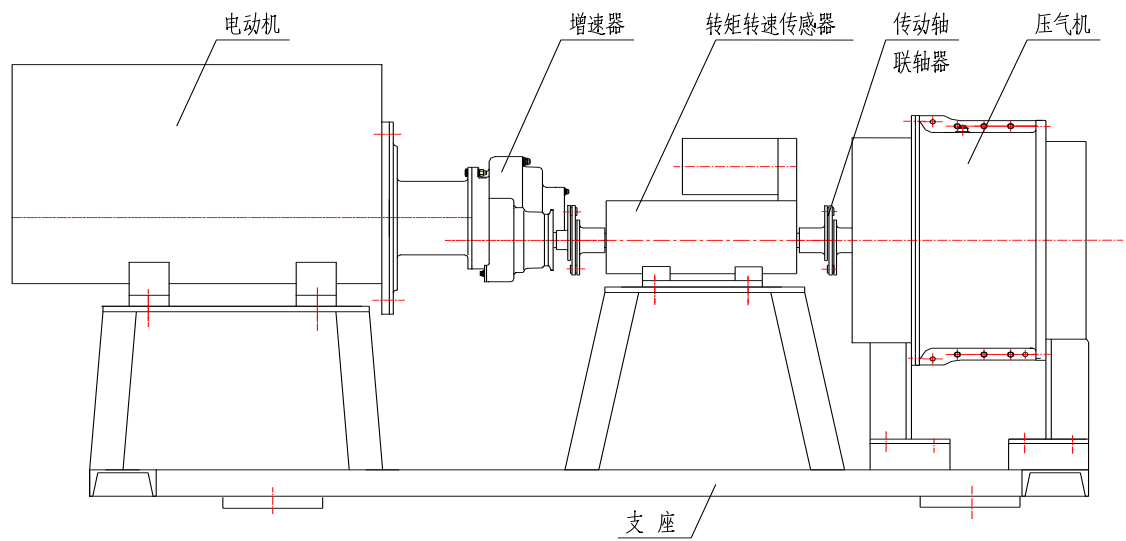


图 3.2 压气机试验器

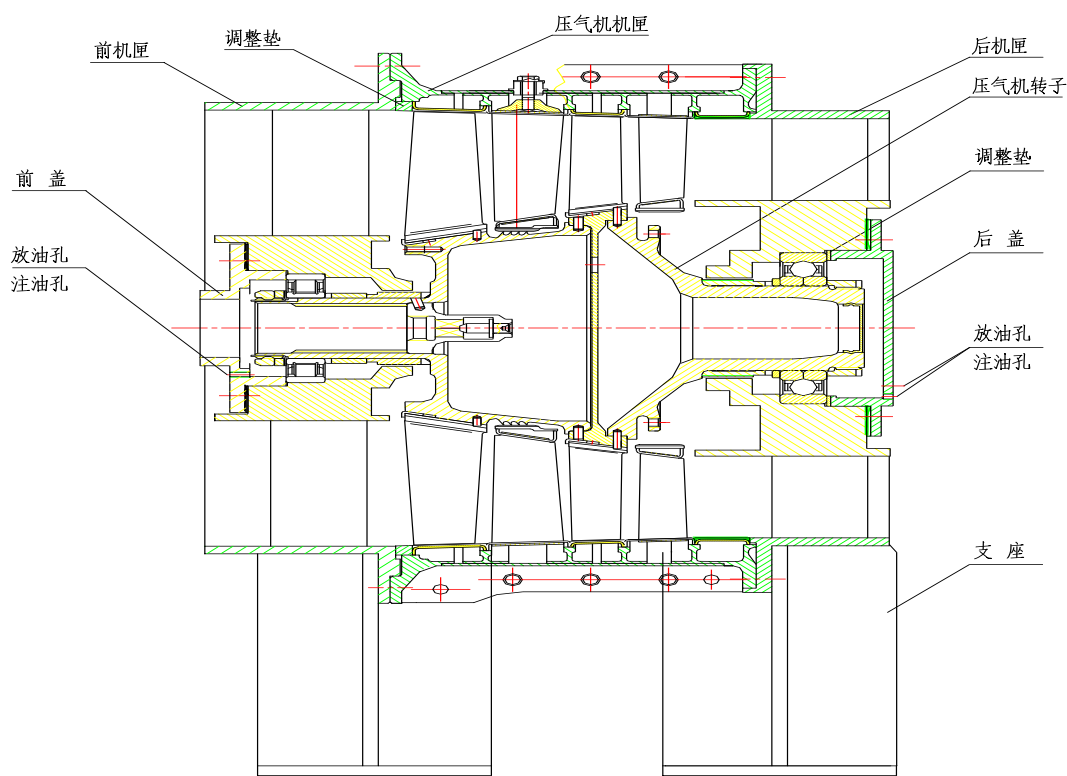


图 3.3 压气机结构图

3.1.2 压气机试验器结构

压气机试验器总体结构见图 3.3

电机、增速器、转矩转速传感器和压气机（图 3.2）依次连接，通过转接轴、膜片联轴器传递扭矩。

变频调速器（图 3.3）输入端通过导线与三相 380 伏动力电源相连，输出端通过导线与电动机相连，微机扭矩仪（图 3.4）通过数据线与转矩转速传感器相连，并与 220 伏电源相连。



图 3.4 MZ-P2 变频器



图 3.5 XJW-1 型扭矩测速仪

压气机转子结构

压气机转子由两级轮盘和工作叶片、滚子轴承、球轴承及轴承封油螺套等零件组成。

轮盘上篦齿与整流环的封气环构成挡气封严装置。轮盘上有安装叶片的燕尾形榫槽。前轴颈内腔有与花键轴连接的花键槽，外径上装有滚子轴承、滚子轴承封油螺套和轴承螺母、锁紧垫片等零件。后轴颈上装有球轴承、调整垫、球轴承封油螺套和锁紧垫片等零件。

工作叶片用榫头安装在轮盘上，靠榫槽内的销钉和锁片作轴向定位。

压气机静子结构

压气机静子由中机匣、整流环、工作外环、前机匣和后机匣等零件组成。

中机匣沿垂直平面分为左右两半。

中机匣靠前止口与前机匣定位，靠后止口与后机匣定位，加强半环供整流环和工作环定

位。中机匣上轴向对应一、二级工作叶片的位置分别加工有 8 个 M16 螺纹孔，用来安装测试传感器接头。

前机匣和后机匣分别装有前端盖和后端盖，端盖上下方各有两个螺纹孔，上方为注油孔，下方为放油孔。装配油孔螺钉时用封严胶。

整流环沿垂直方向切成两半，靠外环翻边的外径表面与机匣加强半环的内径表面定心，通过凸台用螺钉固定在机匣上。

3.1.3 工作原理

试验器的动力装置是一台功率 18.5KW 的三相交流电动机，通过增速器增速后，经扭矩传感器带动压气机旋转，压气机旋向从后方看为逆时针方向。增速器内的齿轮及轴承都是通过滑油飞溅进行润滑，用皮碗密封。

为使压气机的转速可调，通过变频器给电动机供电，变频器连接到三相 380 伏交流电源上，调整变频器的电位器可以输出 0~50Hz 可变频率的三相交流电给电动机，从而控制电动机的同步转速。

压气机与电动机之间装有转矩转速传感器，用来测量压气机转子的转速和轴的扭矩，通过微机扭矩仪显示测得的转速、扭矩和功率数据。

3.2 CATIA 软件介绍

CATIA 是法国达索公司的产品。作为 PLM 协同解决方案的一个重要组成部分，它可以帮助制造厂商设计他们未来的产品，并支持从项目前阶段、具体的设计、分析、模拟、组装到维护在内的全部工业设计流程。

模块化的 CATIA 系列产品旨在满足客户在产品开发活动中的需要，包括风格和外型设计、机械设计、设备与系统工程、管理数字样机、机械加工、分析和模拟。CATIA 产品基于开放式可扩展的 V5 架构。通过使企业能够重用产品设计知识，缩短开发周期，CATIA 解决方案加快企业对市场的需求的反应。自 1999 年以来，市场上广泛采用它的数字样机流程，从而使之成为世界上最常用的产品开发系统。CATIA 系列产品已经在七大领域里成为首要的 3D 设计和模拟解决方案：汽车、航空航天、船舶制造、厂房设计、电力与电子、消费品和通用机械制造。

3.2.1 CATIA 先进的混合建模技术

设计对象的混合建模：在 CATIA 的设计环境中，无论是实体还是曲面，做到了真正的互操作；

变量和参数化混合建模：在设计时，设计者不必考虑如何参数化设计目标，CATIA 提供了变量驱动及后参数化能力。

几何和智能工程混合建模：对于一个企业，可以将企业多年的经验积累到 CATIA 的知识库中，用于指导本企业新手，或指导新车型的开发，加速新型号推向市场的时间。

CATIA 具有在整个产品周期内的方便的修改能力，尤其是后期修改性

无论是实体建模还是曲面造型，由于 CATIA 提供了智能化的树结构，用户可方便快捷的对产品进行重复修改，即使是在设计的最后阶段需要做重大的修改，或者是对原有方案的更新换代，对于 CATIA 来说，都是非常容易的事。

3.2.2 CATIA 所有模块具有全相关性

CATIA 的各个模块基于统一的数据平台，因此 CATIA 的各个模块存在着真正的全相关性，三维模型的修改，能完全体现在二维，以及有限元分析，模具和数控加工的程序中。

3.3 压气机试验器的三维数字 CATIA 图

在实验的过程中，通过对压气机三维数字模型，绘制压气机试验器的三维数字图形，在这三维数字模型的基础上，对其运用 ANSYS 软件进行计算分析。

以下是运用 CATIA 软件绘制的压气机部件三维数字图形：

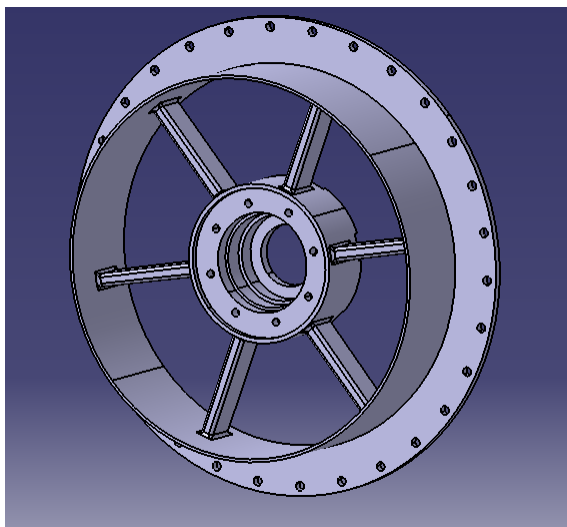


图 3.6 前机匣

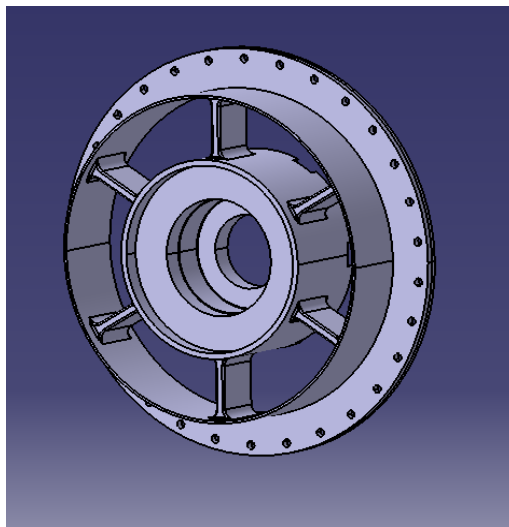


图 3.7 后机匣

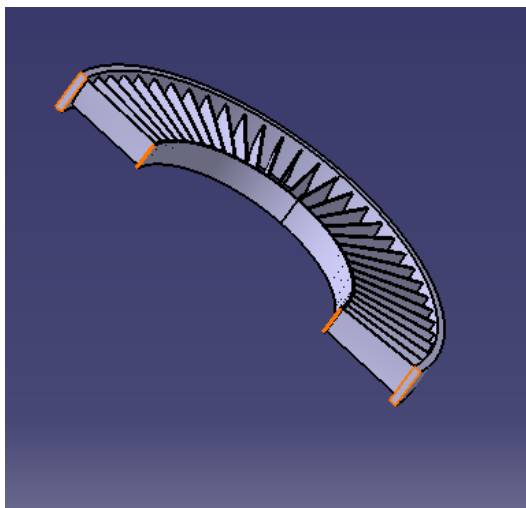


图 3.8 大静叶片

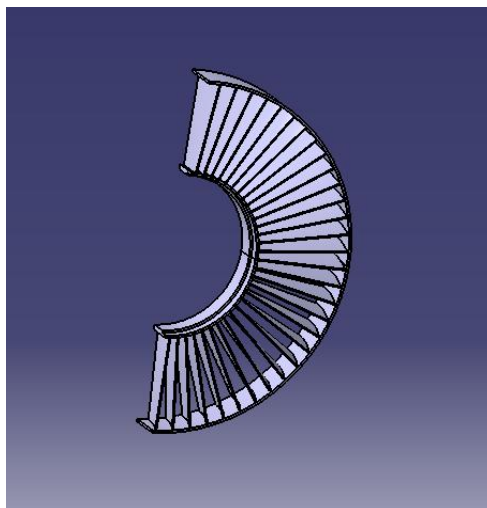


图 3.9 小静叶片

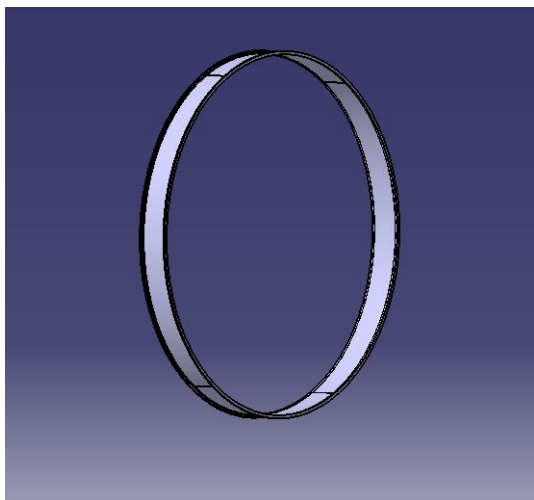


图 3.10 大圈

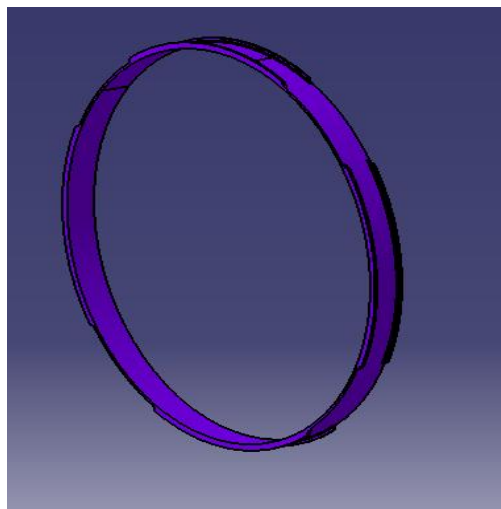


图 3.11 中圈

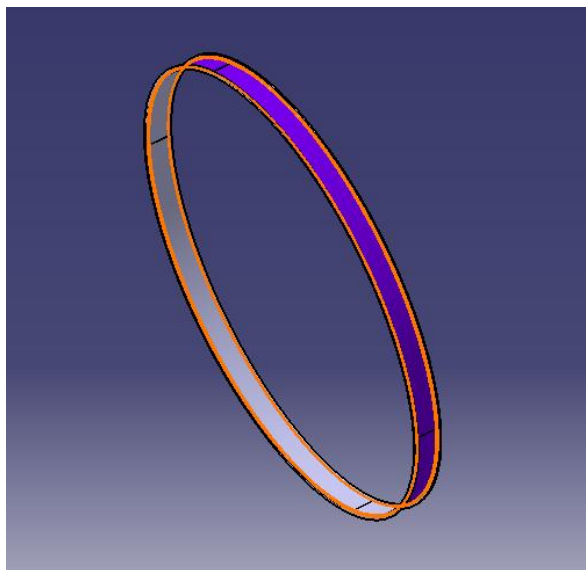


图 3.12 小圈

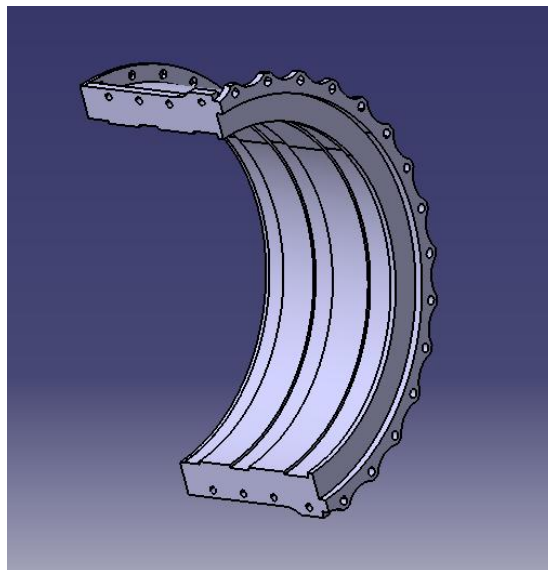


图 3.13 中机匣

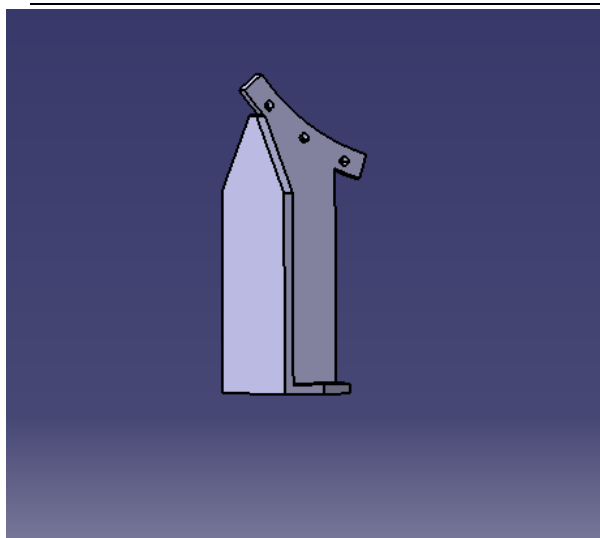


图 3.14 前机架

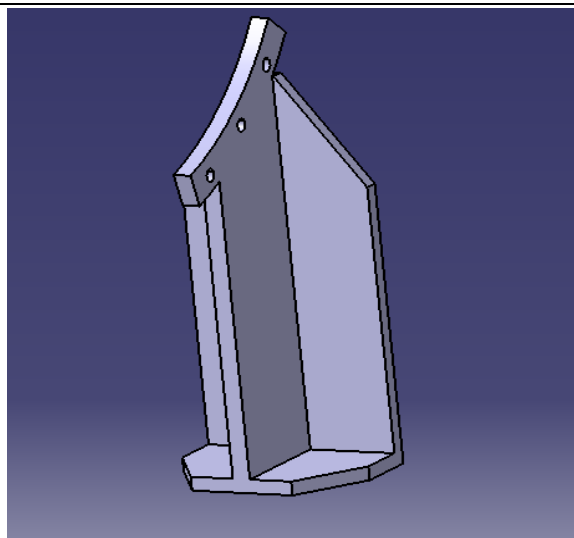


图 3.15 后机架

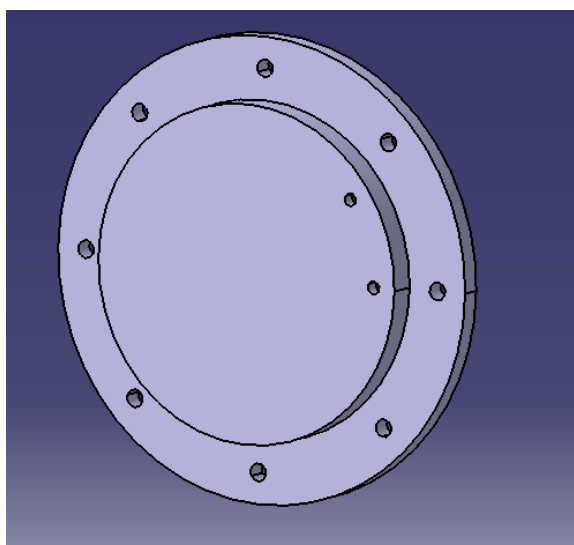


图 3.16 后机匣外盖

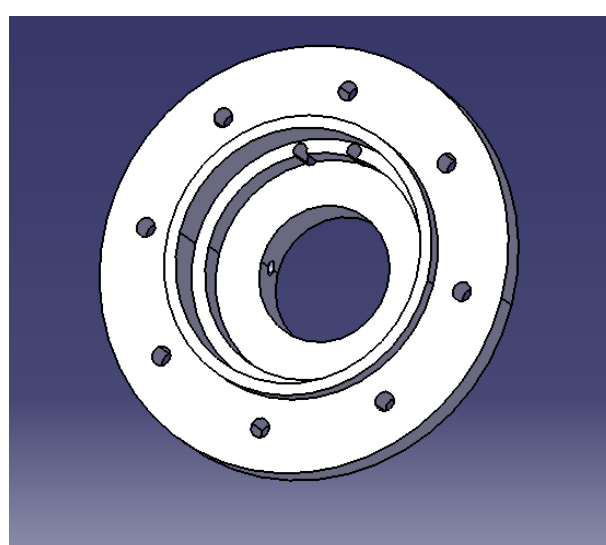


图 3.17 前机匣外盖

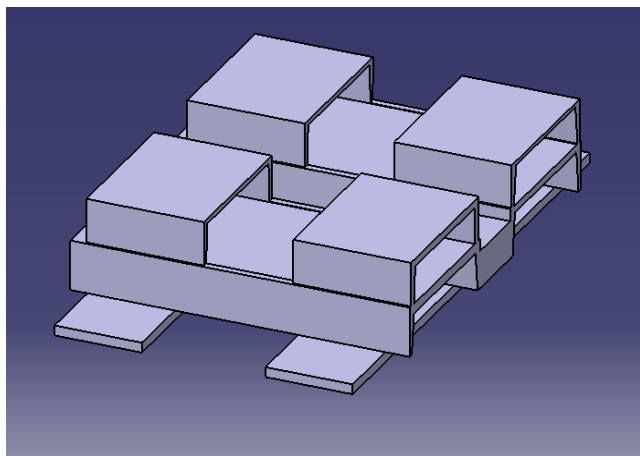


图 3.18 底座

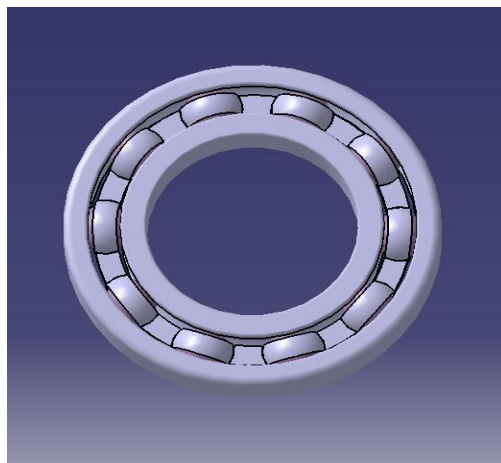


图 3.19 滚动轴承（型号 6214）

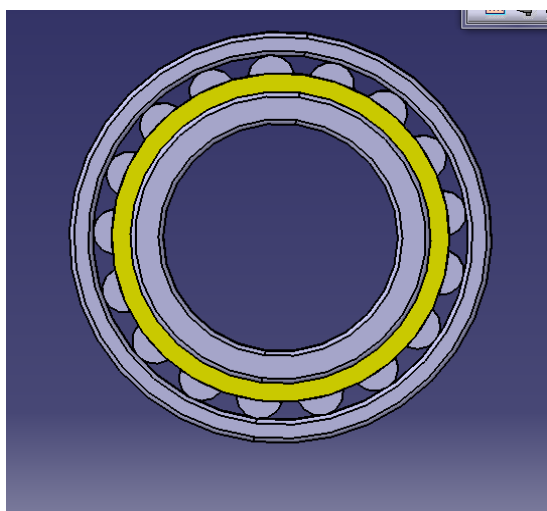


图 3.20 滚柱轴承（型号 2210）

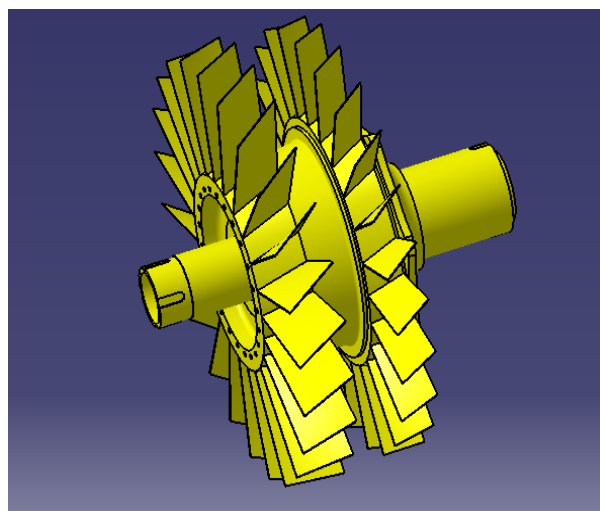


图 3.21 转子

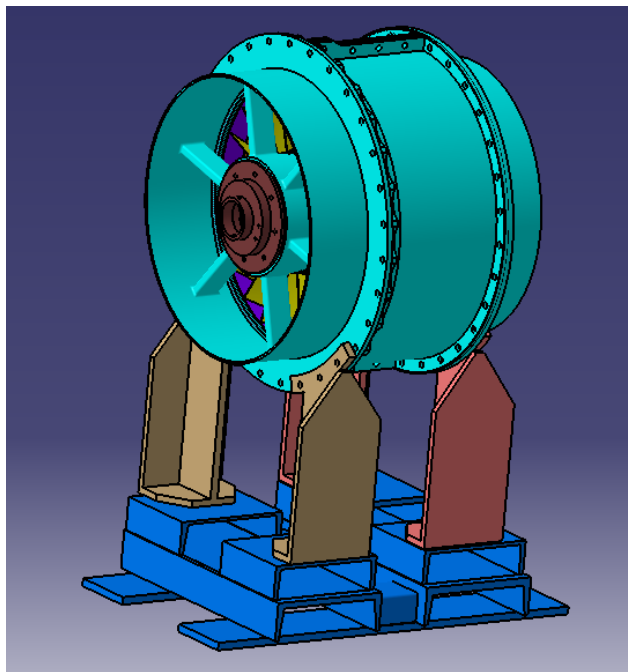


图 3. 22 压气机试验器三维模型总装配图

3. 4 压气机试验器的二维 AUTO CAD 图纸

AutoCAD (Auto Computer Aided Design) 是美国 Autodesk 公司首次于 1982 年生产的自动计算机辅助设计软件，用于二维绘图、详细绘制、设计文档和基本三维设计。现已经成为国际上广为流行的绘图工具。AutoCAD 具有良好的用户界面，通过交互菜单或命令行方式便可以进行各种操作。它的多文档设计环境，让非计算机专业人员也能很快地学会使用。在不断实践的过程中更好地掌握它的各种应用和开发技巧，从而不断提高工作效率。AutoCAD 具有广泛的适应性，它可以在各种操作系统支持的微型计算机和工作站上运行。

其具有如下特点：

- (1) 具有完善的图形绘制功能。
- (2) 有强大的图形编辑功能。

(3)可以采用多种方式进行二次开发或用户定制。

(4) 可以进行多种图形格式的转换, 具有较强的数据交换能力。

(5) 支持多种硬件设备。

(6) 支持多种操作平台。

(7)具有通用性、易用性,适用于各类用户此外,从 AutoCAD2000 开始,该系统又增添了许多强大的功能,如 AutoCAD 设计中心(ADC)、多文档设计环境(MDE)、Internet 驱动、新的对象捕捉功能、增强的标注功能以及局部打开和局部加载的功能。

在本次毕设的过程中在 CATIA 软件绘制出压气机试验器三维部件的基础上，通过其三维数字模型，生成了其二维的 CAD 图。

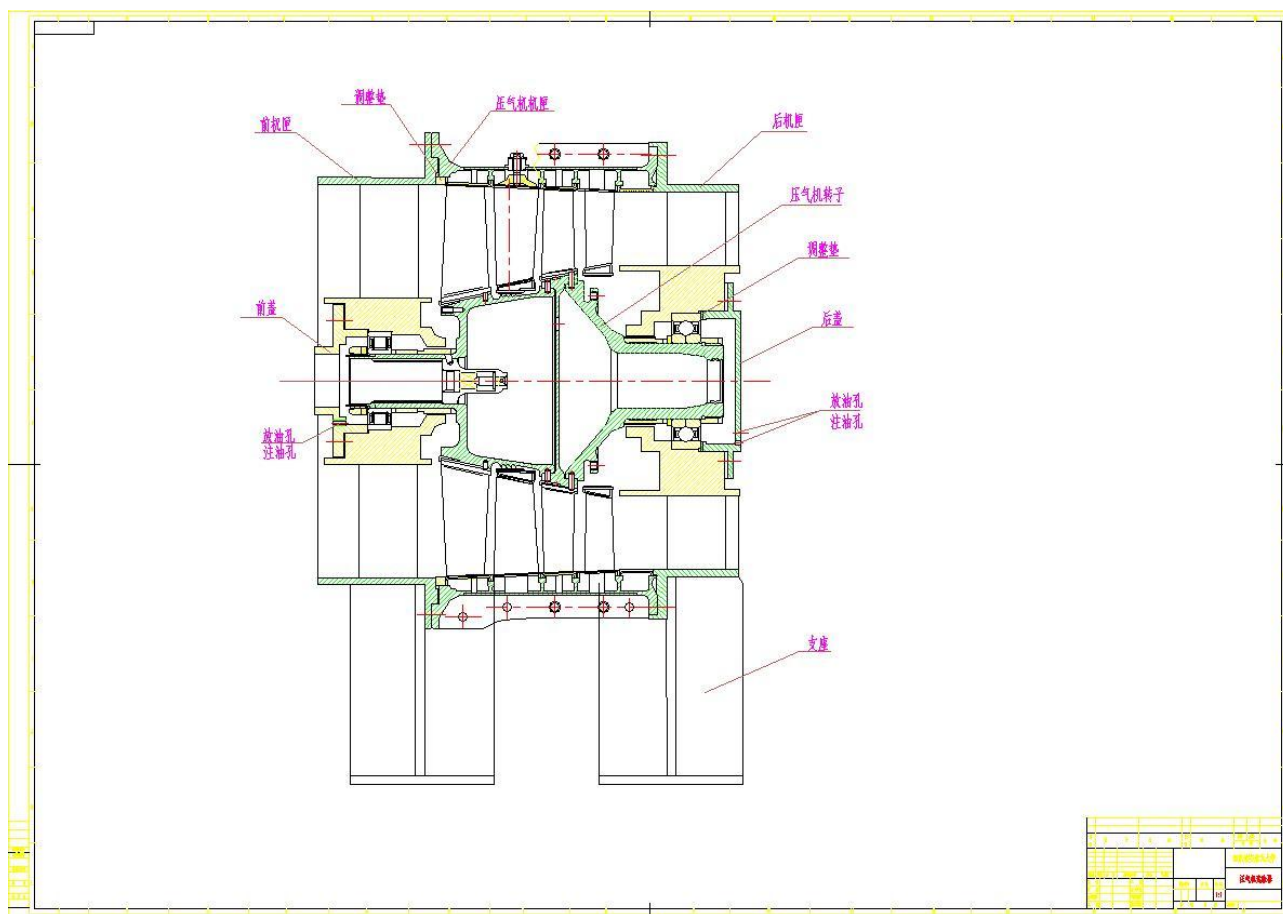


图 3.23 压气机试验器的 CAD 二维图

3.4.1 CAD 二维图的生成过程

在 CATIA 软件中将组装好的三维模型图打开，在其界面打开新建按钮选择 drawin，最后在 drawing 界面对组装图进行全剖，得到全剖视图。

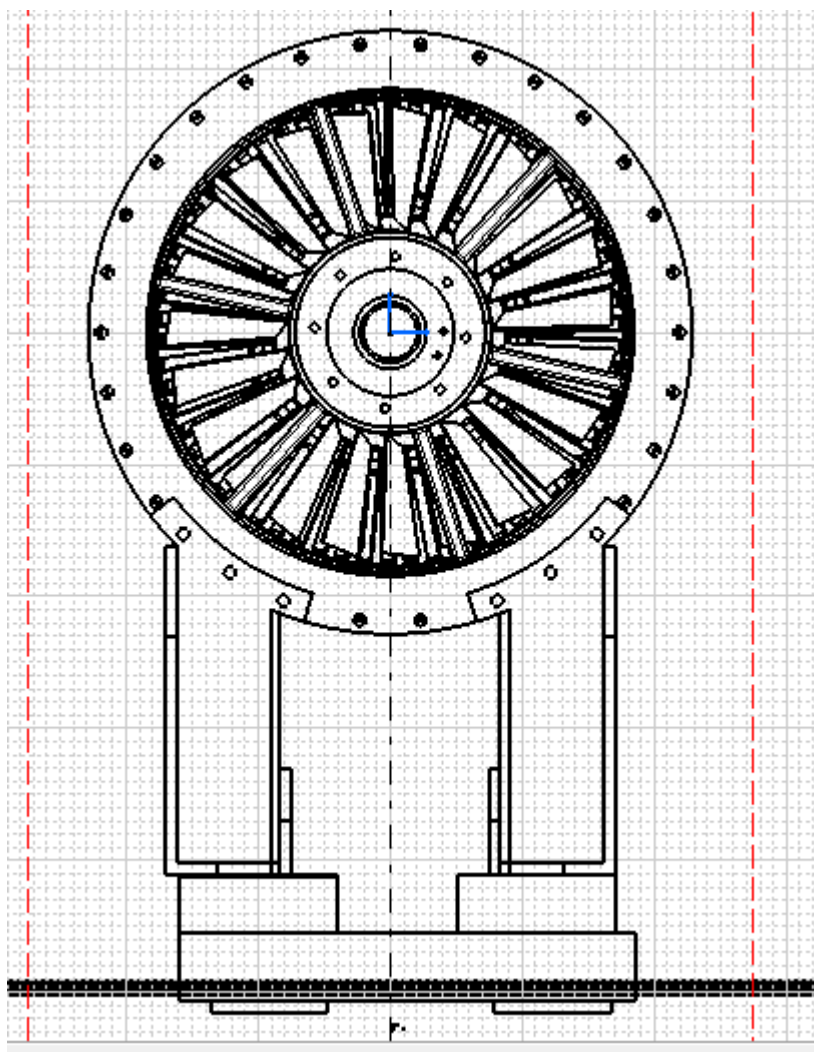


图 3.24 压气机在 drawing 界面截图

将该图保存为 .dwg 格式的文件。再用 AUTO CAD 软件将其打开，CAD 软件中对其进行颜色，线条，比例，尺寸的标注，修改。生成的 CAD 图纸在和实物图纸方面还存在者些微的差别，这是由于在建模时测量的尺寸存在一些误差，这都是今后工作中应当改进的地方。

第四章 基于锤击法的压气机试验器的模态分析

4.1 压气机转子试验器模态实验

4.1.1 实验目的

通过锤击法，用模态实验获取压气机转子单部件、前机匣、后机匣及中间机匣的固有频率和振型。

4.1.2 实验仪器

- (1) 美国 ENDEVCO 公司 30927 型力锤（灵敏度为 22.7）
- (2) 丹麦 B&K 公司 4508 型加速度传感器
- (3) NI 公司 USB9234 数据采集器
- (4) 模态分析软件 MAS.

4.1.3 锤击法实验器材介绍

(1) 力锤

美国 ENDEVCO 公司 30927 型力锤主要由锤头和力传感器构成，如图 4.1。通过力锤敲击被测结构部件，可迅速获得该结构部件的谐振频率和模态参数而无须激振设备，也可以配合不同的锤帽得到不同的脉宽和频响。力传感器利用石英晶体的纵向压电效应，将“力”转换成“电荷”并通过二次仪表转换成电压，具有气密性好、硬度高、刚度大、动态响应快等优点。力传感器适用于测量动态、准静态的振动和冲击力、机械结构的拉伸和压缩力；与激振器配合，能够测量激振力；与加速度传感器、速度传感器配合可测量机械阻抗。谐振频率测试和模态分析作为设备故障分析和诊断有效方法，必须对设备或工件施加一个激励，力锤就是这种激励的工具。

(2) ICP（Integrated Circuits Piezoelectric）加速度传感器

在大型机械的故障诊断和状态监测的振动测量中常用到加速度、速度、位移三个参量，但在实际的振动测试中通常用加速度传感器来获取信号。因为加速度参量相对于位移和速度

参量来说测量比较方便和经济，而加速度信号经过一次积分可得到速度信号，再积分可得到位移信号，这样，通过对加速度信号的提取与运算就可以间接地获得比较全面的信息。另外，基于本系统中所用到的航空发动机转子试验器的实际考虑，应用加速度传感器这种接触式的信号获取器件，可以更有效、更全面、更真实地反映试验器的实际运行情况，从而为实现对故障的诊断提供可靠的源数据。本实验将采用性能上比较优越，价格上比较经济，使用上比较方便的 ICP 加速度传感器，即内置集成电路的压电传感器，如图 4.2。



图 4.1 力锤

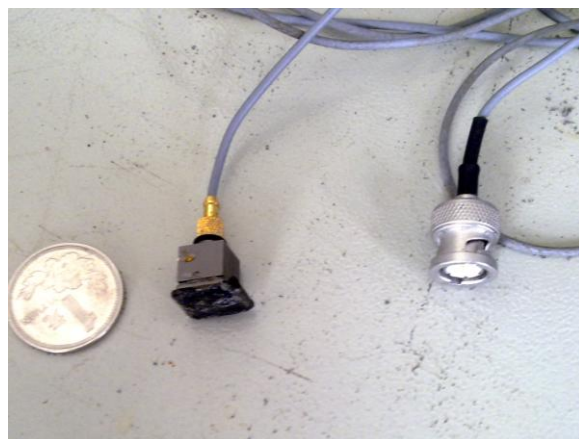


图 4.2 加速度传感器

（3）数据采集器

数据采集(DAQ)，就是从传感器和其它待测设备等模拟和数字被测单元中自动采非电量或者电量信号，送到上位机中进行分析 and 处理。这里使用的数据采集器是 NI USB-9234 公司的采集卡。NI USB-9234 作为基于 USB 的 4 通道 C 系列动态信号采集模块，能针对集成电路压电式(IEPE)与非集成电路压电式(IEPE)传感器，进行高精度音频测量。它具有 102 dB 动态范围，并能对加速度传感器和麦克风进行软件可选式交流/直流耦合与集成电路压电式(IEPE)信号调理。4 路输入通道借助自动调节采样率的内置抗混叠滤波器，同时以每通道高达 51.2 kHz 的速率对信号进行数字化。

4.1.4 锤击法实验

实验采用多点激励，单点拾振的方法，拾振点均为各图中传感器的安装位置处。

(1) 转子单部件

敲击点分别为敲击点 1、敲击点 2、敲击点 3、敲击点 4、敲击点 5、敲击点 6、敲击点 7、敲击点 8。

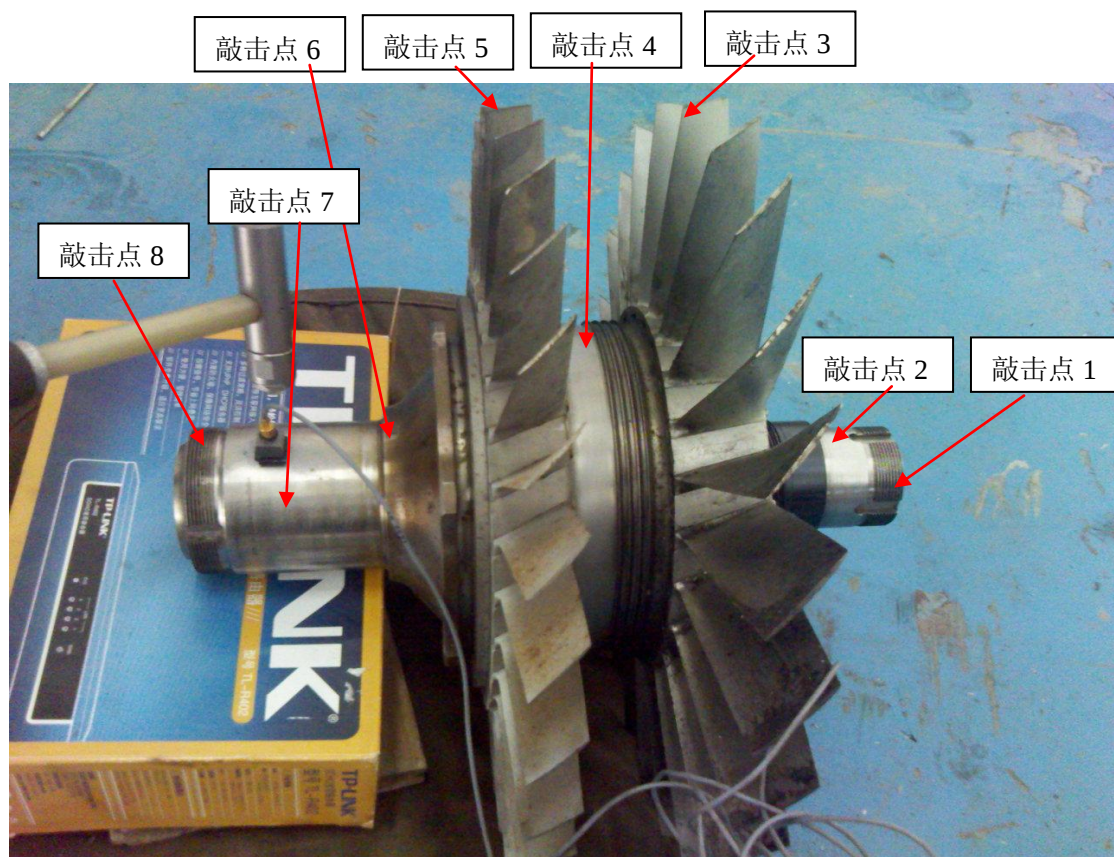


图 4.3 转子锤击法实验图

通过测量得到的数据绘制的加速度响应函数频谱图如图 4.4，图中曲线第一次、第二次分别为测点 2 和测点 1。

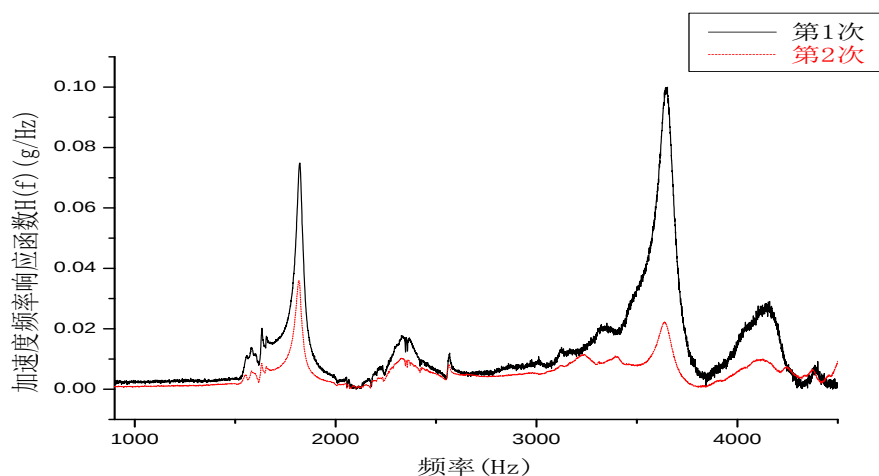


图 4.4 加速度频率响应函数图

(2) 前机匣

前机匣敲击点以传感器安装位置为标准，从外圈至内圈沿逆时针方向排列，分别为敲击点 1、敲击点 2……、敲击点 23、敲击点 24，内圈外圈各均布 12 个敲击点（传感器安装的内圈位置为敲击点 13，所对外圈为敲击点 1）。



图 4.5 前机匣锤击法实验图

通过测量得到的数据绘制的加速度响应函数频谱图如图 4.6，图中曲线第一次、第二次

均为测点 1 所得图形。

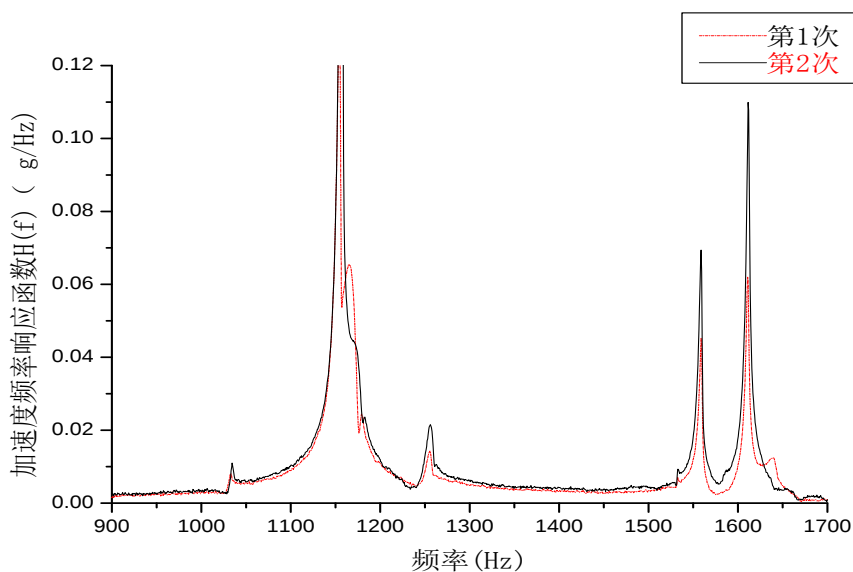


图 4.6 前机匣加速度频率响应函数图

(3) 后机匣

后机匣敲击点以传感器安装位置为标准，从外圈至内圈沿逆时针方向排列，分别为敲击点 1、敲击点 2……、敲击点 23、敲击点 24，内圈外圈各均布 12 个敲击点（传感器安装的内圈位置为敲击点 13，所对外圈为敲击点 1）。



图 4.7 后机匣锤击法实验图

通过测量得到的数据绘制的加速度响应函数频谱图如图 4.8，图中第一次、第二次曲线分别为测点 2 和测点 5 所得图形。

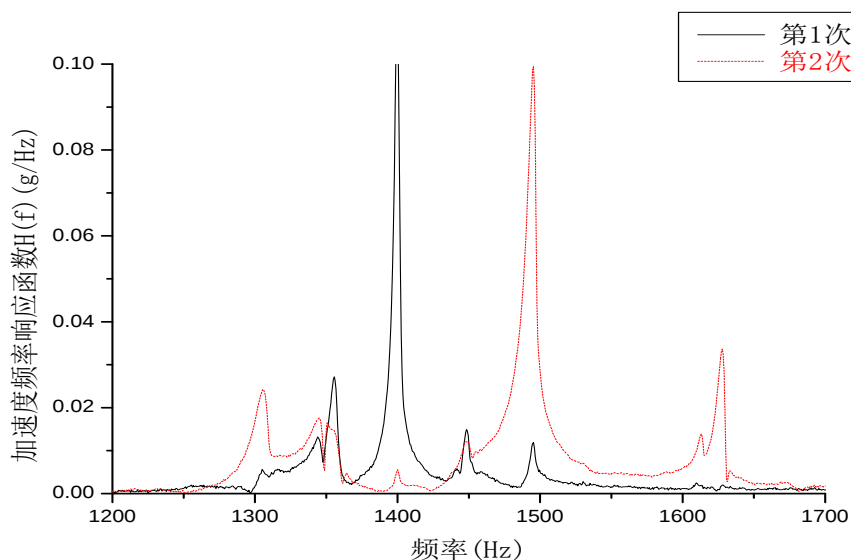


图 4.8 后机匣加速度频率响应函数图

(3) 中机匣

中机匣敲击点以传感器安装位置为标准，即传感器安装位置处为敲击点 1，敲击点 2、……、敲击点 5、敲击点 6 依次以 7 片叶片为间隔沿逆时针方向排列。



图 4.9 中机匣锤击法实验图

通过测量得到的数据绘制的加速度响应函数频谱图如图 4.10，其中曲线第一次、第二次均为测点 2 所得图形。

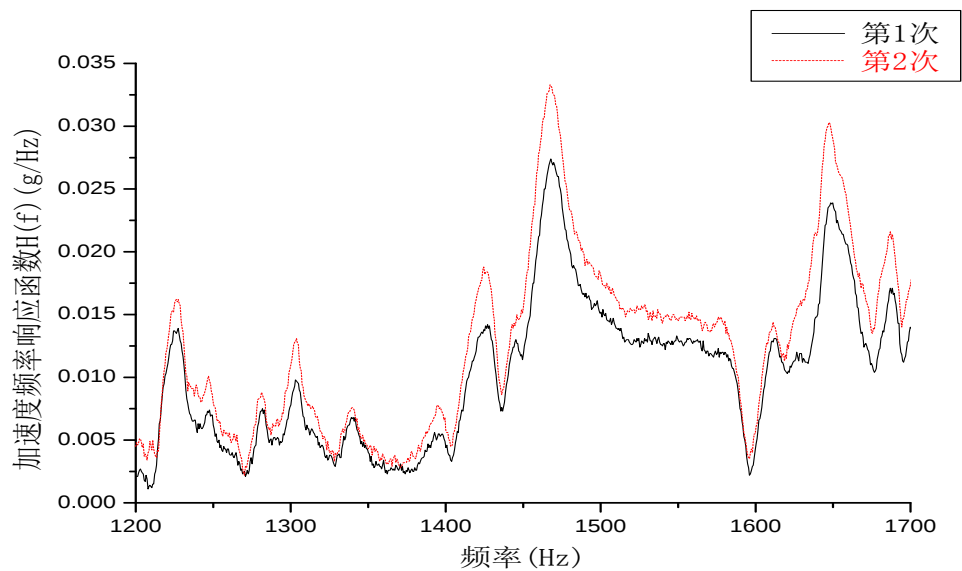


图 4.10 中机匣加速度频率响应函数图

第五章 基于 ANSYS 软件的三维模型的有限元计算分析

5.1 ANSYS 软件介绍

ANSYS 软件是融结构、流体、电场、磁场、声场分析于一体的大型通用有限元分析软件。由世界上最大的有限元分析软件公司之一的美国 ANSYS 开发，它能与多数 CAD 软件接口，实现数据的共享和交换，如 Pro/Engineer, NASTRAN, Alogor, I-DEAS, AutoCAD 等，是现代产品设计中的高级 CAE 工具之一。

软件提供了 100 种以上的单元类型，用来模拟工程中的各种结构和材料。该软件有多种不同版本，可以运行在从个人机到大型机的多种计算机设备上，如 PC, SGI, HP, SUN, DEC, IBM, CRAY 等。

5.1.1 ANSYS 软件提供的分析类型：

- (1) 结构静力分析
- (2) 结构动力学分析
- (3) 结构非线性分析
- (4) 动力学分析
- (5) 热分析
- (6) 电磁场分析
- (7) 流体动力学分析
- (8) 声场分析
- (9) 压电分析

5.2 压气机三维模型 ANSYS 有限元分析法

5.2.1 有限元分析步骤

5.2.1.1 模型的导入

利用 Ansys 有限元分析方法中的 workbench 模块对三维模型进行分析。选择 workbench 中的 modal 模块

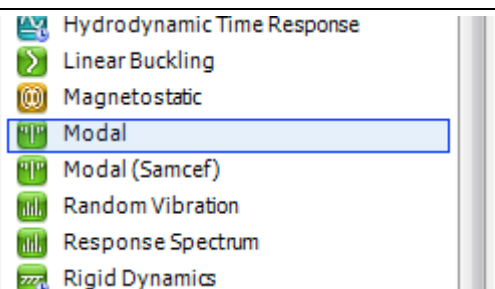


图 5.1

在双击得到图 5.2

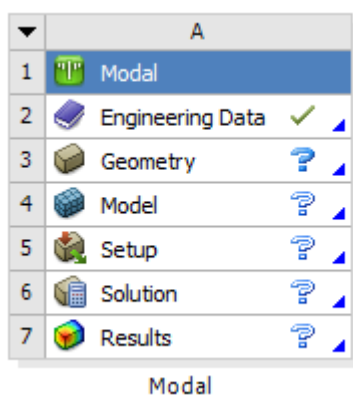


图 5.2

然后在右击 Geometry 选择 Import geometry，Browse 导入图片。在选择 model 进行模态分析。

5.2.1.2 网格的划分

本文中利用 ANSYS 对模型进行智能自适应网格划分，得到部件有限元模型：

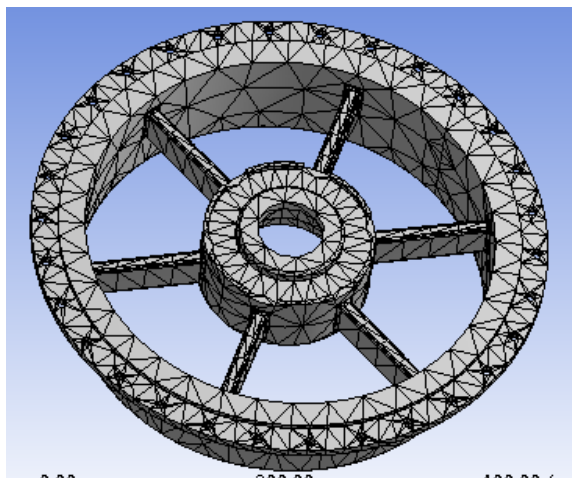


图 5.3 前机匣

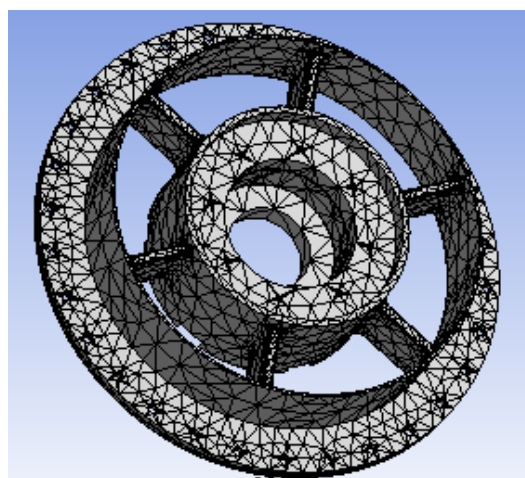


图 5.4 后机匣

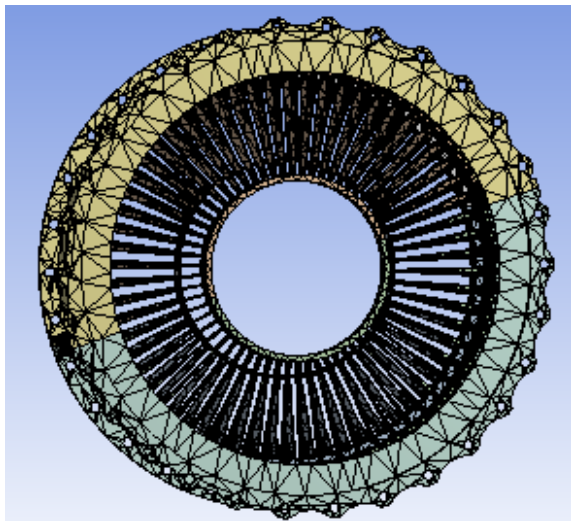


图 5.5 中机匣

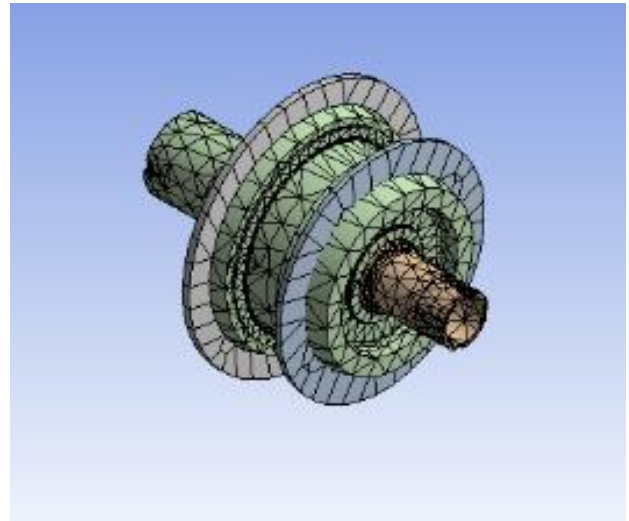


图 5.6 转子

5.2.1.3 约束条件

根据实验时的约束情况，对各个模型添加一定的阻尼约束，使其约束情况和实际实验情况相近。

5.2.2 各部件的 Ansys 计算分析：

在运用 ANSYS 有限元对压气机部件模型计算分析时 其均为自由状态。

5.2.2.1 前机匣的有限元分析：

前机匣模态分析振型图

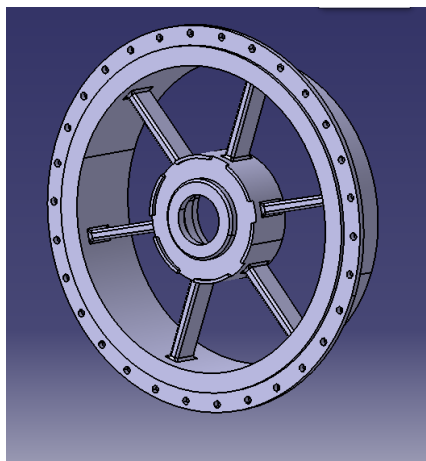


图 5.7 前机匣模型图

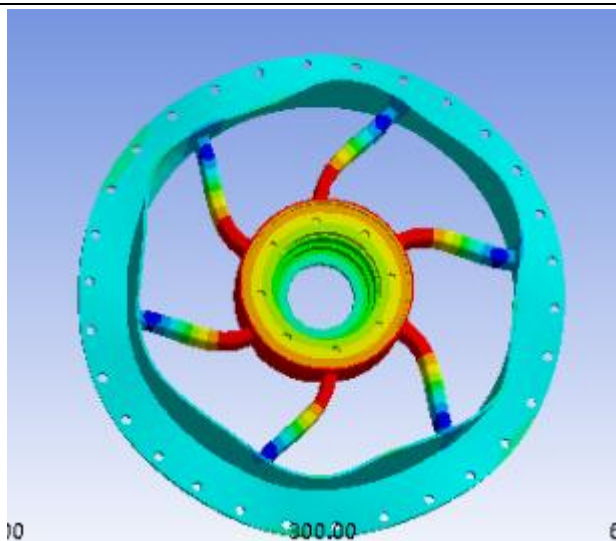


图 5.8 前机匣一阶振型 频率 997.09 Hz

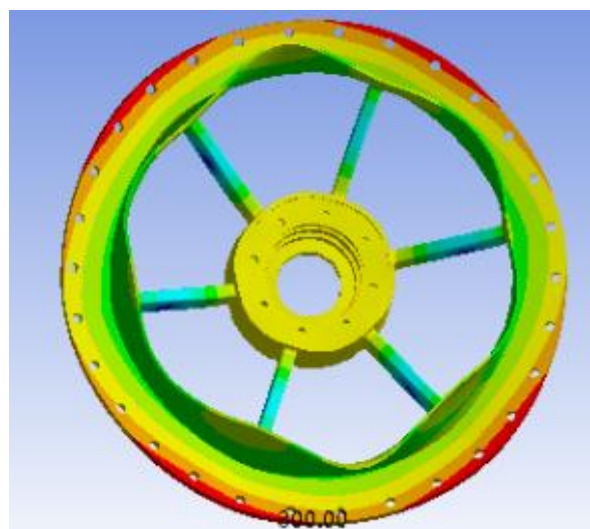


图 5.9 前机匣二阶振型 频率 1171.1 Hz

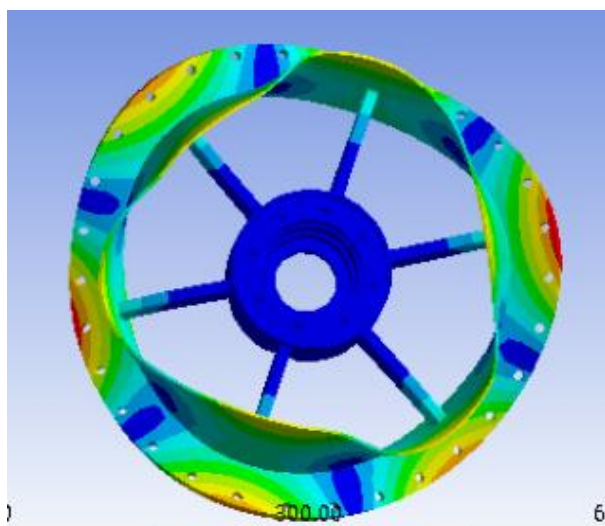


图 5.10 前机匣三阶振型 频率 1505.7 Hz

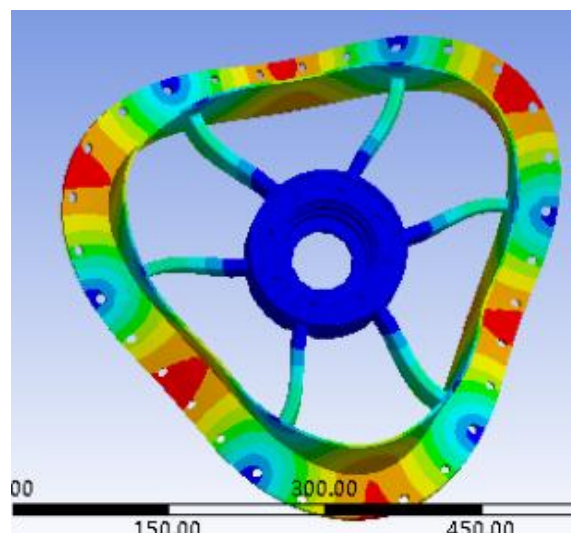


图 5.11 前机匣四阶振型 频率 1701.7 Hz

5.2.2.2 后机匣的有限元分析

后机匣模态分析振型图：

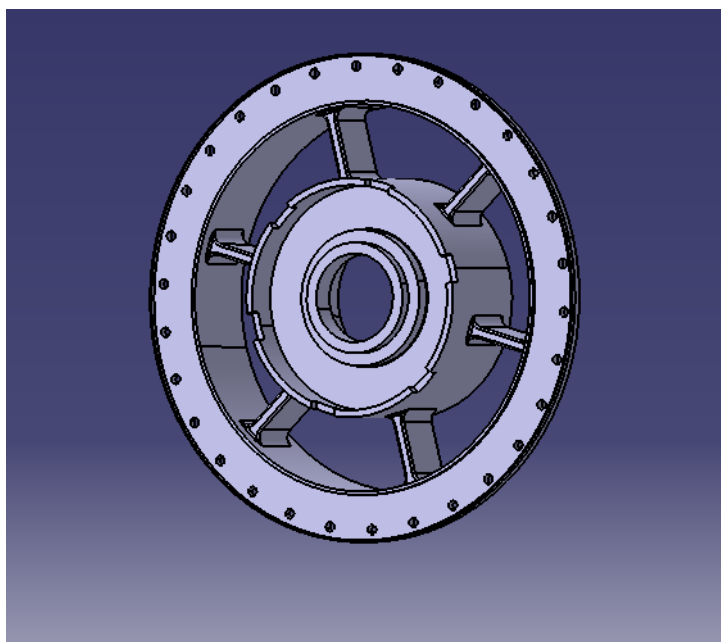


图 5.12 后机匣模型图

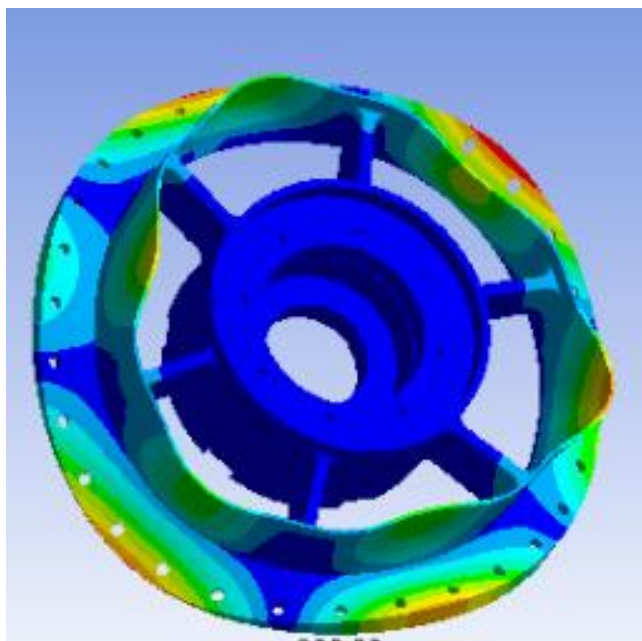


图 5.13 后机匣一阶振型 频率 667.34 Hz

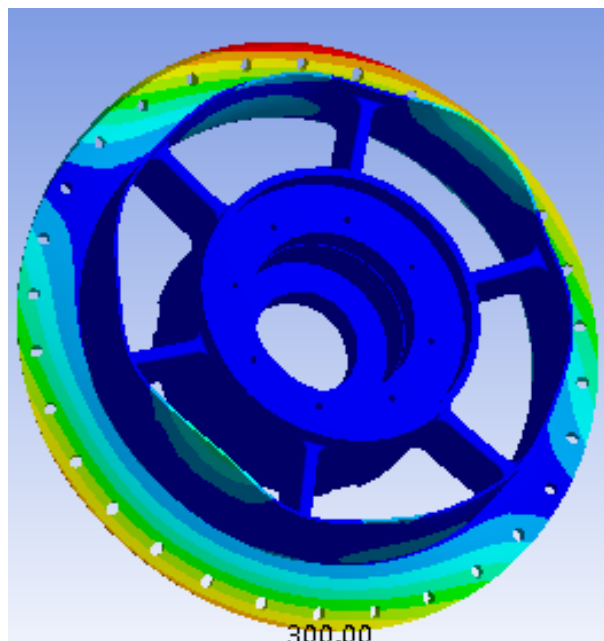


图 5.14 后机匣二阶振型 频率 1228.4 Hz

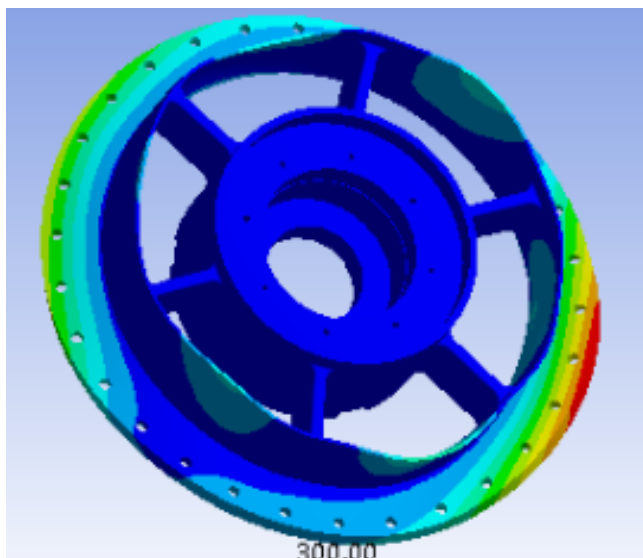


图 5.15 后机匣一阶振型 频率 1351.6 Hz

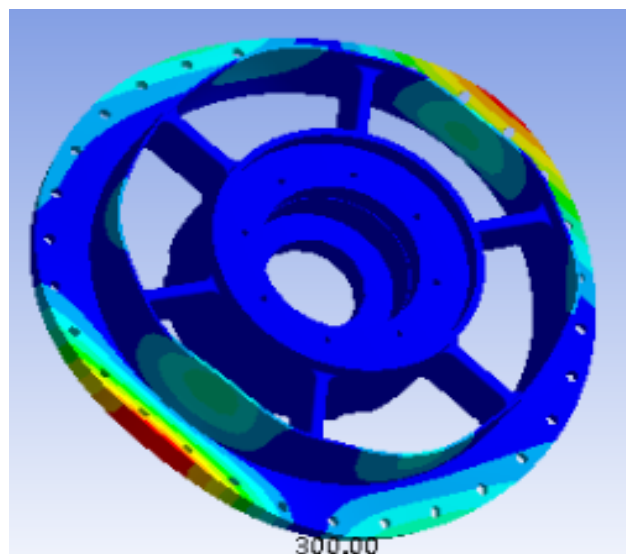


图 5.16 后机匣一阶振型 频率 1426.9 Hz

5.2.2.3 中机匣的有限元分析

中机匣模态分析振型图

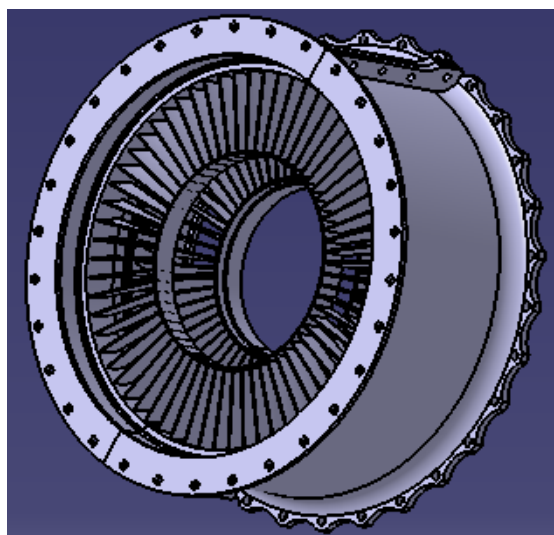


图 5.17 中机匣模型图

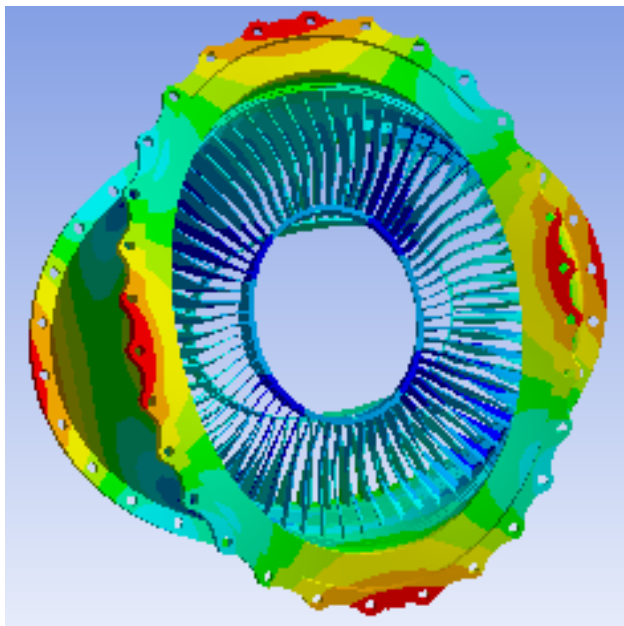


图 5.18 中机匣一阶振型 频率 1230.4 Hz

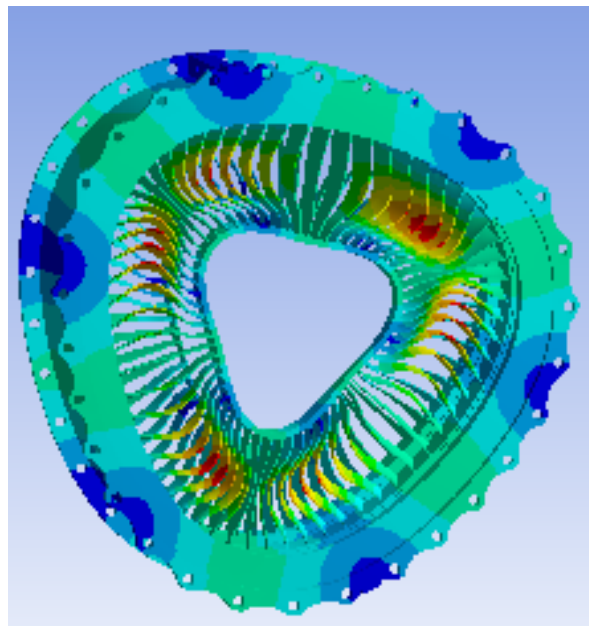


图 5.19 中机匣二阶振型 频率 1298.1 Hz

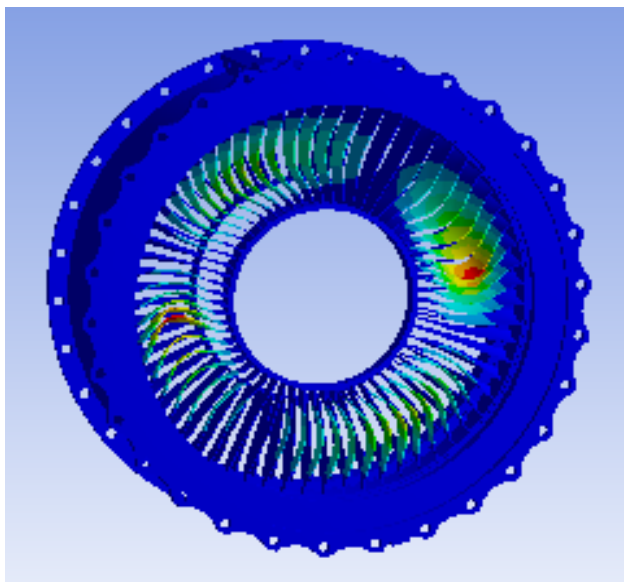


图 5.20 中机匣三阶振型 频率 1349 Hz

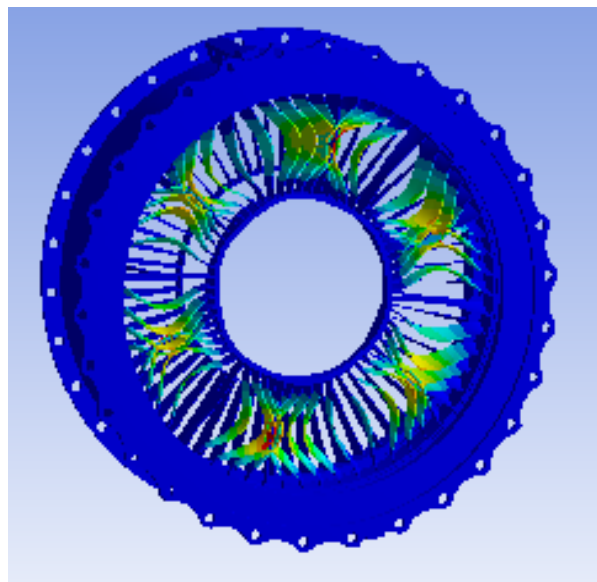


图 5.21 中机匣四阶振型 频率 1426.9 Hz

5.2.2.4 压气机转子的有限元分析

转子模态分析图

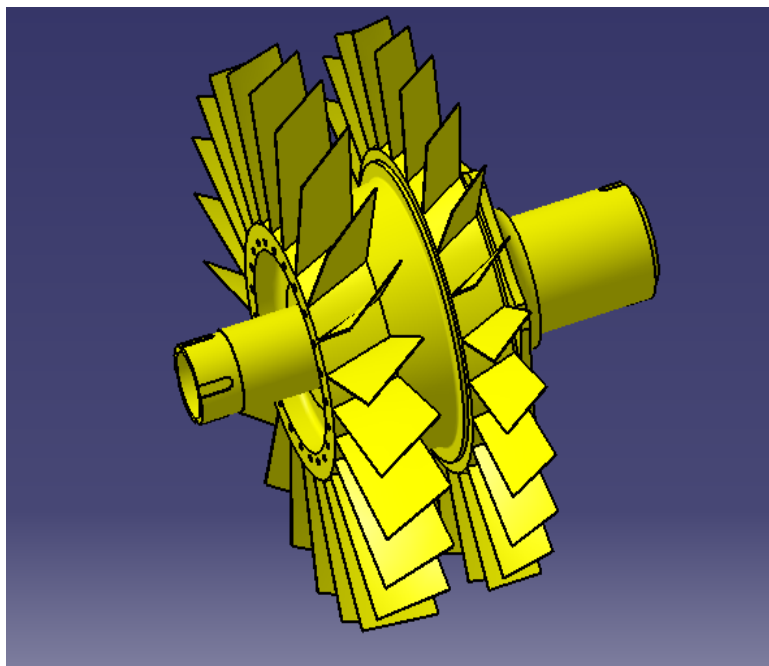


图 5.22 转子模型图

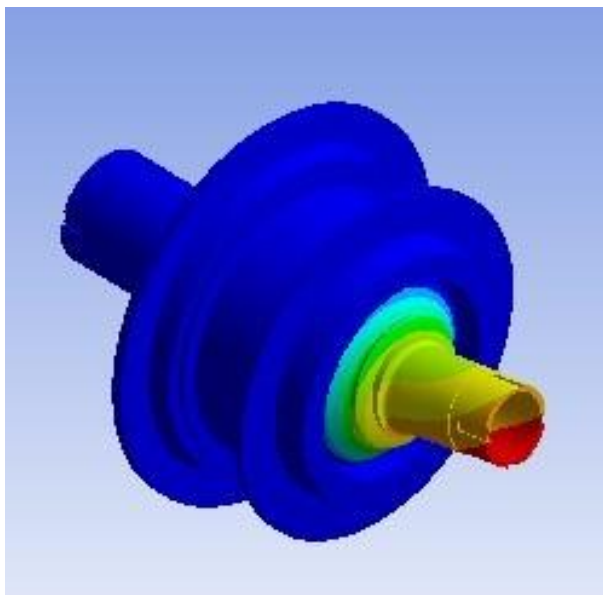


图 5.23 转子一阶振型 频率 1805.7 Hz

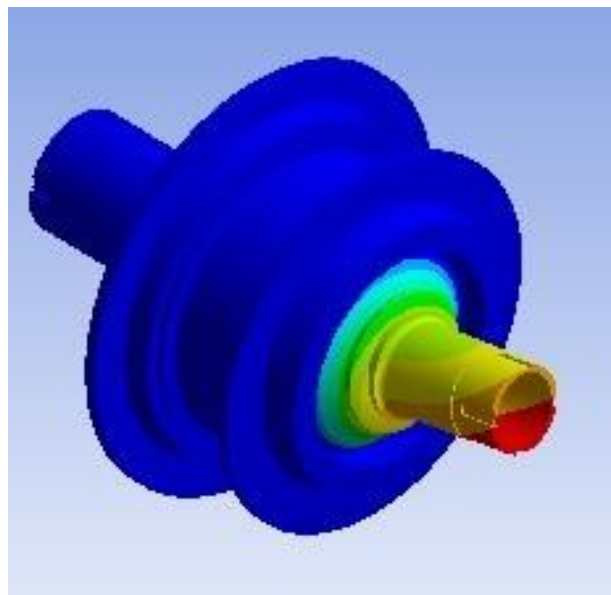


图 5.24 转子二阶振型 频率 2108.9Hz

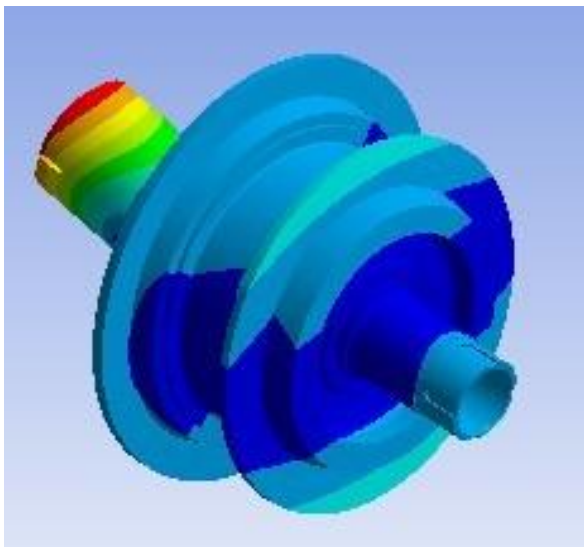


图 5.25 转子三阶振型 频率 2576.4 Hz

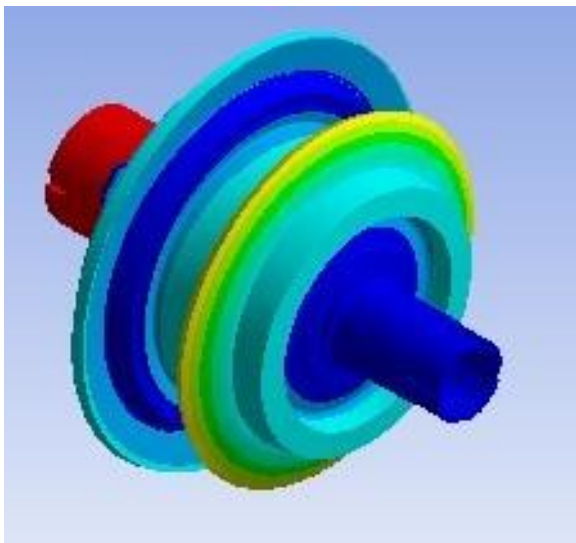


图 5.26 转子四阶振型 频率 4037.1 Hz

5.3 锤击法实验结果与 ANSYS 有限元法计算结果比较

在对压气机试验器的固有频率和振型分析时，本文采用了 ANSYS 中的 workbench 模块有限元分析法对运用 CATIA 软件绘制的压气机试验器部件三维数字模型分析和锤击法的实验测试分析方法相对比，通过两种方法的相互比较来验证各自数据，及实验测量，模型计算的可靠性。

表 1 前机匣计算值与实验值的对比

	1	2	3	4
试验值（锤击法）	1032.1Hz	1150.51 Hz	1556.4 Hz	1611.33 Hz
计算值（ANSYS 有限元算法）	997.09 Hz	1171.1 Hz	1505.7 Hz	1701.7 Hz
误差率（%）	3.39	1.79	3.26	5.61

表 2 后机匣 计算值与实验值的对比

	1	2	3	4
试验值（锤击	642.7 Hz	1226.81 Hz	1339.11 Hz	1428.53 Hz

法)				
计算值 (ANSYS 有限 元算法)	667.34 Hz	1228.4 Hz	1351.6 Hz	1426.9Hz
误差率 (%)	3.83	1.79	0.13	0.11

表 3 中机匣计算值与实验值的对比

	1	2	3	4
试验值（锤击 法）	1228.04 Hz	1303.1 Hz	1341 Hz	1424.56 Hz
计算值 (ANSYS 有限 元算法)	1230.4 Hz	1298.1 Hz	1349 Hz	1426.9 Hz
误差率 (%)	0.19	0.38	0.60	0.16

表 4 转子计算值与实验值的对比

	1	2	3	4
试验值（锤击 法）	1810.3 Hz	2329.1 Hz	2563.48 Hz	3642.48 Hz
计算值 (ANSYS 有限 元算法)	1805.7 Hz	2108.9 Hz	2576.4 Hz	4037.1 Hz
误差率 (%)	0.25	9.45	0.50	10.83

注：由于在模态分析的过程中转子中的两级转子叶片对整个的模态分析影响，使得其中夹杂着局部模态分析在里面，而传感器所测量的数值是轴的振动频率，因而在进行 ANSYS 计算分析时叶片进行简化，从而使得结果有相对的误差。

由表 1、表 2、表 3 和表 4 可知，有限元方法得到的固有频率与模态实验得到的固有频率略有偏差，这是由于所建立的实体模型无法做到无误差得模拟转子实体、网格划分得精度不够、理论计算无法全面而精确得确定结构的约束，而只能用一些理想化约束来代替，而且各种参数的取值也不完全跟实际一致，但是两种方法得到的结果还是相当接近的，其误差率在可以接受的范围内。

根据上面模态频率和模态振型的对比可知，本文中所建立的转子系统的有限元模型能够较为准确的模拟实际压气机试验器部件的动力学行为和振型，所建立的模型是可靠的。

第六章 总结与展望

6.1 全文工作总结

针对航空发动机中的压气机的模态分析中，本文对压气机中的部分部件的振动特性进行了研究。本文的主要工作是：

（1）对压气机实验器进行了多次的拆装，以此来了解熟悉压气机试验器的结构构造，从而为后面的三维数字模型的建立做准备。

（2）运用 CATIA 软件对压气机各部件进行三维数字模型的绘制，并且在绘制好三维部件后对各部件进行组装(见第三章)。

（3）在压气机进行拆卸后，对将要进行模态试验分析的压气机部件进行锤击法实验，用实验测量的方法来对压气机前机匣、后机匣、中机匣以及转子进行分析。

（4）在绘制出压气机试验器部件三维数字模型的基础上，运用 ANSYS 软件中的 workbench 有限元法分析法对三维模型进行计算分析。

（5）将两种分析方法做出的结果进行比较分析，并计算其误差。

在整个的实验、计算、分析过程中，通过对两组实验结果的分析比较，得出了压气机试验器的四阶固有频率和振型。在实际设计制造过程中，发动机、压气机的转动频率应该避开这些固有频率。当发动机工作频率与这些固有频率相近时，会出现共振现象，这对设备的力学结构的稳定性有很大影响，同时通过模态分析能够划分其实际工作范围。

6.2 论文工作展望

本文对压气机试验器的模态分析进行了一定的研究，由于本人的精力、水平有限，在论文的写作过程中还存在不足之处，在今后的研究中还有以下工作有待于继续研究：

（1）本文仿真所使用的有限元模型，在模型建立的过程中还需要继续细化模型，使其能更好的模拟实际的压气机机构。

（2）由于时间上和存储空间上的限制，在压气机部件模态的计算过程中计算频率间隔稍大，计算得到的曲线不是很精确。

（3）在对压气机转子进行模态分析时，由于实验时传感器测量的是转子轴的振动，得到的数据是有关转子轴的模态振动数据，而在三维建模运用 ANSYS 中 workbench 模态进行有限元分析时分析时 由于转子叶片的影响。如不对转子三维数字模型进行简化，得到的是有关叶片的振型。这中间涉及到有关局部模态分析的内容，这在本文里没有涉及。有关压气机转子局部模态分析的课题将是以后研究的方向。

参 考 文 献

- [1] [日]大久保信行. 机械模态分析. 上海: 上海交通大学出版社. 1985
- [2] 盛兆顺, 尹琦岭. 设备状态监测与故障诊断技术及应用[M]. 北京: 化学工业出版社. 2003. 5
- [3] 曹树谦, 张文德等. 振动结构模态分析—理论实验与应用. 天津: 天津大学出版社. 2001. 3
- [4] 卢文祥, 杜润生. 机械工程测试信息信号分析. 武汉: 华中理工大学出版社. 1999
- [5] 陈予恕. 非线性振动. 天津: 天津科学技术出版社, 1983. 7
- [6] 赵开宁, 张东明. 发动机复杂构件高阶模态试验分析方法[J]. 航空发动机, 2001 (4): 35~38.
- [7] Yang-Gyu Jei, Young-Ju Kim. Modal Testing Theory of Rotor-Bearing Systems [J]. Journal of vibration and acoustics, April 1993, 115:165~176.
- [8] 饶柱石, 夏松波, 汪光明. 组合特种转子振动模态的试验研究与计算[J]. 振动与冲击, 1996, 15 (1): 68~70.
- [9] 廖庆斌, 李舜酩, 朱丽娟. 基于随机激励的某机匣模态实验与分析[J]. 航空动力学报, 2005, 20 (6): 932~936.
- [10] Yeong-Shu Chen, Ye-Dar Cheng, Tachung Yang, Kwang-Lu Koai. Accurate identification of the frequency response functions for the rotor-bearing-foundation system using the modified pseudo mode shape method [J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329(6):644~658.
- [11] 罗君杰. 基于实验模态分析的涡轮增压器振动研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2010.
- [12] 陈川. 试验模态分析系统的设计与开发[D]. 武汉: 华中科技大学, 2009.
- [13] 许本文, 焦群英. 机械振动与模态分析基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [14] 西德]H•G•纳特克. 时间序列和模态分析的理论与实践导论. 北京: 电子工业出版社. 1988. 10
- [15] Richardson MH, Formenti D L. Parameter estimation from frequency response measurements using the rational fraction polynomial method[A]. In: D J DeMichele. Proc of 1st International Modal Analysis Conference[C]. Florida: Union College, 1982
- [16] Richardson MH, Formenti D L. Global curve fitting of frequency response measurements using the rational fraction polynomial method[A]. In: D J DeMichele. Proc of 3rd International Modal Analysis Conference[C]. Florida: Union College, 1985
- [17] Richardson MH. Global frequency&damping estimates form frequency response measurements using the rational fraction polynomial method[A]. In: D J DeMichele. Proc of 4th International Modal Analysis Conference[C]. Florida: Union College, 1986
- [18] Carrascoca LI, Busturia. Global Experiment modal analysis, a comparison of different methods[A]. In: D J DeMichele. Proc of 3rd International Modal Analysis Conference[C]. Florida: Union College, 1985
- [19] 沃德•海伦等著. 模态分析理论与试验. 北京: 北京理工大学出版社. 2001

- [20] 林循泓. 振动模态参数识别及其应用. 南京: 东南大学出版社. 1994. 12
- [21] 测试系统频响函数 CAT. 陕西工学院学报, 1998, 14(4)
- [22] 傅志方. 振动模态分析与参数辨识. 北京: 机械工业出版社. 1990. 6
- [23] Ibrahim. S. R. An Approach for Reducing Computational Requirements in Modal Identification[J]. AITA Journal. Vol. 24, No. 10, Mar, 1986
- [24] 张洪信. 有限元基础理论与 ANSYS 应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006. 2
- [25] 薛风先, 胡仁喜, 康士廷等. ANSYS 12.0 机械与结构有限元从入门到精通. 北京: 机械工业出版社. 2010. 3

致谢

本文是在陈果老师的悉心指导下完成的，从论文的选题，系统的调试到论文的撰写，陈老师都给予了我极大地指导与支持。在这三个月的毕设过程中，在学术思想和实验研究态度及方法上，陈老师对我严格要求，给我提供了充足的动手和动脑机会，并不断鼓励我们做事要精益求精，善于思考，敢于创新，感激之余，让我知道自己的求知道路还很长，要上下而求索之。陈老师渊博的学识，严谨的学术态度，先锋的创造精神，孜孜不倦的工作情怀以及平易近人，乐观积极的人生态度都使我受益匪浅，在此，向陈老师致以衷心的感谢！

同时，在系统的编制和论文的撰写过程中，还要感谢陈老师的四位研究生程小勇和王海飞学长以及郝腾飞学长，王晶学姐、他们给了我很大的关怀与支持。他们的友好，善良，坦诚，睿智都在毕设过程中给了我莫大的精神慰藉，让我满怀感动，不断前进。

感谢民航学院的老师们在我们四年的大学生活中的谆谆教诲和辛苦付出！

感谢母校——南京航空航天大学为我们的成长与成才所提供的一切！