

摘 要

齿轮传动系统是当前各种机械设备中应用比较广泛的一种动力和运动传递形式，是各种机械设备的重要组成部分，其工作性能的好坏对整个系统有着至关重要的影响。随着机械行业中更高速度和更大功率的需求，齿轮传动也正朝着高速、重载的方向发展。随着工业的发展，人们环境保护意识的增强，人们对机械设备的振动和噪声控制的要求也越来越严格。因此对齿轮传动系统动力学的研究便是工程问题中亟待解决的课题之一。

本文以某型齿轮箱为研究对象，应用当前流行的仿真软件，对齿轮副啮合时的内部激励，箱体的动态响应进行了分析和研究，目的是用先进的现代技术来预测齿轮传动系统的振动情况，为设计出低振动的齿轮传动系统做指导。本文在齿轮啮合内部激励机理、内部激励力的计算以及在内部激励作用下箱体的振动响应等方面取得了研究成果，本文主要进行了以下几个方面的研究：

1. 分析了齿轮传动系统产生振动和噪声的内部机理，齿轮传动系统的振动和噪声是主要由于受到其内部激励的影响，即刚度激励、误差激励和啮合冲击激励的影响；

2. 通过齿轮啮合刚度变化方程、误差近似等效法及啮合冲击力方程计算出了齿轮啮合时各种内部激励力，求得了齿轮啮合时产生的合成激励力；

3. 建立了齿轮传动系统的三维模型，运用 Ansys、LMS Virtual.lab 仿真软件分析了齿轮箱体模态求解过程中的影响因素，提出模态求解过程中应考虑流固耦合的影响、装配体中螺栓连接可以采用刚性耦合的方法。分析了齿轮箱体的模态；

4. 利用 Ansys 软件的动力仿真功能及 LMS Virtual.Lab 软件的刚柔耦合计算功能，做了齿轮传动系统的动态响应分析，得到了齿轮传动系统的动态特性；

5. 对齿轮传动系统进行实验研究，测得了齿轮箱体表面点的振动加速度。实验结果与仿真计算结果对比分析，二者基本吻合，表明所建有限元模型是准确性的，使用有限元法分析齿轮箱体动态响应是可行的。

关键词：齿轮传动系统 有限元仿真 振动 响应

ABSTRACT

Gear transmission system is widely used as part of motion and load transform in many kinds of machines and equipments, and plays a very important role in the machine and equipment, whose ability has a significant effect on the whole system. Along with the raising of speed and power of the automobile, gear transmission is also developing toward high speed and heavy load. The demand level of vibration and noise becomes more and more strict while the environment protection concept of the people improves and the industry develops. Therefore it is instant to carry on the study on the dynamics of the gear transmission system.

In this thesis, a certain type of gearbox is chosen as analytical model, and the popular commercial software is used as the simulation tool. The gear interior excitation and the vibration response of the gear system are analyzed. For the purpose of predicting the vibration response of the gear transmission system with advanced modern design technology, it can help to design gear transmission system with low level vibration. Some progress and accomplishment have been made on the key issues such as the insights of gear interior excitation, calculation of the interior excitation, and vibration response under the interior excitation. The major works in this thesis are listed as follows:

1. The mechanism of vibration and noise in gear transmission system are analyzed. There are three interior excitations which affect the vibration response of the gear system: stiffness excitation, error excitation and meshing shock excitation.
2. Each interior excitation is obtained through stiffness equation, error equivalent method and meshing shock equation. And the whole force for the gear system is obtained.
3. 3-D model of the gear system including gears, shafts and gearbox is established. The effect factors encountered in the modal solution of the gearbox are analyzed through Ansys and Virtual Lab. The result denotes that the effect of

fluid-structure coupling must be considered during modal solving. And spider connector can be used to replace the bolt in assembly model. The modal of the gearbox is solved.

4. The dynamic response of the gear transmission system are calculated with the dynamic simulation function of Ansys and the rigid-flexible coupling function of LMS Virtual.Lab. The dynamic characters of the gear transmission system are obtained.

5. The experimental study on the system is performed. The vibration acceleration of the box is measured. The experimental results and the FEM analysis results are in good agreement, which suggests that the FEM model of the gear system is correct. It proves that it is feasible to predict the vibration of the gear transmission system with FEM.

Keywords: Gear Transmission System, Finite Element Method, Vibration, Response

目 录

第 1 章 绪 论	5
1.1 课题的研究意义	5
1.2 国内外研究概况	5
1.2.1 齿轮传动系统激励研究现状	6
1.2.2 齿轮啮合刚度研究概况	7
1.2.3 齿轮啮合冲击问题的研究现状	8
1.3 本文研究的主要内容	9
第 2 章 齿轮传动系统内部动态激励机理及仿真	10
2.1 引言	10
2.2 齿轮啮合内部动态激励产生机理	10
2.2.1 刚度激励	10
2.2.2 误差激励	12
2.2.3 啮合冲击激励	13
2.3 齿轮传动系统动力学方程	14
2.4 齿轮啮合动态激励的数值模拟	15
2.4.1 齿轮传动系统	15
2.4.2 齿轮传动系统刚度激励数值模拟	16
2.4.3 齿轮传动系统误差激励数值模拟	20
2.4.4 齿轮啮合冲击激励数值模拟	21
2.4.5 齿轮传动系统内部激励的合成	22
2.5 本章小结	23
第 3 章 齿轮箱体模态及影响因素分析	24
3.1 引言	24
3.2 模态分析理论	25
3.3 流体对机械结构模态的影响	27
3.3.1 流体对机械结构模态影响的仿真分析	27
3.3.2 流体对机械结构模态影响的实验研究	28
3.3.3 流体对机械结构模态影响的仿真与实验结果对比	30
3.3.4 润滑油对齿轮箱体模态的影响	34
3.4 仿真中连接关系对装配体模态的影响	36
3.4.1 箱体建模及各部件的模态分析	37
3.4.2 全耦合方式连接箱体模态分析	39
3.4.3 螺栓处刚性耦合连接箱体模态分析	40
3.4.4 子结构法箱体模态分析	41
3.5 齿轮箱体的模态仿真计算	43

3.6 本章小结	45
第 4 章 齿轮传动系统动态响应分析	46
4.1 引言	46
4.2 齿轮传动系统动态响应计算方法	46
4.2.1 纽马积分法	47
4.2.2 模态叠加法	48
4.3 齿轮传动系统 Ansys 动态响应计算	52
4.3.1 齿轮传动系统 Ansys 动态响应求解设置	52
4.3.2 齿轮传动系统 Ansys 动态响应分析结果	52
4.4 齿轮传动系统 LMS Virtual.lab 动态响应计算	56
4.4.1 LMS Virtual.lab 软件介绍	56
4.4.2 齿轮传动系统 LMS Virtual.lab 动态响应计算过程	56
4.5 本章小结	64
第 5 章 齿轮系统动态特性测试实验研究	65
5.1 引言	65
5.2 实验装置及测试系统的组成	65
5.2.1 实验装置的基本组成	65
5.2.2 测试系统的基本组成	66
5.2.3 齿轮箱测点布置	66
5.3 齿轮箱测试实验结果及分析	67
5.4 仿真与实验结果对比	72
5.5 本章小结	74
结 论	75
参考文献	77
攻读硕士学位期间发表的论文和取得的科研成果	81
致 谢	82

第 1 章 绪 论

1.1 课题的研究意义

齿轮传动系统是动力机械中比较常用的传动形式之一，广泛应用于机械、电子、纺织、冶金、采矿、汽车、航空、航天及船舶等领域。齿轮传动由于其具备恒定功率传动的特点，具有其它传动不可替代的优势，其高质量、高性能研究是我国能源、交通等领域的关键技术问题。随着科学技术的飞速发展，齿轮传动系统正朝着高速、重载、轻型、高精度和自动化方向发展，这就对其动态性能提出了越来越高的要求。我国齿轮行业近年来有很大发展，但与先进国家相比，劳动生产率还较低，自主开发能力较弱，产品动态性能比较差，其中最主要的原因是设计理论与设计方法落后，具体表现在：使用被动的的设计方法，不能在设计阶段进行产品质量通报；静态设计方法不能提供全工况高性能产品。因此，对齿轮传动系统采用主动设计、动态设计、综合设计、计算机辅助设计等新方法显得尤为必要。

齿轮传动系统包括由齿轮副、传动轴等组成的传动系统和由轴承、箱体等组成的结构系统，是一个复杂的弹性机械系统。齿轮啮合时轮齿的弹性变形、时变刚度、啮入啮出冲击、齿侧间隙、制造误差等都对轮齿静动力接触特性、系统动态性能、系统传动精度等有很大影响。齿轮传动系统同时承受由原动机和负载引入的外部激励和由时变啮合刚度、齿轮传动误差和啮合冲击引起的内部激励，其振动受轴、齿轮、轴承、箱体等多种振动因素的影响，具有高度的非线性特点及耦合效应。要综合考虑上述因素，用解析法难以全面描述其动力模型，其求解过程也极为繁杂，用试验方法可以测量系统的模态和响应，但难以直接测量齿轮接触区动态接触特性，也无法在设计阶段预估其动态特性并修改设计加以完善。因此结合计算机、动力学仿真分析及实验数据研究齿轮的啮合规律，来实现齿轮传动系统的动态响应分析以预估其动态特性并修改设计加以改善显得尤为重要。

1.2 国内外研究概况

齿轮系统动力学是研究齿轮系统在传递动力和运动过程中的动力学行

为的一门科学。齿轮系统的理论分析是从静力分析开始，逐步进入动力分析阶段的。其动力分析的方法最初是以冲击理论为基础，后来逐渐发展到以振动理论为基础。在分析系统方面，齿轮系统动力学经历了从仅由一对齿轮副或单轴的转子系统向同时包含齿轮、传动轴、轴承和箱体结构的复杂系统过渡的过程。利用整个系统作为分析对象，可以全面研究齿轮传动系统的动态特性。

1.2.1 齿轮传动系统激励研究现状

近 20 年来，国内外的学者对齿轮传动系统的振动作了广泛的研究，而齿轮啮合时动态激励的确定是分析齿轮传动系统振动响应的关键。重庆大学杨成云博士对此作了详细的总结^[1]：A.Kahraman^[2]等分析了直齿轮啮合中的间隙非线性动态特性及由传递误差引起的内部激励问题，比较了内部激励和外部激励的差别。Haruo Houjoh^[3]对弹性轴上斜齿轮的振动进行了分析，研究了齿轮啮合刚度的变化、啮合面阻尼及轴承阻尼对斜齿轮动态特性的影响。T Tsuta^[4]将齿轮激励力描述为齿轮啮合刚度和齿轮误差的乘积，给出了齿轮啮合冲击力的计算方法。魏任之^[5]等将齿轮传动装置分为箱体和弹性支承的非线性刚度等因素，建立了弯—扭—耦合振动轴系动力学模型，通过对轴系的动态特性分析得到支承处的动态支承力，以此作为轴系对箱体的动态激励，用有限元法分析箱体的动态响应。李润方^{[6][7]}等提出了刚度激励、误差激励和啮合冲击激励等内部动态激励的数值模拟方法，用有限元法和误差近似等效方法模拟了齿轮啮合时的激励，得出齿轮啮合时产生的激励力。王建军^[8]等围绕齿轮传动系统动态激励、模型类型、建模求解方法等基本问题，阐述齿轮系统动力学理论的基本结构体系，将齿轮系统的动态激励分为内部激励和外部激励，其中外部激励包括原动机的主动力矩和负载的阻力矩，内部激励包括刚度激励、误差激励和啮合冲击激励。L.Vedmar^[9]等根据齿轮啮合过程中轮齿和轴承的变形确定齿轮啮合刚度和接触方式，同时考虑摩擦力对齿轮接触的动态影响，提出了一种计算齿轮动力载荷的新方法。在考虑了齿轮的啮合刚度、啮合过程中的阻尼以及轴承的刚度条件下，计算出了不同工况下齿轮传动系统的动力载荷。2004 年，Yuan H.Guana^[10]等对齿轮传动系统的传递误差激励进行了模拟。

由于本文研究的齿轮传动系统以电动机为原动机且负载比较平稳,因此齿轮传动系统的外部激励可以不予考虑,重点研究由齿轮时变啮合刚度、齿轮传动误差和啮合冲击所引起的刚度激励、误差激励和啮合冲击激励的影响。其中误差激励是一种位移激励,一般可根据齿轮精度等级确定啮合传动误差,然后转化成简谐函数曲线。齿轮刚度激励是一种参数激励、冲击激励是一种载荷激励,通常采用解析公式或数值模拟方法获得。

1.2.2 齿轮啮合刚度研究概况

孟惠荣^[12]等根据摆线齿轮齿廓的特点,采用有限元法进行了三维接触问题分析。J.S.Chen^[12]等用解析法和有限元法分析了啮合轮齿的齿面变形及齿面载荷分布,并讨论了齿面变形对传动误差的影响。李剑锋^[13]等用有限元法计算了考虑多齿对啮合、刚度差异以及边界效应时斜齿圆柱齿轮轮齿瞬时啮合刚度曲线。张建云^[14]等基于 ISO 标准用抛物线拟合出轮齿啮合刚度,叠加求得直齿轮啮合刚度的数学表达式。武宝林、孟惠荣^[15]等综合考虑误差、啮合刚度等因素,建立了圆弧齿轮运动学方程,研究了圆弧齿轮的动态特性。常山^[16]等根据有限元柔度矩阵法,考虑齿轮基体影响计算了斜齿轮啮合过程中瞬时啮合刚度变化率与轴向重合度之间的关系。林腾蛟^[17]等基于齿轮啮合原理和接触问题有限元法,开发了啮合轮齿自动建模及接触有限元分析程序,计算了斜齿轮运转过程啮合刚度的变化曲线。孙智民、沈允文^[18]等用石川法计算了封闭行星齿轮传动系统受周期性变化的齿轮啮合刚度的激励。刘景军^[19]等改进了梅泽清彦斜齿轮振动模型,推导了斜齿轮啮合刚度的计算公式。唐进元^[20]等对变形和误差引起的线外啮合进行了研究与分析,提出了一种基于线外啮合的齿轮传动刚度计算方法。王三民、沈允文^[21]等对含间隙的时变啮合刚度的弧齿锥齿轮传动系统非线性振动特性进行了研究。

本文计算啮合刚度采用 Y.Cai 所提出的啮合轮齿的刚度曲线方程,此方程经过实验证明精确度比较高,是比较通用的啮合轮齿刚度计算方程,运用 Matlab 编程软件可以很方便的求出齿轮的啮合刚度。

1.2.3 齿轮啮合冲击问题的研究现状

对于齿轮啮合冲击问题的仿真计算,国内外学者已做了大量的研究工作。1990 年,姚文席^[22]等研究了渐开线直齿轮的啮合冲量,找出了齿轮的误差、变形及齿面载荷与啮合冲击的时间、冲击力以及啮合冲量之间的定量关系。1993 年,R.L. Taylor^[23]等应用 Hamilton 原理严格推导了冲击-动力接触问题的运动微分方程,提出用拉格朗日乘子法修正初始接触和初始分离时 Newmark 积分公式。1994 年,J. G. Malone^[24]等提出用并行的有限元接触算法来处理非线性瞬态问题,并分析了圆柱与板的冲击问题。1995 年,唐进元^[25]等对齿轮齿顶修形时啮合冲击速度进行了分析,对啮入和啮出两种情况给出了冲击速度的计算公式。并以啮合冲击最小为出发点,提出了修形齿轮的设计原则和计算公式。1997 年,李润方、陈兵奎^[26]等提出了二维冲击/动力接触问题有限元混合计算公式,给出了直接积分法求解动力接触问题时的修正公式,用数值方法研究了直齿轮传动中的啮合冲击过程。1999 年,重庆大学的林腾蛟^[27]推导了二维动力接触问题有限元混合公式,开发了一维冲击/动力接触有限元分析程序,对圆柱齿轮传动和准双曲面齿轮传动的初速冲击、突加载荷冲击以及啮入冲击载荷进行了数值仿真,并分析了齿侧间隙对轮齿冲击特性的影响。2001 年,邵忍平、沈允文^[28]等从齿轮啮合原理出发,分析了齿轮加工误差和弹性变形对齿轮啮合冲击的影响,得出了冲击速度和冲击作用时间的表达式,结合声学理论计算了齿轮啮合冲击时产生的噪声声压和声辐射功率等声学特性参数。2002 年,A.Bajer^[29]等基于动力接触/冲击问题有限元法,开发了二维并行有限元求解器,模拟了行星齿轮传动的冲击载荷和动态应力。2003 年,煤炭科学研究院的杨生华^[30]利用 Ansys 软件,采用子结构和子模型方法建立齿轮的 2D 有限元模型,分析了齿轮啮合时的接触应力、应变,并与赫兹公式计算结果相比较,结果表明接触单元法计算齿轮接触问题是可行的。2005 年,盛云^[31]等基于机械动力学理论和齿轮传动啮入冲击产生机理,建立了齿宽、传动比、受载变形等几何或物理量与啮入冲击速度、最大冲击力之间的定量关系式。2005 年,谢海东^[32]等采用三维接触有限元分析方法,借助 Nastran 非线性仿真功能,计算了斜齿轮的啮合冲击激励,分析了斜齿轮在啮合冲击

激励下的动力学特性。2006 年,柴群、万朝燕^[33]等运用 Ansys/Ls-dyna 软件对蜗轮蜗杆进行动力学接触仿真分析,计算蜗轮副在啮合过程中齿面接触应力、应变的变化情况及接触过程中压力的分布情况。

1.3 本文研究的主要内容

本文基于齿轮啮合时内部激励的机理,运用有限元法,刚柔耦合分析法以及齿轮传动系统振动测试法,在齿轮啮合力、啮合刚度、齿轮传动系统模态及动态响应等方面做了分析和研究。本文工作主要包括以下内容:

1. 研究了齿轮传动系统产生振动及噪声的内部机理。齿轮传动系统产生振动和噪声内部的原因有刚度激励、误差激励及啮合冲击激励。
2. 运用成熟的理论解析公式,计算出了啮合齿轮的各种内部激励力,得到了各种内部激励力的曲线;根据齿轮系统动力学方程得到内部激励力合成公式,在此基础上求得了总的内部激励力及合成曲线。
3. 运用建模工具建立了齿轮传动系统的三维模型,在不影响有限元分析结果准确性的情况下对系统进行了合理的简化。
4. 运用 Ansys、LMS Virtual.lab 有限元分析软件,分析了箱体模态求解过程中几个影响因素,提出螺栓连接处在仿真计算时可以采用刚性耦合结点的方式;箱体中含有大量润滑油时,润滑油对箱体动态特性的流固耦合效应影响不可忽略;箱体结构复杂时动态特性求解可采用子结构法等方法。
5. 使用 Ansys 软件的瞬态响应计算功能,计算了齿轮传动系统在内部啮合力作用下的箱体响应,同时运用 LMS Virtual.lab 软件的刚柔耦合功能先在全部刚体情况下求出啮合力,再把齿轮箱体柔性化求得箱体的振动响应。
6. 对齿轮传动系统的振动进行了实验研究,测得箱体表面的振动数据。实验结果与仿真结果作对比,结果表明仿真结果与实验测得的数据比较吻合,说明仿真分析的正确性。

第2章 齿轮传动系统内部动态激励机理及仿真

2.1 引言

进行系统动力学分析，首先要确定整个系统的激励，这也是正确计算系统振动和噪声的关键问题之一。齿轮传动系统作为一种弹性的机械系统，在动态激励下必然产生动态响应，因此研究齿轮啮合过程中动态激励的基本原理，确定动态激励的类型和性质，是研究齿轮系统振动和噪声的首要问题。

齿轮传动系统的激励分为内部激励和外部激励两类。内部激励是齿轮传动与一般机械的不同之处，它是由同时啮合齿对数的变化、轮齿的受载变形、轮齿误差等引起的啮合过程中的轮齿动态啮合力引起的，因而即使没有外部激励，齿轮系统也会受这种内部的动态激励而产生振动和噪声。外部激励是指除齿轮啮合时产生的内部激励外，齿轮系统的其它因素对齿轮啮合和齿轮系统产生的动态激励。如齿轮旋转质量不平衡、几何偏心、原动机和负载的转速与扭矩波动、以及系统中有关零部件的激励特性，如滚动轴承的时变刚度、离合器的非线性等。在这些诸多因素中质量不平衡产生的惯性力和离心力将引起齿轮系统的转子耦合型问题，它是一种动力耦合型问题。齿轮传动系统的内部激励包括时变刚度、误差激励和啮合冲击激励三种形式。在齿轮系统动力学中，往往将时变刚度归为参数激励，误差激励作为位移型激励，而啮入啮出激励为一种周期性的载荷激励^[1]。

通常情况下，齿轮系统加工和装配精度较高时，齿轮内部激励是齿轮系统动态激励主要部分，而忽略外部激励的影响。本文针对这种情况仅研究齿轮啮合时的内部动态激励，即刚度激励、误差激励和啮合冲击激励。

2.2 齿轮啮合内部动态激励产生机理^[8]

2.2.1 刚度激励

一般来说，齿轮轮齿啮合的重合度大多不是整数，这将导致啮合过程中同时参与啮合的轮齿对数随时间作周期变化。此外轮齿在从齿根到齿顶啮合的过程中，弹性变形也不相同。这些因素引起了齿轮啮合综合刚度的

变化，刚度激励就是指齿轮啮合过程中啮合综合刚度的时变性引起的动态激励。

如图 2.1，以渐开线直齿轮为例，假设齿轮的重合度 $\varepsilon = 1 \sim 2$ ，传递的转矩不变。这样，在齿轮啮合过程中，有时一对轮齿啮合，有时两对轮齿啮合。在单齿啮合区 B-C 中，齿轮的啮合综合刚度较小，啮合弹性变形较大；在双齿啮合区 A-B 和 C-D 中，此时是两对轮齿承受载荷，齿轮的啮合综合刚度较大，啮合弹性变形较小。所以在齿轮副的连续运转过程中，随着单齿对啮合和双齿对啮合的交替进行，轮齿弹性变形是周期性变化的。此外，在啮合开始时（A 点），主动轮齿在齿根处啮合，弹性变形较小；被动轮齿在齿顶处啮合，弹性变形较大。而在啮合终止时（D 点），情况正好相反。

另一方面，在啮合过程中，由于单、双齿啮合的交替进行，会使原来由两对轮齿承担的载荷，突然由一对轮齿承担，或原来由一对轮齿承担的载荷，突然由两对轮齿承担，从而使作用在轮齿上的载荷发生突变，如图所示，在单齿区 F-G 段，载荷较大，而在双齿区 E-F 段和 G-H 段，则载荷较小。这样由于载荷的突变也同时对齿轮系统产生了动态激励，导致了齿轮的振动和噪声。

对于斜齿轮传动，由于啮合线是“点—线—点”的变化过程，啮合过程的轮齿交替不是突变的，但啮合过程中轮齿的综合啮合刚度及轮齿载荷也是周期性变化的，同样会引起啮合过程的动态刚度激励。

总之，齿轮轮齿综合刚度和轮齿载荷周期性的变化，引起了齿轮传动系统的动态激励。刚度激励反映在系统的分析模型中则是弹性力的时变系数，即刚度激励在性质上是一种参数激励。

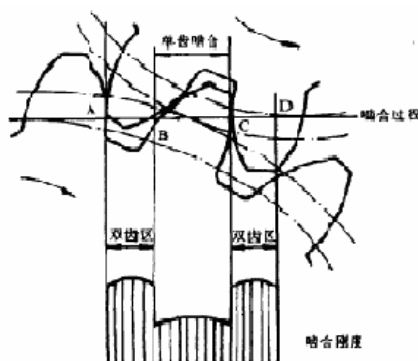


图 2.1 齿轮啮合刚度变化

2.2.2 误差激励

轮齿啮合误差是由齿轮加工误差和安装误差引起的，这些误差使齿轮啮合齿廓偏离理论的理想啮合位置，从而破坏了渐开线齿轮的正确啮合方式，使齿轮瞬时传动比发生变化，造成齿与齿之间碰撞和冲击，产生了齿轮啮合的误差激励。通常，在影响齿轮振动和噪声的各种因素中，齿距误差和齿形误差的影响最大。在某种程度上，齿轮的其它误差对齿轮振动和噪声的影响，都会以一定的形式反映在齿距误差和齿形误差对齿轮振动和噪声的影响上。所以在齿轮振动和噪声的研究中，研究齿轮的误差激励时，往往将齿轮的误差分解为齿距误差和齿形误差两种形式。以影响齿轮振动和噪声很大的齿形误差为例来分析误差激励的机理。

齿形误差是指在轮齿的工作部分内，包容实际齿形的两条最近的设计齿形间的法向距离。如图 2.2 所示，设 A 齿为主动轮具有理想渐开线齿形的轮齿，而 A' 齿为从动轮的实际齿形。根据渐开线齿轮啮合原理，主动轮齿 A 与从动轮齿 A' 本来应该在 a 点正确啮合，由于齿形误差，A 齿并不沿 A' 齿的理想齿形连续地啮合，而是在啮合线外的 a' 点接触，使得瞬时传动比突然发生变化，破坏了传动的平稳性，产生较大的冲击，从而产生振动噪声。

误差激励的等效动力学模型如图 2.3 所示，由于误差的时变性，这种激励形式成了啮合过程中的一种位移激励。这也是误差激励和啮合冲击激励的区别所在。

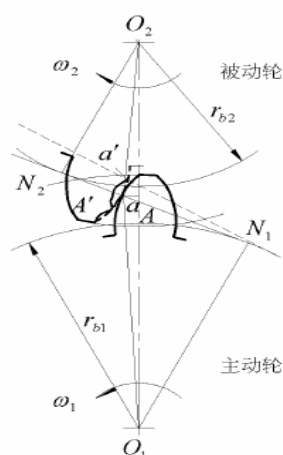


图 2.2 误差激励产生振动噪声的机理

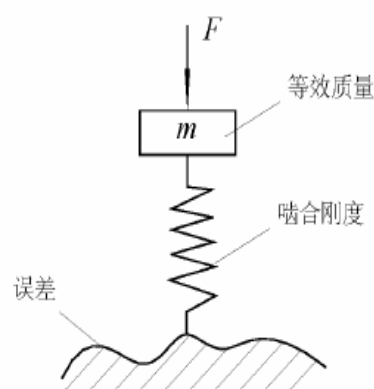


图 2.3 误差激励的等效

2.2.3 啮合冲击激励

在齿轮啮合过程中，由于齿轮的误差和受载弹性变形，当前一对轮齿在进入啮合时，其啮入点偏离啮合线上的理论啮入点，引起了啮入冲击；而在一对轮齿完成啮合过程退出啮合时，也会产生啮出冲击。这两种冲击激励统称为啮合冲击激励。它与误差激励的区别在于，啮合冲击是一种载荷激励，而误差激励是一种位移激励。

齿轮的误差和受载弹性变形，可归结为“啮合合成基节误差”。根据渐开线齿轮正确啮合条件，主、从动轮的基节必须相等，以保证齿与齿之间能够依次平稳正确啮合，互不干涉。如图 2.4 所示，齿轮啮合时，主、从动轮基节的变化有两种情形： $P_{b1} > P_{b2}$ 和 $P_{b1} < P_{b2}$ （ P_{b1} 、 P_{b2} 为主从动轮基节）。

若 $P_{b1} > P_{b2}$ ，前一对轮齿会延迟脱离啮合，并在后一对轮齿间发生啮入冲击。如图 2-4 a 所示，当主动轮轮齿 A 与从动轮轮齿 A' 在 K_1 点处结束啮合即将脱离时，第二对轮齿的 B 齿未能与 B' 齿在 K_3 点进入啮合，这时轮齿 A 的齿顶不能按时退出啮合，继续维持在从动轮齿 A' 的齿面上运动，以刮行的方式带动从动轮旋转，这时实际传动比会大于理论传动比，从动轮逐渐减速，直至后一对轮齿 B，B' 追上进入啮合，从动轮突然加快，恢复原来转速。

若 $P_{b1} < P_{b2}$ ，则从动轮轮齿的齿顶会提前进入啮合，发生啮合冲击。如图 2.4 b 所示，当主动轮轮齿 A 与从动轮轮齿 A' 在 K_1 点处尚在啮合时，第二对轮齿的主动轮齿 B 的齿腹已在啮合线外的 K_3 点与主动轮齿顶发生顶刃刮行的超前啮合，这时实际传动比会小于理论传动比，使从动轮突然加速旋转，直至啮合点移至理论啮合线上转入正常啮合。

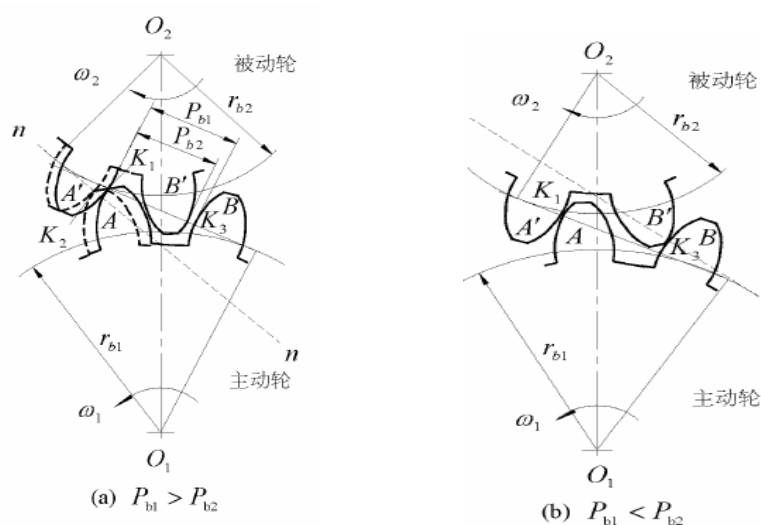


图 2.4 齿轮啮合冲击激励

这两种冲击都使啮合线发生偏移，从动轮转速发生变化，使齿轮啮合发生了较强烈的冲击，产生振动和噪声。

啮出冲击的情况与啮入冲击类似。一般说来，上述两种冲击中，啮入冲击对齿轮啮合过程影响较大。

2.3 齿轮传动系统动力学方程

把齿轮传动系统简化为如图 2.5 所示的振动系统^[1]，则齿轮系统非线性动力学方程为：

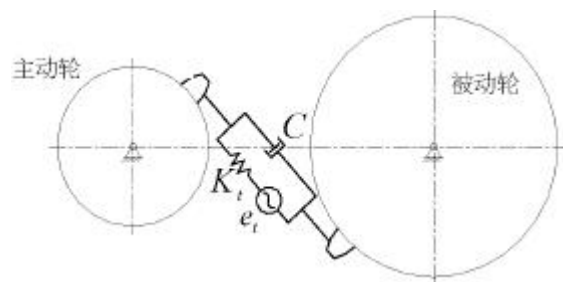


图 2.5 齿轮传动系统简化模型

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + K(t)[x + x_s + e(t)] = P_s$$

式中： M ——系统质量矩阵

C ——系统阻尼矩阵

$K(t)$ ——系统刚度矩阵[其中包括齿轮传动系统（轴齿轮）的刚度及

结构系统的刚度和结合部刚度，也包括齿轮啮合综合刚度，这一部分是时变的]

x_s ——静态相对位移向量；

x ——动态位移向量；

e ——齿轮综合误差；

P_s ——静态载荷。

上式可以改写为：

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + [\bar{K} - \Delta K(t)][x + x_s + e(t)] = P_s \quad (2-1)$$

而

$$[\bar{K} - \Delta K(t)] \cdot x_s = P_s \quad (2-2)$$

则可得到：

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + \bar{K}x = \Delta K(t)e(t) + S(t) \quad (2-3)$$

$$S(t) = \Delta K(t)x + \bar{K}e(t) \quad (2-4)$$

式中： ΔK ——齿轮啮合综合刚度中的变刚度部分；

S ——啮合冲击激励力，既和齿轮误差有关，又和时变刚度有关。

式(2-3)、(2-4)为线性微分方程，其右端项包括两部分，第一部分是 $\Delta K(t)e(t)$ ，包括了刚度激励和误差激励，第二部分 $S(t)$ 代表了啮合冲击激励。

另外，当齿轮出现内凹等误差时，啮合齿轮发生分离现象，此时由刚度激励和误差激励引起的激励力 $\Delta k \cdot e(t)$ 必为零，只剩下啮合冲击激励力，故有：

$$F(t) = \begin{cases} \Delta k \cdot e(t) + S(t) & e(t) \geq 0 \text{时} \\ S(t) & e(t) \leq 0 \text{时} \end{cases} \quad (2-5)$$

2.4 齿轮啮合动态激励的数值模拟

2.4.1 齿轮箱系统

本文的研究对象采用 Spectra Quest 公司生产的齿轮箱动力学仿真器。齿轮箱动力学仿真器是 Spectra Quest 公司以实验和教育为目的而专门设计的齿轮箱仿真器，用来模拟实际的工业齿轮箱。该产品非常可靠，它提供了

足够的刚度和充足的空间以方便更换齿轮和安装监测设备。单级或双级减速、平行轴增速或减速器。

该设备可以安装不同的齿轮种类，如直齿轮，斜齿轮等。可以通过安装有意损坏或磨损的齿轮研究它们对振动特性的影响。该套设备总体如图 2.6 所示：

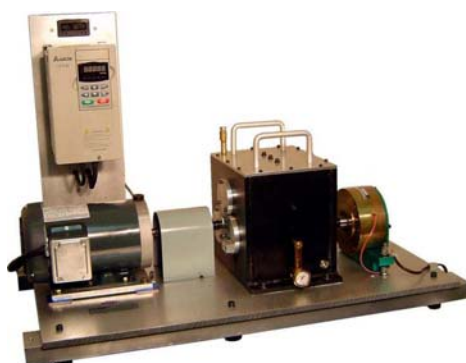


图 2.6 齿轮箱设备

本文采用单级直齿轮传动，主动轮齿轮为 24 齿，被动轮为 60 齿，由于齿轮箱为美国公司生产，所以其参数均为美制标准。具体齿轮参数如表 2.1 所示：

表 2.1 本文所研究齿轮美制参数

	径节 (DP)	齿数	压力角 (度)	齿顶高 系数	径隙系 数	轴径 (inch)	齿厚 (inch)
主动轮	12	24	14.5	1	0.188	1	0.75
被动轮	12	60	14.5	1	0.188	1	0.75

为了计算方便，首先把美制标准对应转换为公制标准。其中 $DP \cdot m = 25.4$ ， m 为模数， $1\text{inch} = 25.4\text{mm}$ 。转换后齿轮参数如表 2.2 所示：

表 2.2 本文所研究齿轮公制参数

	模数	齿数	压力角 (度)	齿顶高 系数	径隙系 数	轴径 (mm)	齿厚 (mm)
主动轮	2.117	24	14.5	1	0.188	25.4	19.05
被动轮	2.117	60	14.5	1	0.188	25.4	19.05

2.4.2 齿轮传动系统刚度激励数值模拟

由于齿轮啮合过程中同时参与啮合的齿对数随时间作周期变化，以及

轮齿在从齿根到齿顶啮合过程中弹性变化的变化，所以齿轮啮合刚度是时间的函数。刚度激励是指齿轮啮合过程中啮合综合刚度的时变性引起的动态激励。

齿轮轮齿的啮合刚度定义为：使一对或几对同时啮合的轮齿在 1 mm 齿宽上产生 1 μ m 挠度所需的载荷。影响轮齿啮合刚度的主要因素有：齿形参数（齿厚、齿高、齿形及其曲率半径），设计参数（螺旋角、重合度、齿圈截面），齿轮制造误差及其齿向啮合误差，齿轮材料的弹性模量等。本文采用 Y. Cai 的斜齿轮刚度计算经验公式^{[34][35]}，他在梅泽清彦等人基于理论和试验的经验公式的基础上做了修正。可方便地获得任意啮合位置上较精确的啮合刚度值，在齿轮系统振动数值模拟研究过程中是个很有价值的突破。公式计算出的是单齿副刚度，单齿副刚度是指一对齿副啮合时的刚度，是整个齿宽上的刚度。直齿轮的可以看作是斜齿轮的特殊情况（ $\beta_0 = 0$ ）。啮合齿轮刚度计算公式如下：

$$k(X) = k_p \exp(C_a |X|^3) \quad (2-6)$$

X ——啮合点在啮合线上的位置，被法向模数与齿宽和齿高的比值单位化。

$$X = \frac{t - (\varepsilon t_z)/2}{(\varepsilon_\alpha t_z / 2m_n) \times H} = \frac{t - (\varepsilon t_z)/2}{1.125 \times \varepsilon_\alpha t_z} \quad (2-7)$$

m_n ——法向模数；

ε ——总重合度；

ε_α ——端面重合度；

t_z ——啮合周期。

$$C_a = 0.322 \times (\beta_0 - 5) + [0.23 \times (b/H) - 23.26] \quad (2-8)$$

b ——有效齿宽， $b = (b_1 + b_2)/2$ ；

H ——全齿高， $H = 2.25m_n$ 。

b_1 、 b_2 ——主被动齿轮的齿宽；

β_0 ——斜齿轮的螺旋角。

k_p 为节点处的刚度，可以由如下的公式表示：

$$k_p = \frac{b}{c_0 + c_1\left(\frac{1}{z_{v1}} + \frac{1}{z_{v2}}\right) + c_2\left(\frac{y_1}{z_{v1}} + \frac{y_2}{z_{v2}}\right) + c_3\left(\frac{1}{z_{v1}^2} + \frac{1}{z_{v2}^2}\right) + c_4(y_1 + y_2) + c_5(y_1^2 + y_2^2)} \quad (2-9)$$

z_{v1} 、 z_{v2} ——当量齿数；

y_1 、 y_2 ——齿顶修形系数，

$c_1 \sim c_5$ 为系数，其中 $c_1 = -0.00854$ ， $c_2 = -0.11654$ ， $c_3 = 2.9784$ ， $c_4 = -0.00635$ ， $c_5 = 0.00529$ 。

c_0 为齿副的变形，可从如下的方程中求出：

$$c_0 = \frac{2.25}{[-0.166 \times (b/H) + 0.08](\beta_0 - 5) + 44.5} \quad (2-10)$$

因此，包含齿数及齿顶修形系数影响的渐开线斜齿轮齿轮副的刚度就可表示为：

$$k(t) = k_p \exp\left(C_a \left| \frac{t - (\varepsilon t_z)/2}{1.125 \times \varepsilon_a t_z} \right|^3\right) \quad (2-11)$$

通过 Matlab 软件编制计算程序，把本文前节所使用的齿轮参数输入，可得到一对齿轮副啮合时的刚度变化曲线，时间轴为主动轴转速为 1000 rpm 时的一个啮合周期。如图 2.7 所示：

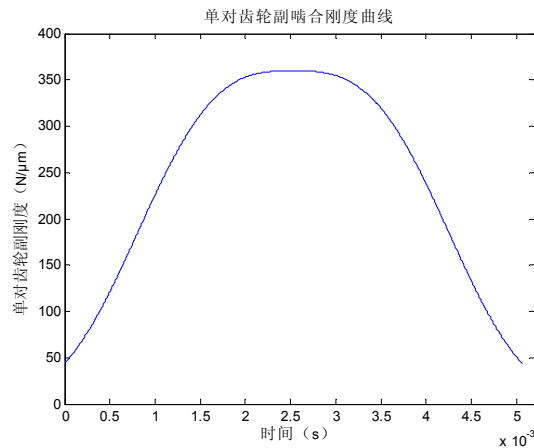


图 2.7 一对轮齿啮合时的刚度变化

得到的刚度值为在总齿宽上产生每 μm 位移所需加的力，为了验证其是否合理，现将其转变为国际标准定义的刚度，转换后的曲线如图 2.8 所示：

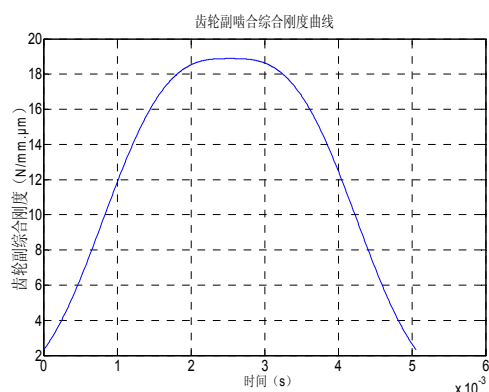


图 2.8 一对轮齿啮合时标准刚度

其积分平均刚度 $\bar{k} = \frac{1}{t_z} \int_0^{t_z} \sum_{i=1}^I k_i(t) dt = 12.8697$ 。这与 ISO 规定的齿轮副

刚度计算粗略估算值 $14 \text{ N/mm} \cdot \mu\text{m}$ 相差不大，因此采用 Y.Cai 的计算方法是可信的。

由于齿轮的重合度为 2.03，因此齿轮的最大啮合齿数为 3，最小啮合齿数为 2，啮合齿数的交替变化也会引起综合刚度的变化，多对齿的同时啮合

的刚度为综合啮合刚，按此定义综合啮合刚度可以表示为 $\sum_{i=1}^I k_i(t)$ 。编程序

序计算得到的齿轮综合刚度如图 2.9 所示：

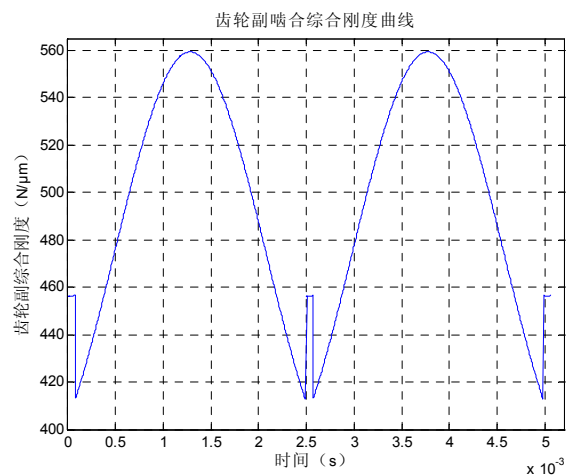


图 2.9 齿轮啮合综合刚度

2.4.3 齿轮传动系统误差激励数值模拟

轮齿的误差用实测的误差数值或误差曲线函数表示最能反映实际情况，但由于测试条件限制，一般的仿真计算都使用简谐函数进行模拟^[36]。影响齿轮振动的主要误差是齿形误差（ Δf_f ）和基节误差（ Δf_{pb} ），故计算误差曲线时仅考虑这两种误差形式。啮合传动误差的影响综合反映在啮合线方向，可表示为：

$$e(t) = e_0 + e_r \sin(\pi / T_z + \varphi) \quad (2-12)$$

$e(t)$ ——轮齿的齿形误差和基节误差；

e_0 、 e_r ——轮齿误差的幅值，取 $e_0 = 0$ ；

t ——时间；

T_z ——齿轮的啮合周期， $T_z = \varepsilon_r \times 60 / n_z$ ；

φ ——相位角，取 $\varphi = 0$ 。

基节误差和齿形误差都是随机变量，服从正态分布，它们很少有同时达到极限偏差的情况，于是根据概率统计分析，在此不妨给出考虑上述两种误差的齿轮有效误差 Δf_{Σ} 为：

$$\Delta f_{\Sigma} = (2f_{pb} + f_f) / \sqrt{2} \quad (2-13)$$

本文取 6 级精度，重点考察公差组 II，按 6 级精度查阅文献， $\Delta f_{\Sigma} = 44\mu\text{m}$ 。假设齿轮从主动轮齿根到齿顶的误差为半正弦分布，则齿轮传动的模拟误差曲线如图 2.10 所示

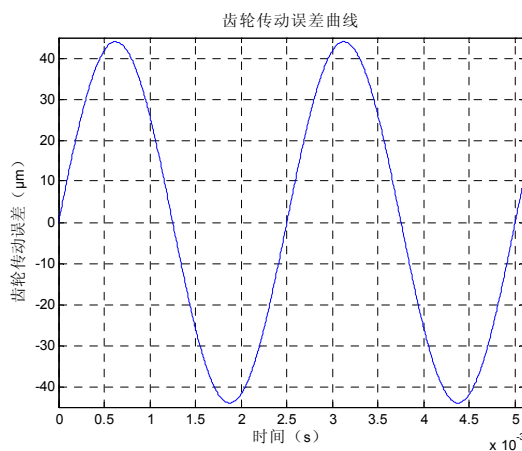


图 2.10 齿轮传动模拟误差曲线

2.4.4 齿轮啮合冲击激励数值模拟

由于轮齿误差和轮齿变形,使齿轮产生“基节误差”,轮齿在啮入和啮出时的啮入点和啮出点偏离理论啮合线,从而使从动轮转动速度产生偏差和突变,引起啮入和啮出的冲击力。在齿轮动力学中,这种因基节误差引起的冲击称为啮合过程中的啮合冲击,是齿轮啮合过程的动态激励之一。当主动轮的基节小于从动轮的基节时,则在轮齿进入啮合时,主动轮齿腹撞击从动轮齿顶,即产生所谓的“硬冲击”,称为啮入冲击;当主动轮基节大于从动轮基节时,则啮合完成时,产生主动轮齿顶与从动轮齿根的“刮行”,使从动轮速度减慢,第二对轮齿进入啮合时,从动轮速度加快,即产生所谓的“软冲击”,称为啮出冲击。在齿轮啮合过程中由于轮齿的受载,会使主动轮的基节减小,被动轮的基节增大,容易形成啮入冲击,因此啮入冲击的作用是主要的,本文也主要考虑啮入冲击的影响。

根据文献[37][38],两齿轮初速冲击时,冲击接触时间与初速的大小无关,而总冲击接触力与速度大小成正比。并且得出啮合冲击时间一般为啮合周期的5%~10%。可取冲击时间为70μs。冲击曲线采用半周期的正弦函数表示,即

$$F = F_s \sin(\omega t) \quad n \frac{2\pi}{\omega} < t < n \frac{2\pi}{\omega} + \frac{\pi}{\omega} \quad (2-14)$$

因此只需求得冲击力的最大值 F_s 即可,齿轮啮合冲击力的计算采用文献[38]中的计算公式:

$$F_s = \omega_1 r_{b1} \left(1 + \frac{1}{i} \right) \left[1 - \frac{\cos(\alpha'_{E1} + \gamma'_1)}{\cos(\alpha)} \right] \times \sqrt{\frac{b J_1 J_2}{(J_1 r_{b2}^2 + J_2 r_{b1}^2) q_s}} \quad (2-15)$$

ω_1 ——小齿轮的角速度;

i ——理论传动比;

r_{b1} 、 r_{b2} ——主被动轮的基圆半径;

J_1 、 J_2 ——主被动轮的转动惯量;

根据文献[40]的计算方法采用 Matlab 软件编制程序,计算后可得到在转速为 1000rpm,扭矩为 4Nm 时,冲击曲线如图 2.11,图 2.12 所示:

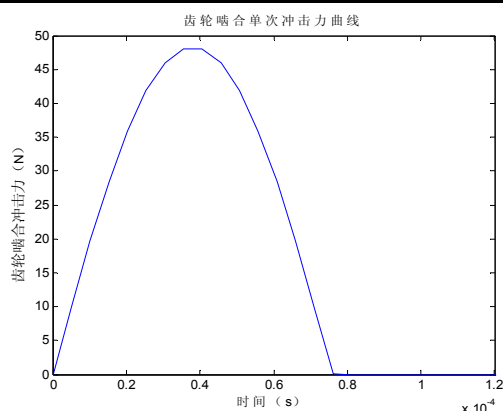


图 2.11 齿轮啮合一个周期内的冲击力变化

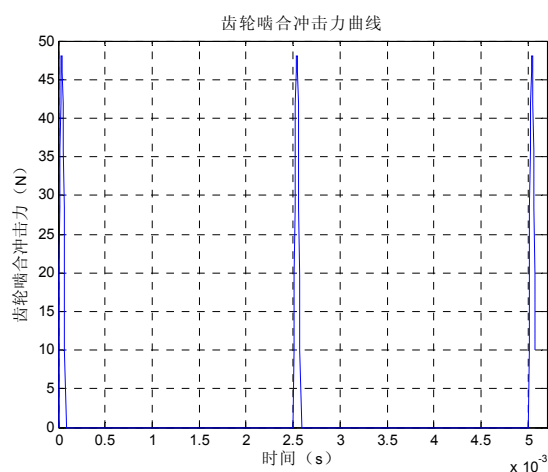


图 2.12 齿轮啮合冲击力变化曲线

由计算结果可以看出，在此种工况下齿轮啮合冲击力最大值为 48.3N，主要是因为整个系统负载很小，引起的轮齿变形也较小，故啮合冲击力不大。如果在保持其它条件不变的情况下，把系统的负载改为 1000Nm，则由以上编制的程序再次计算可以看到最大冲击力为 2090.8N。故在 4Nm 的负载下引起齿轮系统的啮合冲击力是很小的。

2.4.5 齿轮系统内部激励的合成

以上分别对齿轮的刚度激励，误差激励，冲击激励分别进行了分析和计算，而最终需要对其进行合成以生成整个内部动态激励的合成曲线。

由 2.3 小节中的分析可知将齿轮的刚度曲线和误差曲线在对应点处进行相乘，减除其中不变化的那部分激励力，再和冲击力对应点进行相加即

可得到齿轮啮合的内部动态激励。由 2.4.4 小节的分析可知冲击力的幅值相对于刚度激励和误差激励的合成来说是非常小的，可以忽略不计。因此，可得到内部激励力的合成曲线如图 2.13 所示：

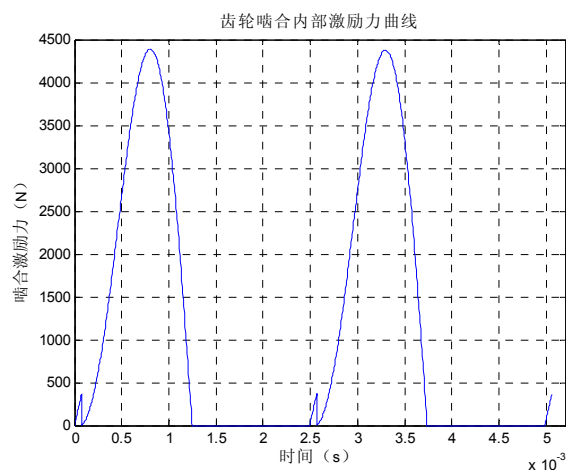


图 2.13 齿轮啮合内部激励力合成曲线

2.5 本章小结

本章深入分析了齿轮系统内部激励的机理，把齿轮系统的内部激励分为刚度激励、误差激励、啮合冲击激励。在理论分析的基础上采用成熟的经验公式来计算齿轮啮合时的内部各种激励力，运用 Matlab 软件编制了齿轮传动内部各种激励力的程序，最后根据齿轮传动系统动力学方程得到总的啮合激励力的变化曲线。由计算结果可知，由于整个齿轮传动系统负载仅为 4Nm，属于轻载，啮合冲击力最大仅为 48.3N，这和刚度激励与误差激励的乘积相比甚小，因此计算中可以忽略冲击激励力的影响。

第 3 章 齿轮箱体模态及影响因素分析

3.1 引言

模态分析的理论基础是在机械阻抗与导纳的概念上发展起来的。机械阻抗的概念早在 20 世纪 30 年代就已经形成，但发展成为今天这样较为完整的理论及方法，却经历了较长的岁月。近十余年来，模态分析理论吸取了振动理论、信号分析、数据处理、数理统计及自动控制理论中的有关“营养”，结合自身内容的发展，形成了一套独特的理论，为模态分析及参数辨识技术的发展奠定了理论基础。

对物体进行模态分析可以简单的理解为，求其各阶振型及对应的固有频率。模态是机械结构的固有振动特性，每一个模态具有特定的固有频率，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，这样一个计算或实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。模态是弹性结构的固有的，整体的特性。如果通过模态分析方法搞清楚了结构物在某一易受影响的频率范围内各阶主要模态的特性，就可以预言结构在此频段内，在外部或内部各种振源作用下实际响应。因此，模态分析是结构动态设计及设备的故障诊断的重要方法。

模态分析技术发展至今已趋成熟，模态分析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问题。模态分析的经典定义：将线性定常系统微分方程组中的物理坐标变换为模态坐标，使方程组解耦，成为一组以模态坐标及模态参数描述的独立方程，以便求出系统的模态参数。坐标变换的变换矩阵为模态矩阵，其每一列为模态振型。模态分析的最终目标是在识别出系统的模态参数，为结构系统的特性分析、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. 评价现在结构系统的动态特性；
2. 在新产品设计中进行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。

3.2 模态分析理论

模态分析用于计算结构的固有频率和固有振型，其目的是为了系统在工作时发生共振，同时它还是其它更详细的动力学分析的基础，如瞬态动力学分析、谐响应分析、谱分析等。

有限元法的基本思想是将弹性体离散为有限多个单元，而后根据各单元节点的位移协调条件和平衡条件建立整体刚度方程：

$$[K]\{U\} = \{R\} \quad (3-1)$$

式中， $[K]$ 为结构总刚度矩阵； $\{U\}$ 为节点位移； $\{R\}$ 为节点载荷。

上述方程同样适用于弹性体承受动载荷的有限元分析，因为动载荷随时间 t 变化，是时间 t 的函数，记其为 $\{R(t)\}$ ，因此整体刚度方程式可改写为：

$$[K]\{U(t)\} = \{R(t)\} \quad (3-2)$$

动载荷 $\{R(t)\}$ 可以是作用在弹性体上的动载荷 $\{P(t)\}$ ，或是惯性力 $\{P_r(t)\}$ ，或是阻尼力 $\{P_c(t)\}$ ，即：

$$\{R(t)\} = \{P(t)\} + \{P_r(t)\} + \{P_c(t)\} \quad (3-3)$$

根据惯性力的定义，惯性力可表示为：

$$P_r(t) = -M\{\ddot{U}(t)\} \quad (3-4)$$

式(3-4)中， $[M]$ 为质量矩阵； $\{\ddot{U}(t)\}$ 为加速度列阵。

如果阻尼力正比于速度，则阻尼力可表示为：

$$P_c(t) = -[C]\{\dot{U}(t)\} \quad (3-5)$$

式(3-5)中 $[C]$ 为阻尼矩阵； $\{\dot{U}(t)\}$ 为速度列阵。

对于具有 n 个自由度的结构部件，将式(3-3)、(3-4)、(3-5)带入式(3-2)可得弹性体的振动基本方程为：

$$[M]\{\ddot{U}(t)\} + [C]\{\dot{U}(t)\} + [K]\{U(t)\} = \{P(t)\} \quad (3-6)$$

由式 (3-6) 可以得到结构无阻尼自由振动的运动方程为：

$$[M]\{\ddot{U}(t)\} + [K]\{U(t)\} = \{0\} \quad (3-7)$$

结构的自由振动可视为一系列简谐振动的迭加，因而可假设式 (3-7) 的解的形式为：

$$\{U(t)\} = \{\Phi\} e^{j\omega t} \quad (3-8)$$

式 (3-8) 中， $\{\Phi\}$ 为振幅列阵； ω 为简谐振动频度； t 为时间变量。

将式 (3-8) 带入式 (3-7) 并消除因子 $e^{j\omega t}$ 得：

$$([K] - \omega^2 [M])\{\Phi\} = 0 \quad (3-9)$$

或写成：

$$[K]\{\Phi\} = \omega^2 [M]\{\Phi\} \quad (3-10)$$

式 (3-10) 有解的条件为：

$$\det([K] - \omega^2 [M]) = 0 \quad (3-11)$$

式 (3-11) 称为结构的特征方程，求解该特征方程可求得 n 个特征值 ω_1^2 , ω_2^2 , ..., ω_n^2 ，以及对应每个特征值的 n 个线性无关的 n 维特征列向量 $\{\Phi_1\}$, $\{\Phi_2\}$, ..., $\{\Phi_n\}$ 。在模态分析中，称特征值的平方根 ω_i ($i=1,2,3,\dots, n$) 为结构的 i 阶固有频率（或模态频率），特征向量 $\{\Phi_i\}$ ($i=1,2,3,\dots, n$) 为 i 阶模态振型（或 i 阶模态，主模态），由各阶模态振型组成的 $n \times n$ 阶方阵 $[\Phi]_{n \times n} = [\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_n]$ 为模态矩阵。

求解模型的固有频率和振型有三种方法，即：Lanczos 法，Guyan Reduction 法和同步向量迭代法 (Simultaneous Vector Iteration, SVI)。Lanczos 法是一种较新的方法，它比 Guyan 法和 SVI 法优点要多一些，对用户的输入要求比较少，通常比 SVI 法要快，特别是对于大型结构问题，该法为首选。Lanczos 法是近年新兴起的一种模态求解方法，由于具有更高的计算效率，引起了有限元工作者的兴趣。特点是直接生成 Lanczos 向量，对运动方程进行减缩，然后通过求解减缩了的运动方程的特征值问题，进而就可得

到原系统方程的特征解，从而避免了许多迭代步骤。它在各种算法的基础上，博采众长，避免了各种算法的缺陷，其特征值、特征向量求解精度高。由于使用了 Sturm 序列检查，在用户感兴趣的频率范围内，在每个漂移点处如果不能找到所有的特征根，Lanczos 法会给出提示信息，避免丢根现象。所以在计算时没有特殊要求的话一般采用 Lanczos 法求解系统的固有特性。

3.3 流体对机械结构模态的影响

现代工业与科学技术的蓬勃发展，使得工程结构趋向大型化、复杂化、功能化。许多工程系统中除了机械结构外还包含有流体等多种介质。在航天，航空，航海，石油等很多工程中都存在大量液体与机械结构相互耦合的情况，液体与机械结构之间相互耦合作用对机械结构的安全可靠性产生了很重要的影响。本文所使用的齿轮箱在运行时也存在大量的润滑油来保证整个系统的润滑和散热，因此考虑流固耦合效应对箱体的影响对深入分析齿轮箱体的动态响应也具有很重要的意义。

3.3.1 流体对机械结构模态影响的仿真分析

由于本文所用齿轮箱与电机、负载安装比较紧凑，且齿轮箱的对中性要求比较严格，因此齿轮箱不宜有较大的拆卸，因而本节的仿真计算对象采用壁厚 5mm，底厚 7mm，高 500mm 的桶形结构，采用 Ansys 软件的多物理场耦合功能。网格划分采用 Hyper mesh 软件来划分，对圆柱壳提取中面，采用 2D 单元划分。内部承载的水采用 3D 单元划分，2D 单元使用四边形网格划分，3D 单元使用六面体网格划分，2D 单元和 3D 单元交界处要保证网格的节点对应。在导出到 Ansys 时，2D 单元使用 Shell63 壳单元，3D 单元使用 Acoustic30 声学单元。对于 Acoustic30 声学单元，与机械结构接触的那部分单元，要设置选项 $K2=0$ ，一般默认情况下就是此值，这样可以保证加载流固耦合交界面，但设置此选项会导致形成具有 UX, UY, UZ 和 PRES 自由度的非对称的单元矩阵；其它的与结构非接触的单元，建议设置选项 $K2=1$ ，这样会形成只有 PRES 自由度的对称单元矩阵。对称单元矩阵可以节省计算空间，加快计算速度，因此在可以的时候应尽可能多的使用对称单元矩阵求解。在计算中，壳单元的属性为：密度 7800kg/m^3 ；

杨式模量 $2e11 \text{ N/m}^2$ ；泊松比 0.3。声学单元的属性采用为：密度 1000 kg/m^3 ；声速， 1440 m/s 。通过壳单元的节点以及与壳接触部分的流体单元来施加流固耦合边界条件，使用命令为：SF,NLIST,FSI。总体状态为自由状态，因为使用了非对称矩阵单元，所以只能使用 Unsymmetric 法来计算模态。

为了观察不同情况的流体对机械结构模态的影响程度，分为空壳、充水 200 mm、350 mm、500 mm 四种情况来计算模态，导入 Ansys 后四种情况下的模型如图 3.1 所示：

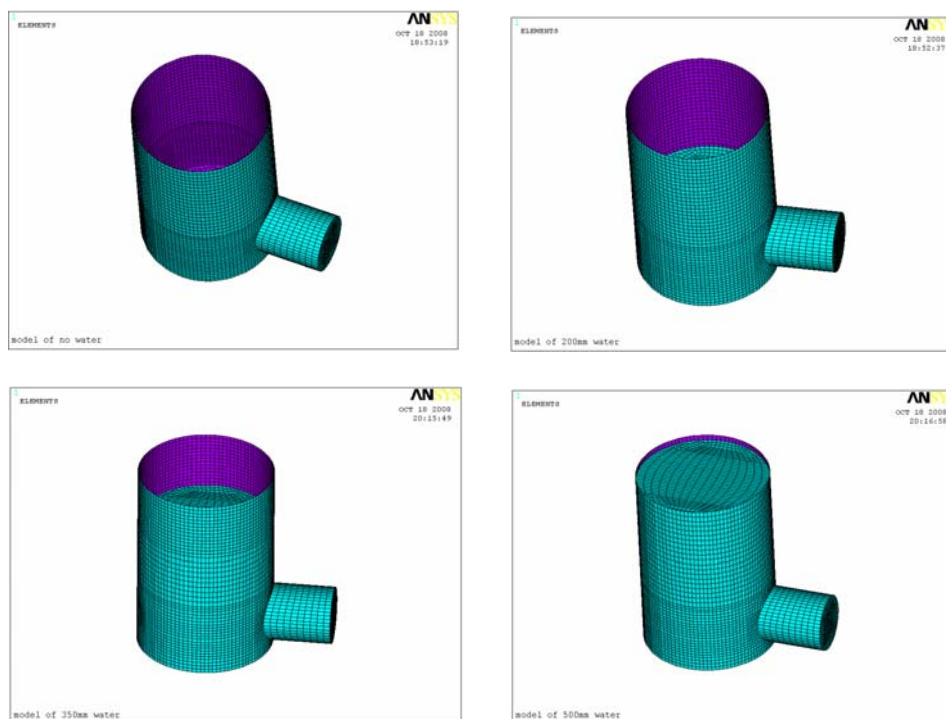


图 3.1 四种情况下的有限元模型

各种情况下的模态计算结果在第 3.3.3 小节中给出。

3.3.2 流体对机械结构模态影响的实验研究

为了验证 Ansys 对流固耦合仿真计算的结果是否合理，需要通过与实验的对比来验证。实验采用 LMS 公司的 Test. Lab 测试系统。LMS Test.Lab 测试系统可以提供完整的软件包，包括旋转机械，结构与声学试验，环境试验，振动控制，试验数据处理，以及试验报告生成和数据共享等等。LMS Test.Lab 是一整套的振动噪声试验解决方案，是高速多通道数据采集与试

验、分析、电子报告工具的完美结合，包括数据采集、数字信号处理、结构试验、旋转机械分析、声学和环境试验，同时它也是一个应用开发平台。

LMS Test.Lab 的特点是软硬件由同一开发商提供的，完整的振动噪声测试产品平台；多种多样的信号调理与多通道数据采集；多 CPU、多 DSP、并行测量；直观的工作流程用户界面；与其他 LMS 产品无缝集成。它的优点是可在任意多点做任意测量；易学易用；建立用户标准测量方案；建立实验室质量体系，最大限度的确保数据的一致性。

LMS 以它的模态试验经验著称，从小结构的锤击法模态试验到大型的、使用多个激振器和几百个测量通道的模态试验。锤击法实验技术最适合进行小型结构、或难以使用激振器进行激振的场合。以易用为设计目标，LMS Test.Lab 优化了窗参数，设置分析带宽，调整触发设置，并自动设置输入信号的量程。自动存储好的测试结果或拒绝坏的数据，然后自动转向下一个测点。操作非常简单。

LMS 公司提供了高效的随机、正弦、冲击和声学试验的在线多通道数据采集系统，可同时监测上百个通道，在线进行多种信号处理，当任意通道上检测到过载时即启动控制系统实现平稳停机。

本文的试验即用到了 LMS Test.Lab 以上优点，在 LMS Test.Lab 测试系统中 geometry 模块建立由实际系统简化的模型如图 3.2 所示。

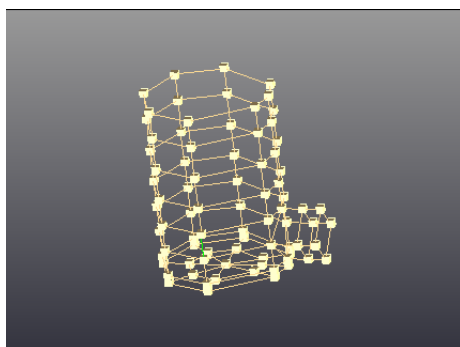


图 3.2 实验测试模型

本次实验使用 LMS 数据采集仪的前七个通道，其中包括一个力锤通道和两个三向传感器通道，在 Chanel Setup 选项中对这七个通道进行方向、位置、单位设定。由于本文实验中使用的是 ICP 传感器及力锤，这种传感器自身集成了电荷放大器，这样外部就不需要再外接电荷放大器。在 Impact

Scope 和 Impact Setup 中设定试验带宽、触发方式以及预触发时间、电压；使用前端指示灯检查传感器是否连接正常。

本次测试实验采用单点激励多点响应的方法。试验所用力锤末端连接到测试系统的可扩展采集卡前端接口。试验过程中，使用带有力传感器的锤子前端，对系统激振点进行敲击，同时在拾振点上拾取经敲击产生的振动衰减信号。为了更好测出系统固有频率，首先把两个带有磁座的加速度传感器吸附在两个测点上，分别测出三个方向上的振动，然后逐步移动传感器到下一组测点上，直至测完所有布置的测点。其次激振点选取应防止选在节点上，为了可以在壳体上敲击三个方向，在选好点后，焊接一个螺冒。为了消除噪声的影响，提高信噪比，测量每组测点响应信号时，各个方向各敲击三次，求其平均值。按照点的标号，两个点为一组，依次移动两个传感器，直至最后一组点。为了与仿真结果对照，试验与仿真情况分为相同的四种情况：不充水、充水高度 200 mm、350 mm、500 mm。共进行四次实验，整个壳体共部署 80 个点。测试仪器的连接如图 3.3 所示

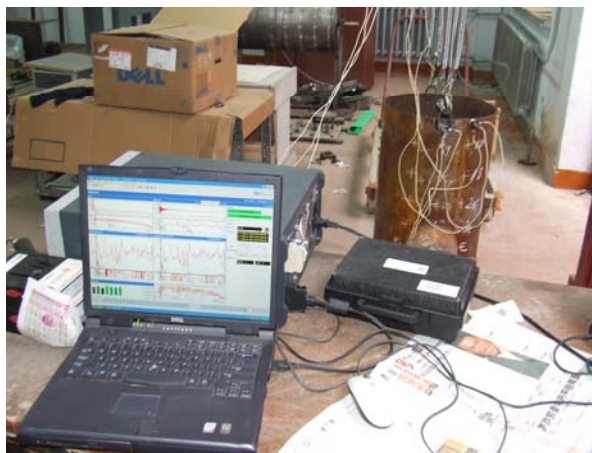


图 3.3 流固耦合模态实验测试

3.3.3 流体对机械结构模态影响的仿真与实验结果对比

以上两小节分别做了流体对机械结构耦合的仿真与实验，其固有频率与振型结果分别如表 3.1 及图 3.4—图 3.11 所示：

表 3.1 流固耦合仿真与实验模态固有频率结果对比

阶数	空壳 频率 (实验)	空壳 频率 (仿真)	20 cm 水 壳频率 (实验)	20 cm 水 壳频率 (仿真)	35 cm 水 壳频率 (实验)	35 cm 水 壳频率 (仿真)	50 cm 水 壳频率 (实验)	50 cm 水 壳频率 (仿真)
1	108.36	111.84	104.47	105.26	89.80	89.394	74.33	70.725
2	118.52	119.07	113.23	113.48	98.05	95.354	78.99	74.542
3	308.53	308.28	290.18	294.58	255.81	255.40	216.07	212.68
4	313.39	313.18	300.97	302.50	262.90	262.05	219.82	212.95
5	471.78	471.36	——	495.74	468.24	462.77	424.03	418.84
6	544.66	536.84	512.07	527.70	483.69	477.67	428.79	421.19
7	576.72	582.23	550.00		545.56	536.81	507.28	480.33
8	595.18	602.09	582.36		555.88	550.76	515.70	486.61
9	627.25	632.47	698.75		658.69	650.96	——	489.41
10	823.54	820.39	806.07				596.87	584.11

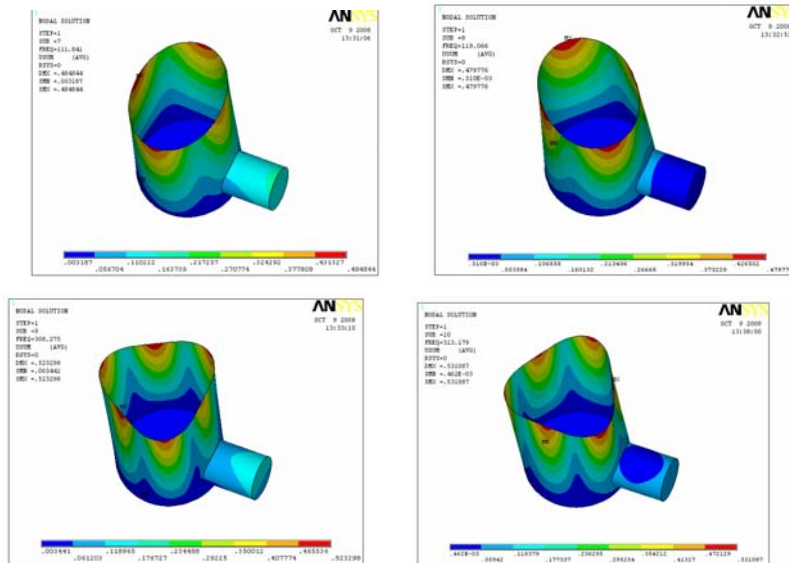


图 3.4 空壳前四阶模态仿真振型

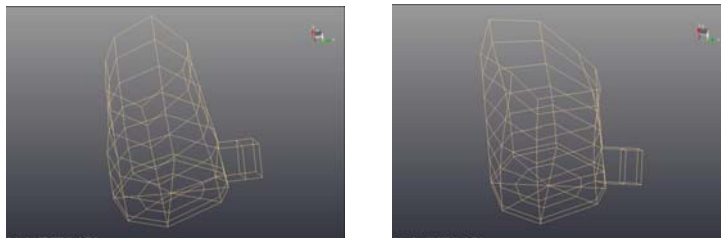


图 3.5 空壳第一，二阶模态实验振型

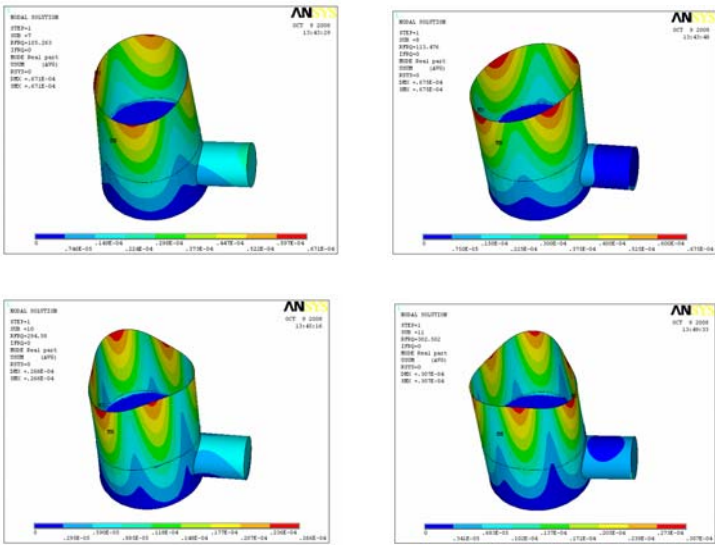


图 3.6 充 20 cm 水时壳体的前四阶模态仿真振型

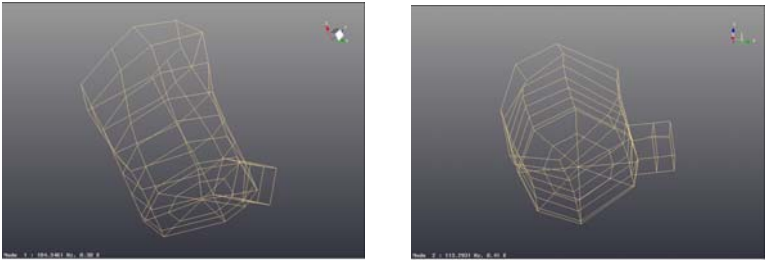


图 3.7 充 20 cm 水时壳体的第一，二阶模态实验振型

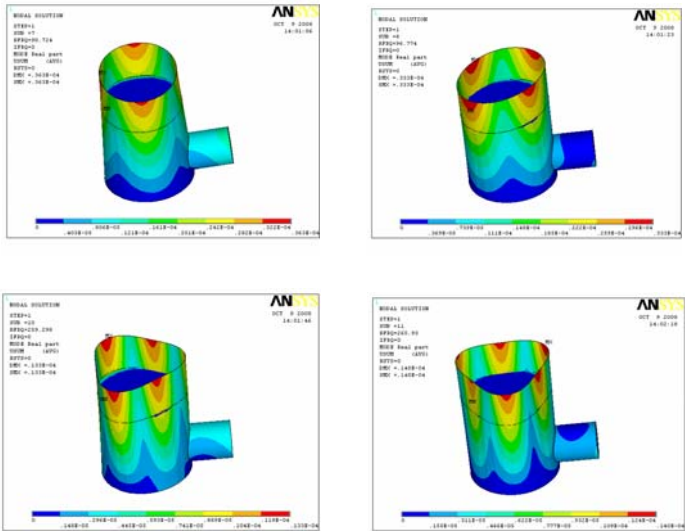


图 3.8 充 35 cm 水时壳体的前四阶模态仿真振型

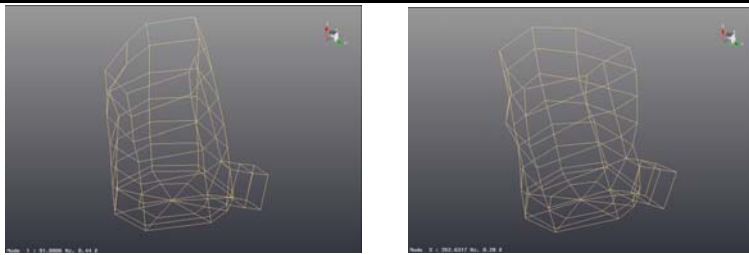


图 3.9 充 35cm 水时壳体第一，四阶模态实验振型

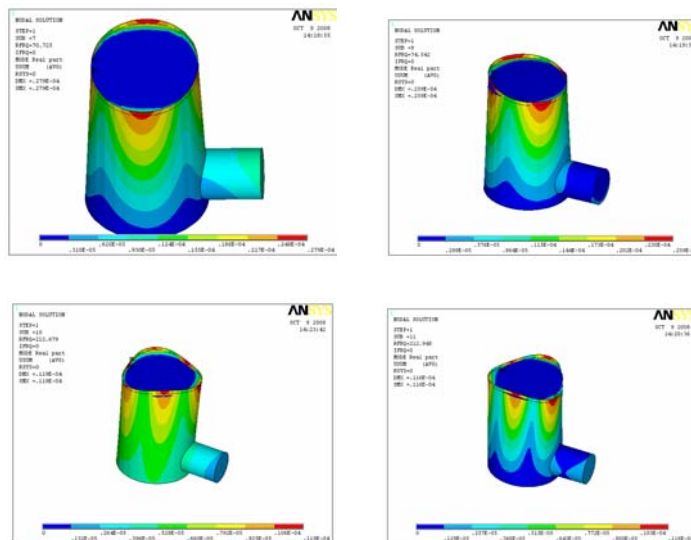


图 3.10 充 50cm 水时前四阶模态仿真振型

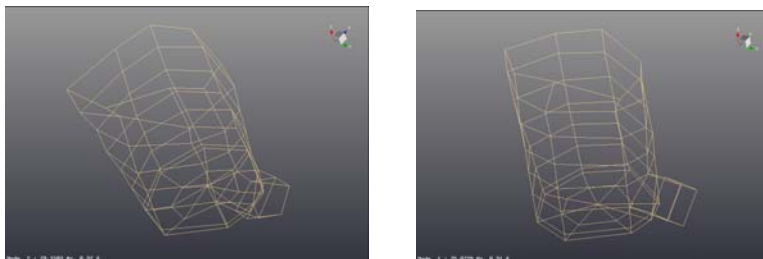


图 3.11 充 50cm 水时第一，二阶模态实验振型

通过上述仿真与实验模态结果对比表明：首先，仿真与实验结果的固有频率及振型误差不大，固有频率的误差在 1% 之内，可见 Ansys 的仿真结果是合理的，Ansys 仿真结果可以预测流固耦合结构的性能，为其设计做参考。其次，流体对机械结构的振动模态有一定的影响，且随着结构中液体的增加，机械结构的固有频率下降明显，但阵型变化不大，造成这种现象是由于液体具有一定的黏附作用，从而增加了壳的附加质量，但由于液体

的刚性很小，基本可以不计，从而仅相当于增加了壳的附加质量，但壳的刚度没有多大变化，使得模态频率有所下降。因此在有些时候可以通过充液量的不同而改变系统的固有频率避开共振的发生。

3.3.4 润滑油对齿轮箱体模态的影响

由以上分析可以看出，流体对结构模态的影响有时会比较显著。而本文研究所用的齿轮箱中就装有一定量的润滑油，为了防止润滑油的流固耦合效应对齿轮箱体的振动模态形成较大的影响，需要对其做进一步的研究。

由于原箱体有轴承孔和轴承盖，且轴承盖的材料也与箱体不同，为了方便进行齿轮箱体的流固耦合效应的研究，在 Catia 中建立一个简化的箱体，箱体的尺寸仍按实际箱体建立，但对箱体轴承、箱盖、螺栓孔做了简化，由于箱体中的润滑油量刚好到轴承孔的下沿处，与轴承盖不存在耦合，故这种简化对于考察箱体液固耦合的影响不大。计算分两种情况进行，即一：不装润滑油；二：装润滑油，经实际测量所装润滑油高度 65 mm。有限元分析模型如图 3.12，3.13 所示。

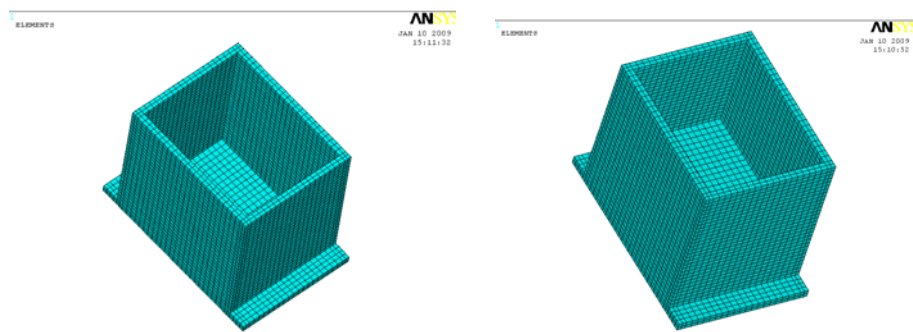


图 3.12 无润滑油箱体有限元模型 图 3.13 装润滑油箱体有限元模型

箱体的参数为：杨氏模量： $2.0 \times 10^{11} \text{ Pa}$ ，泊松比：0.3，密度： 7800 kg/m^3 ；润滑油的参数取：密度： 1200 kg/m^3 ，声速为 1450 m/s 。采用 Unsymmetric 方法进行求解计算。求解后的前五阶固有频率对比如表四所示。

表 3.2 考虑及忽略流固耦合时箱体的固有频率对比

Hz

阶数	不考虑流固耦合时 固有频率	考虑流固耦合时固 有频率	误差 (%)
1	680.89	678.90	0.29
2	692.05	682.14	1.43
3	990.13	983.45	0.67
4	1023.2	1009.8	1.3
5	1321.0	1295.5	1.9

其振型对比如图 3.14 所示。

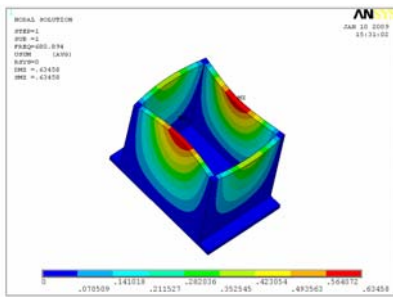


图 a 无耦合箱体第一阶振型

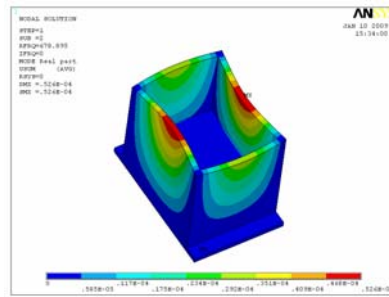


图 b 考虑耦合箱体第一阶振型

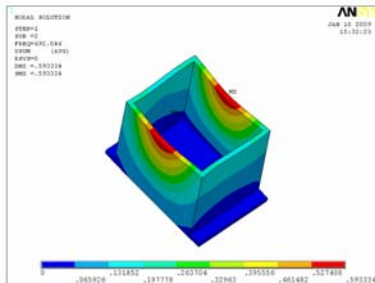


图 c 无耦合箱体第二阶振型

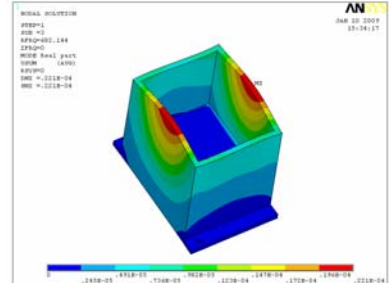


图 d 考虑耦合箱体第二阶振型

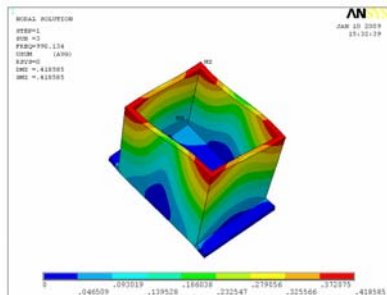


图 e 无耦合箱体第三阶振型

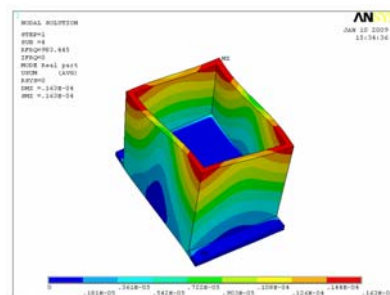


图 f 考虑耦合箱体第三阶振型

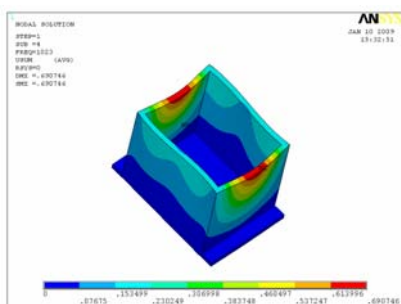


图 g 无耦合箱体第四阶振型

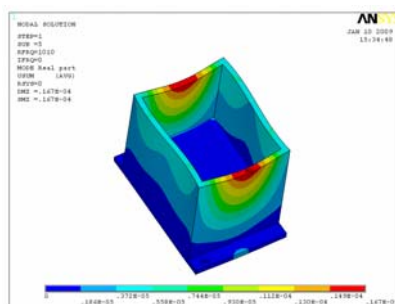


图 h 考虑耦合箱体第四阶振型

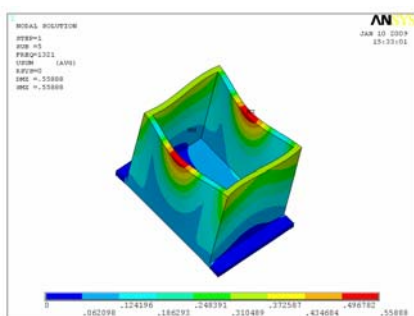


图 i 无耦合箱体第五阶振型

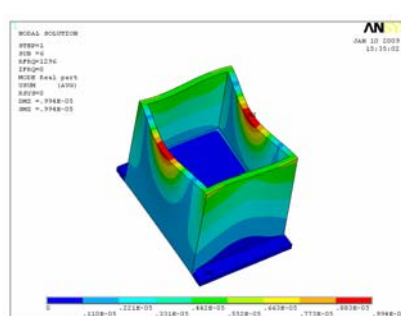


图 j 考虑耦合箱体第五阶振型

图 3.14 无耦合及考虑耦合箱体模态振型

由以上对比可以看出，前五阶固有频率误差不超过 2%，而且各阶振型完全一致，这说明箱体中的润滑油对箱体的模态影响比较小，其原因为：一，润滑油含量不多，仅 65 cm 高。二，箱体结构比较小，箱壁较厚，结构刚度大。因此液体的耦合效应比较小。考虑到流固耦合会极大的加大计算量，增加机时，使求解过程变得漫长，因此综合考虑各方面的影响，在瞬态求解过程中在不计润滑油的影响。

3.4 仿真中连接关系对装配体模态的影响

在大多数情况下有限元分析所面对的是由众多零件和结构组件装配而成的复杂结构，其装配形式多样，包括螺栓(钉)连接、胶接、焊接和铆接等连接方式。在装配体结构有限元分析中对这些连接方式如何进行仿真模拟计算将直接影响到最后分析结果的快速和准确性。本文中使用的齿轮箱也是由箱盖和箱体组成的装配体，分析装配体中连接关系对模态的影响对本文最终计算箱体的瞬态响应也是很有意义。

3.4.1 箱体建模及各部件的模态分析

由于原齿轮箱系统不宜拆卸，为了研究方便，先使用一个宜于拆卸的齿轮箱进行连接关系处理的实验和理论研究，最后把可行的连接处理方法用于原齿轮箱系统。实验和仿真所采用的齿轮箱体由上箱体和下箱体组成。箱体的结构比较复杂，箱体上分布有肋板、凸台、轴承孔和各螺栓连接孔等，在进行有限元分析计算时会显著加大计算量，因此建立 3-D 模型时，要对齿轮箱箱体实际结构进行合理的简化处理，以缩减仿真计算量。

在齿轮箱箱体简化时，由于计算不需要考查箱体应力，只考查箱体的模态等动力特性，因此忽略各处过渡圆角、箱体上的小凸台及凹槽。这些简化不会对箱体的重量及刚度产生重大影响，因此也不会对箱体模态形成很大的影响，完全能保证足够的计算精度。齿轮箱实体 3-D 模型如图 3.15 所示：

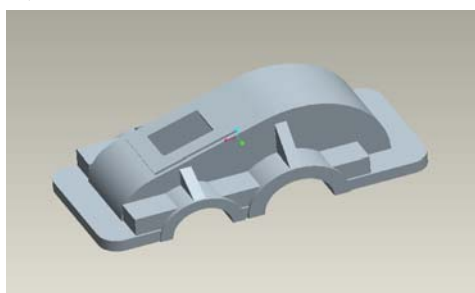


图 a 上箱体模型

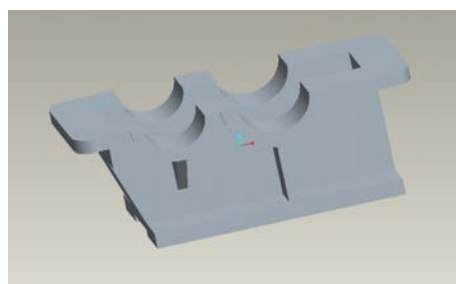


图 b 下箱体模型

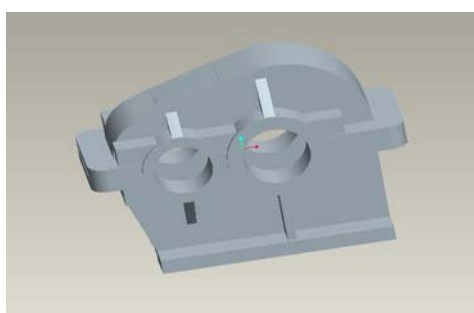


图 c 装配后齿轮箱体模型

图 3.15 齿轮箱体模型

首先对箱体的各个部件进行仿真和实验测试，以检验建模时的简化对箱体各部分的影响。把上下箱体分别导入 Ansys，划分网格进行计算，模态

计算采用 Lanczos 法求解，然后再分别对其做模态测试实验，其仿真及计算结果如表 3.3 所示：

表 3.3 齿轮箱上下箱体仿真与实验固有频率对比表 Hz

		1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶	6 阶
上箱体	计算	899.78	1212.0	1747.9	1901.1	2097.3	2667.9
	实验	868.45	1117.3	1672.1	1756.4	2057.1	2626.3
	误差	3.61%	8.48%	4.53%	8.24%	1.95%	1.58%
下箱体	计算	906.42	1233.0	1847.9	2335.7	2384.6	2865.9
	实验	901.30	1143.1	1775.7	2302.3	2467.4	2694.1
	误差	0.57%	7.86%	4.07%	1.45%	3.36%	6.38%

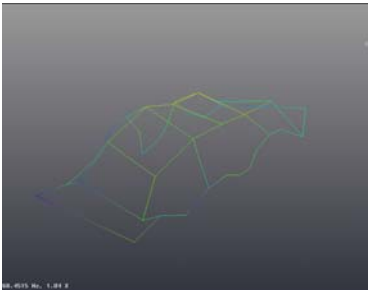
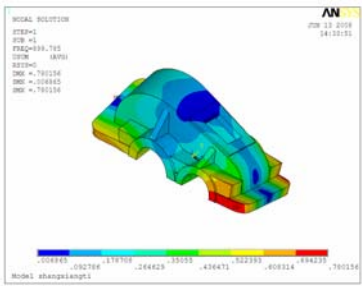


图 a 上箱体第一阶仿真振型 图 b 上箱体第一阶实验振型

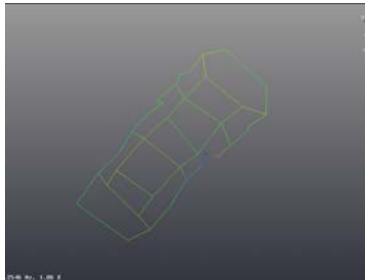
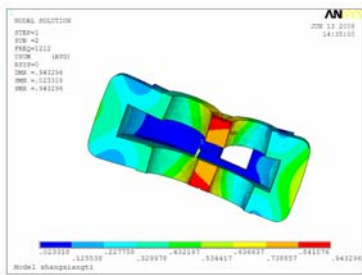


图 c 上箱体第二阶仿真振型 图 d 上箱体第二阶实验振型

3.16 上箱体仿真与实验振型

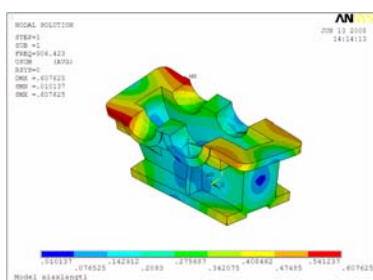


图 a 下箱体第一阶仿真振型 图 b 下箱体第一阶实验振型

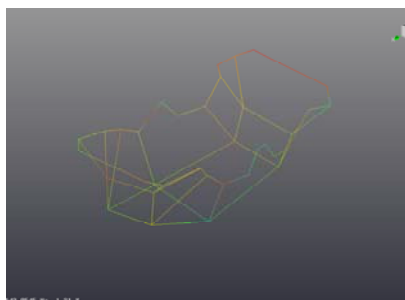
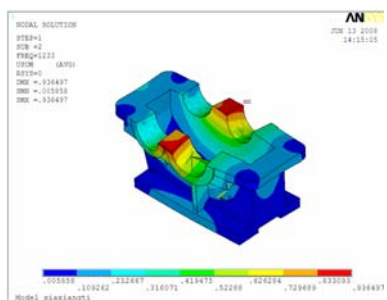


图 c 下箱体第二阶仿真振型 图 d 下箱体第二阶实验振型

图 3.17 下箱体仿真与实验振型

由上述的箱体各分开部件前 6 阶固有频率及振型图的对比可以看出，上箱体和下箱体的前 6 阶固有频率以及振型的仿真计算结果和实验测试结果误差不大，基本吻合，这说明建立的齿轮箱模型及对齿轮箱所做的简化是合理的。

3.4.2 全耦合方式连接箱体模态分析

全耦合连接方式就是在装配体导入 Ansys 后划分网格之前使用 glue 命令，将上下箱体粘合在一起，在划分网格时上下箱体不再单独分开，而是看成一个整体划分。这种装配体的耦合方式耦合作用最强，各阶固有频率最大。而对齿轮箱装配体的实验则分为四个螺栓连接及六个螺栓连接两次进行。仿真及实验结果如表 3.4，表 3.5 所示：

表 3.4 整体耦合仿真与四个螺栓连接实验结果对比 Hz

整体 (四个螺 栓连接)	计算	1803.2	2041.0	2170.1	2416.5	2575.9	2718.3
	实验	1417.64	1704.17	1920.17	2083.26	2215.51	2427.10
	误差	27.2%	19.77%	13.02%	16%	16.27%	12%

表 3.5 整体耦合仿真与六个螺栓连接实验结果对比 Hz

整体 (六个螺 栓连接)	计算	1818.6	2067.8	2242.7	2467.3	2633.8	2755.9
	实验	1712.98	2096.49	2228.73	2457.95	2682.77	2872.31
	误差	6.2%	1.4%	0.62%	0.38%	1.83%	4.05%

由以上两表可以看出，在实验时采用四个螺栓连接与采用全耦合方式仿真的结果有很大偏差，仿真结果已经远远偏离了实际值，故此时的仿真结果不可信。而六个螺栓连接时的实验结果则与仿真结果偏差不是很大，最大偏差为 6.2%。因此可以看出，如果两个结构之间连接的螺栓比较稀疏的话，仿真时采用全耦合的方式，会造成较大的差异，如果连接螺栓较多的话，则采用这种耦合方式则是可行的。但是，多少螺栓连接时才能使用全耦合方式，并不能确定，只有拿实验结果和仿真结果作对比后才能确定，这样就失去了仿真的意义。另外，装配体的模态和螺栓连接的松紧也有很大的关系，当螺栓拧的较松时，总体模态会小，反之则会变大，因此实验时要把螺栓拧紧，防止出现螺栓松动的情况，影响到整体的模态。总之一般情况下在仿真时要谨慎使用这种全耦合的连接方式。

3.4.3 螺栓处刚性耦合连接箱体模态分析

刚性耦合连接就是在进行有限元网格划分时，上下箱体分开划分网格，同时保留螺栓处的栓孔，孔的周围形成正多边形，边数越多越接近真实状态，一般孔的周围使用正六边或八边形划分网格。然后在孔的中心处建一节点，这一节点与孔周围节点通过仿真软件中的刚性单元连接，最后再把上下箱体对应孔中心点刚性连接起来，然后进行模态分析。

齿轮箱体连接好的有限元模型如图 3.18 所示，使用的分析软件为 LMS Virtual.lab,调用 Nastran 求解器求解。

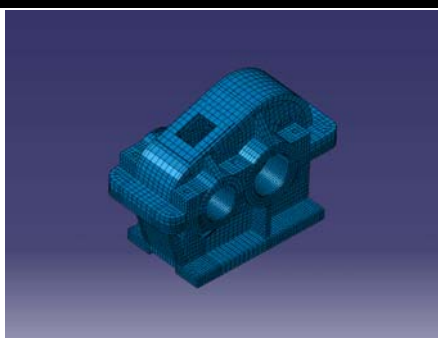


图 3.18 刚性耦合连接齿轮箱模态分析

仿真计算结果与实验结果对比如表 3.6 所示：

表 3.6 刚性耦合仿真与实验结果对比							Hz
全箱体 (六个螺栓)	计算	1737.2	1963.2	2263.8	2360.2	2558.6	2832.3
	实验	1712.9	2096.4	2228.7	2457.9	2682.7	2872.3
	误差	1.4%	6.36%	1.57%	3.98%	4.63%	1.39%

通过表 3.6 可以看出，通过这种刚性耦合连接起来的装配体分析结果与实验结果吻合很好，证明通过这种耦合方式求解模态是可行的。这种连接方式不论螺栓多少，都可以采用，不存在不确定螺栓是多还是少的情况，因此使用这种方法求解带螺栓连接的装配体是可行的。

3.4.4 子结法箱体模态分析

子结构模态综合法的基本思想是把一个大型的复杂结构，按其结构特点分割成若干个子结构，然后用数值方法(如有限元法)或试验模态方法得到各个子结构的动态特性，利用各个子结构模态对物理坐标进行模态坐标变换，并将所有子结构模态对物理坐标进行模态坐标变换，进行第二次坐标变换，消去不独立的模态坐标，得到一组用独立的各个子结构的模态坐标表示的整个系统的运动方程。其很大的一个优点是可以在子结构模态空间内缩减自由度，保留少数低阶的模态。最后，根据各子结构相互之间的边界条件将各子结构的运动方程联系起来，综合得到整个系统的运动方程，从而可以大大减少整个系统的自由度数，提高计算效率。分为固定界面模态综合法，自由界面模态综合法和自由界面混合模态综合法^[43]。

具体仿真计算过程为先分别计算上下箱的模态，然后再分别取上下箱体的部分模态进行耦合，得到总体的模态，进行耦合时仍然采用刚性连接，

上下箱体的模态分别取 50 阶进行耦合，耦合模态会随着子结构模态的减少而增大。模态综合法计算结果如表 3.7 所示：

表 3.7 模态综合法仿真与实验结果固有频率对比表 Hz

全箱体 (六个螺 栓)	计算	1883.1	2235.3	2376.8	2446.9	2695.5	2952.8
	实验	1712.98	2109.73	2228.73	2462.98	2686.5	2875.66
	误差	9.93%	5.95%	6.64%	0.65%	0.33%	2.68%

由上表可以看出，模态综合法与实验误差也很小，通过这种连接方式也是可行的。前四阶阵型图如图 3.19 所示：

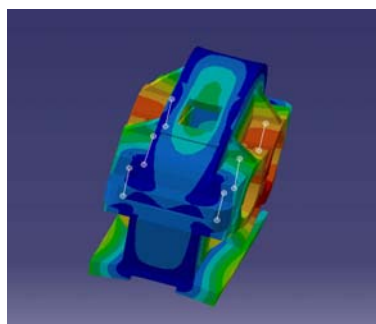


图 a 第一阶仿真振型

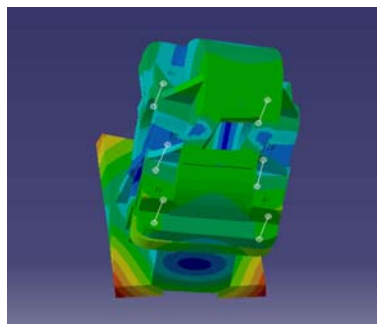


图 b 第二阶仿真振型

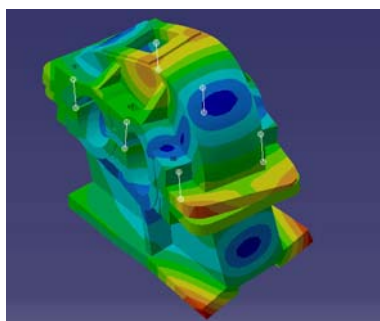


图 c 第三阶仿真振型

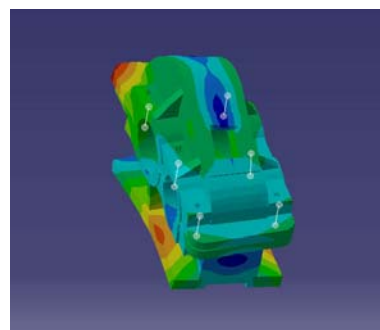


图 d 第四阶仿真振型

图 3.19 模态综合法仿真振型

模态综合法计算时在注意几个问题：1. 默认情况下，由于设置了静态补偿，所计算出的模态阶数要多于计算中所设置的模态阶数，多出设置的那些模态为补偿模态，在以后的计算中一定要选取部分的补偿模态来参与综合计算，不然会形成较大的计算误差。2. 如果在子结构的计算中出现了零频，则在综合计算时不能忽略零频，一定要让零频参与计算，否则计算的结果是错误的。3. 子结构在综合时，所参与的阶数越多则总体模态结果

会越小，但并不是参与计算的阶数越多越接近与真实情况，当参与模态阶数过多时会出现综合模态低于整体直接计算结果的情况，但误差不会太大，误差在 2% 以内。因此选取参与模态时可选比所设置模态多出 10-15 阶即可。

4. 参与计算的模态阶数越多，计算时所占计算机内存和所耗机时就会越多。

由以上的分析可知，当总体连接螺栓比较多时，采用耦合交界面的方式是可行的，但连接螺栓比较少时，就会出较大的计算误差，在计算中有多少螺栓时才适合采用这种方法，不易确定，必须做完实验与之对照，这就失去了仿真的意义，因此这种方法有一定的局限性，在不确定的情况下要慎用这种计算方法。通过螺栓孔处刚性连接及螺栓孔处刚性耦合模态综合法对实验吻合性都比较好，都可以采用。但直接使用耦合螺栓孔的方法操作比较简单，如果模型不是很大，使用这种方法比较好；模态综合法对于计算较大的复杂的模型比较有优势。

根据以上分析，本文计算齿轮箱体结构较为简单、轻小，故采用直接耦合螺栓孔处的节点方式求解其模态。

3.5 齿轮箱体的模态仿真计算

通过以上理论分析的结果，可以确定本文齿轮箱体模态分析时可使用的方法：一，可以忽略润滑油的耦合效应；二，对于螺栓连接的装配体部分，可以采用耦合节点的方法。齿轮箱体的材料有两种：即箱体的钢材料和箱盖及轴承端盖的铝材料，钢的材料特性取：杨氏模量 $2e11 \text{ Pa}$ ，泊松比 0.3，密度 7800 kg/m^3 。铝的材料特性取：杨氏模量 $7e10 \text{ Pa}$ ，泊松比 0.33，密度 2700 kg/m^3 。箱盖与箱体的连接为螺栓连接，采用耦合节点的办法，固定箱体基脚处螺栓位置，连接后箱体的有限元模型如图 3.20 所示：

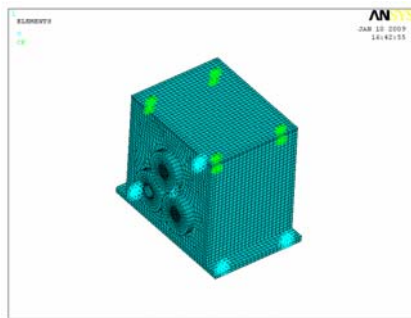
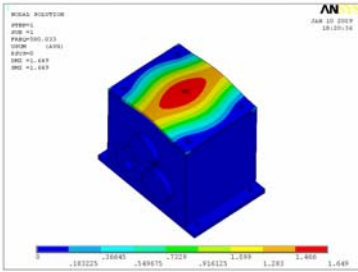


图 3.20 齿轮箱体的有限元模型

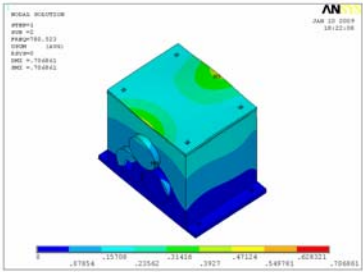
采用 Lanczos 法求解，设置求解前 20 阶模态。其前十阶固有频率如表 3.8 所示，前六阶振型图如图 3.21 所示：

表 3.8 箱体前十阶固有频率 Hz

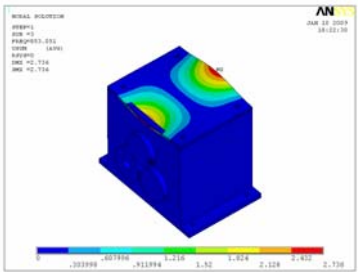
阶数	固有频率	阶数	固有频率
1	580.03	6	1165.3
2	780.52	7	1266.9
3	853.05	8	1392.1
4	1060.6	9	1466.5
5	1106.4	10	1518.0



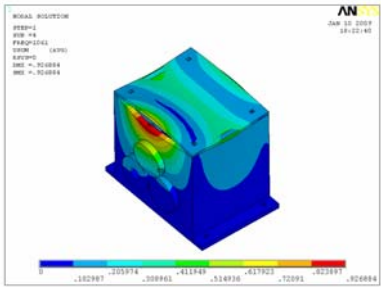
a 箱体的第一阶振型



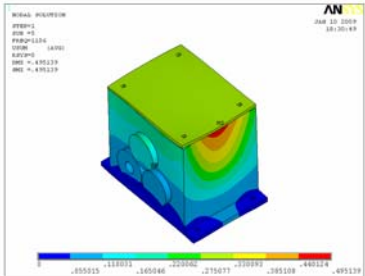
b 箱体的第二阶振型



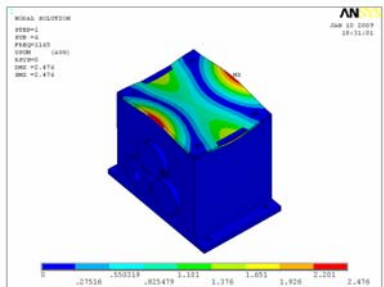
c 箱体的第三阶振型



d 箱体的第四阶振型



e 箱体的第五阶振型



f 箱体的第六阶振型

图 3.21 箱体的振型图

3.6 本章小结

本章详细的分析了齿轮箱体模态在仿真中的两个影响因素：1. 润滑油的耦合效应对箱体模态的影响；2. 装配体中螺栓连接的处理方法。提出装配体在模态求解中使用模态综合法的可行性。一般情况下，流固耦合效应是存在的。但对本文研究所用的齿轮箱经计算发现流固耦合效应的影响非常小，如果考虑流固耦合效应进行计算，则会极大的加大计算量，增加机时，给计算带来困难，因此综合考虑可忽略流固耦合的影响。在求解螺栓连接的装配体中，螺栓连接处可以采用刚性耦合及子结构法。对于求解大型装配体，易于采用子结构法；对于计算小型的装配体则易于采用刚性耦合的办法。对于本文研究的齿轮箱体由于其结构简单，尺寸较小，故选用刚性耦合的方法计算箱体模态。

第 4 章 齿轮传动系统动态响应分析

4.1 引言

工程技术中最普遍的振动问题是响应分析,这是因为动态响应直接关系到工程结构的强度、刚度、运动形态和振动能量水平。实际上响应分析也是振动理论的基础和主要内容。前面已经对齿轮产生振动的原因进行了研究,指出齿轮传动产生振动和噪声的根源是外部激励和内部激励,就内部激励来说主要是啮合冲击激励和刚度激励。并且定量地描述了刚度激励、误差激励和啮合冲击激励的大小。这样在建立了齿轮传动系统动力学模型后,就可以求解振动系统的动态响应。通常,所建立的动力学模型属强迫振动系统,在数学上用多自由度的非齐次常微分方程来表示。对齿轮传动系统进行振动响应分析,实际上就是在已知激励的情况下,求解齿轮系统动力学的微分方程,得到系统的响应。

在实际工程中,齿轮传动系统通常在某些特定情况下稳定工作,在此前提下,可做以下假设:

1. 输入输出稳定,可以忽略来自齿轮箱体输入输出的影响;
2. 不存在轴、轴承的偏心质量,可以忽略来自轴或齿轮的质量偏心的影响;
3. 轴承良好,其刚度和阻尼为一个稳定值,且由于轴承而引起的激励作用可以忽略;
4. 环境无其它振动设备,外部振动通过齿轮箱体基座传递而来的振动激励较小,可以忽略;
5. 整个结构在激励作用下振幅不大,满足线性叠加原理。

本文研究所用的齿轮箱,基本满足以上假设。在前一章求出的齿轮系统激励力及固有特性的基础上,利用 Ansys 和 LMS Virtual.lab 软件分别求解实际齿轮系统的动态响应。

4.2 齿轮传动系统动态响应计算方法

对齿轮传动系统进行响应分析,实际上就是在已知激励的情况下,求解齿轮系统动力学微分方程,得到系统的响应。齿轮箱动态响应有限元分

析模型的求解方法主要有：振型叠加法、状态空间法、复模态法、直接积分法、一阶常微分方程组初值问题等数值解法和时域有限元法。这些求解方法在实际应用中，根据研究对象、模型和研究的侧重点不同，而各有优缺点，必须进行综合考虑选择适当的计算方法，以提高计算精度和计算效率。直接积分法又分为纽马克法和威尔逊法。下面只介绍本文计算用到的纽马克法直接积分法和模态叠加法。

4.2.1 纽马积分法

振动系统的二阶微分方程可以写为如下形式：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f(t)\} \quad (4-1)$$

而纽马克的积分格式为

$$\{\dot{x}\}_{n+1} = \{\dot{x}\}_n + (1-\gamma)\Delta t\{\ddot{x}\}_n + \gamma\Delta t\{\ddot{x}\}_{n+1} \quad (4-2)$$

$$\{x\}_{n+1} = \{x\}_n + \Delta t\{\dot{x}\}_n + \left(\frac{1}{2} - \beta\right)\Delta t^2\{\ddot{x}\}_n + \beta\Delta t^2\{\ddot{x}\}_{n+1} \quad (4-3)$$

式中 $\{x\}_n$ 、 $\{\dot{x}\}_n$ 、 $\{\ddot{x}\}_n$ ——第 n 步的位移、速度、加速度向量；

γ 、 β ——大于零小于 1 的数。

式(4-3)是在速度函数和位移函数的泰勒展开式中保留到二阶导数，并引入参数 γ 、 β 作为对截去的高阶小量的修而得到的，可改写为

$$\{\ddot{x}\}_{n+1} = \frac{1}{\beta\Delta t^2}(\{x\}_{n+1} - \{x\}_n) - \frac{1}{\beta\Delta t}\{\dot{x}\}_n - \left(\frac{1}{2\beta} - 1\right)\{\ddot{x}\}_n \quad (4-4)$$

$$\{\dot{x}\}_{n+1} = \frac{\gamma}{\beta\Delta t}(\{x\}_{n+1} - \{x\}_n) + \left(1 - \frac{\gamma}{\beta}\right)\{\dot{x}\}_n + \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta}\right)\Delta t\{\ddot{x}\}_n \quad (4-5)$$

将上式代入到 $t + \Delta t$ 时刻的系统运动微分方程式

$$[M]\{\ddot{x}\}_{n+1} + [C]\{\dot{x}\}_{n+1} + [K]\{x\}_{n+1} = \{f\}_{n+1} \quad (4-6)$$

式(4-6)中的 $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 、 $\{f\}$ 为该时刻的系统质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵及激励力向量。整理后得到:

$$\left[\bar{K}\right]\{x\}_{n+1} = \left\{\bar{f}\right\}_{n+1} \quad (4-7)$$

式(4-7)中的等效刚度矩阵

$$\left[\bar{K}\right] = [K] + \frac{1}{\beta\Delta t^2}[M] + \frac{\gamma}{\beta\Delta t}[C] \quad (4-8)$$

等效激励力向量

$$\begin{aligned} \left\{\bar{f}\right\}_{n+1} = & \{f\}_{n+1} + [M]\left[\frac{1}{\beta\Delta t^2}\{x\}_n + \frac{1}{\beta\Delta t}\left\{\dot{x}\right\}_n + \left(\frac{1}{2\beta}-1\right)\left\{\ddot{x}\right\}_n\right] \\ & + [C]\left[\frac{\gamma}{\beta\Delta t}\{x\}_n + \left(\frac{\gamma}{\beta}-1\right)\left\{\dot{x}\right\}_n + \left(\frac{\gamma}{2\beta}-1\right)\Delta t\left\{\ddot{x}\right\}_n\right] \end{aligned} \quad (4-9)$$

求解线性代数方程(4-7),得到当前位移值 $\{x\}_{n+1}$,将其代入(4-4)、(4-5)

可求得当前速度 $\left\{\dot{x}\right\}_{n+1}$ 和加速度 $\left\{\ddot{x}\right\}_{n+1}$,从而完成一步运算。

当 $\gamma \geq \frac{1}{2}$ 、 $\beta \geq \frac{\gamma}{2}$ 时,算法是无条件稳定的,即计算舍入误差的积累不会因时间步长选择不当趋于发散。

4.2.2 模态叠加法

在确定了系统的各阶固有频率和主振型后,用振型矩阵或正则振型矩阵通过正交变换,将物理坐标转化为主坐标或正则坐标,并使系统矩阵对角化,将微分方程组解耦为一系列互不耦合的单自由度微分方程进行求解,求出在各主坐标下的响应。然后将各主坐标的响应叠加起来就得到物理坐标的响应。对于外力随时间变化较慢及系统初始条件中包含主振动分量较少的情况,特别是对于自由度值很大的大型系统,常常采用模态截断法求得真实响应的近似解。

模态叠加法的主要特点是在积分运动方程以前,利用系统自由振动的固有模态将方程组转化为 n 个相互不耦合的方程,对这些方程可以解析或数值

地进行积分。当采用数值方法时，对于每个积分方程可以采取各自不同的时间步长。因此，当实际分析的时间历程较长，同时只需要少数较低阶模态的结果时，采用模态叠加法是十分有利的。

主模态分析：位移向量 $\{u(t)\} = [u_1(t) \ u_2(t) \ \dots \ u_n(t)]^T$ 可表示为

$$\{u(t)\} = \sum_{i=1}^n u_i(t) \{e\}_i \quad (4-10)$$

式(4-10)中 $\{e\}_i (i=1,2,\dots,n)$ 是 n 维线性空间的自然基底向量，这表明物理位移 $u_i(t)$ 就是位移向量 $\{u(t)\}$ 在自然基底 $\{e\}_i$ 上的坐标。

令无阻尼系统的主模态 $\{\phi\}_i (i=1,2,\dots,n)$ 为 n 维空间中的另一组基底，则 $\{u(t)\}$ 也可表示为

$$\{u(t)\} = [\Phi] \{q(t)\} \quad (4-11)$$

其中 $[\Phi] = [\{\phi\}_1 \ \{\phi\}_2 \ \dots \ \{\phi\}_n]$ ， $\{q(t)\} = [q_1(t) \ q_2(t) \ \dots \ q_n(t)]^T$ ， $\{q(t)\}$ 是模态位移向量。基底 $\{\phi\}_i$ 与 $\{e\}_i$ 之间的关系为 $\{\phi\}_i = [\Phi] \{e\}_i$ 。

将(4-11)式代入(4-10)式

$$[M] \{\ddot{u}(t)\} + [C] \{\dot{u}(t)\} + [K] \{u(t)\} = \{Q(t)\} \quad (4-12)$$

再用 $[\Phi]^T$ 左乘，得到用模态位移向量表示的平衡方程

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] \{\ddot{q}(t)\} + [\Phi]^T [C] [\Phi] \{\dot{q}(t)\} + [\Phi]^T [K] [\Phi] \{q(t)\} = [\Phi]^T \{Q(t)\} \quad (4-13)$$

考虑到主模态之间的正交性

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] = [I] \quad [\Phi]^T [K] [\Phi] = [\Omega]^2 \quad (4-14)$$

$$\text{其中 } [\Omega]^2 = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & & 0 \\ & \dots & \\ 0 & & \omega_n^2 \end{bmatrix},$$

因此(4-13)式可简化为：

$$\{\ddot{q}(t)\} + [\Phi]^T [C] [\Phi] \{\dot{q}(t)\} + [\Omega]^2 \{q(t)\} = [\Phi]^T \{Q(t)\} = \{R(t)\} \quad (4-15)$$

如果不计阻尼影响, 式(4-15)成为 n 个互不耦合的二阶常微分方程。当考虑阻尼时, 为了简化计算过程使方程组仍不耦合, 采用模态阻尼的假设。即

$$[\Phi]^T [C] [\Phi] = \begin{bmatrix} 2\omega_1 \xi_1 & & 0 \\ & \dots & \\ 0 & & 2\omega_n \xi_n \end{bmatrix} \quad (4-16)$$

其中 ξ_i 是第 i 阶模态阻尼比。把(4-16)式代入 (4-15) 式可得

$$\ddot{q}_i(t) + 2\omega_i \xi_i \dot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = r_i(t) \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (4-17)$$

可见采用模态阻尼假设后, 不必形成阻尼矩阵, 就可以通过求解 n 个相互独立方程 (4-17) 而获得系统的模态位移。模态阻尼的物理意义表现为, 系统的阻尼是由各阶阻尼贡献的, 而模态阻尼可用实验模态分析方法测定。

使用模态叠加法时, 该方法往往以保留少数模态叠加的截断形式出现, 因此产生了模态位移法和模态加速度法两种不同的方法。当取系统的全部模态进行叠加时, 两种方法是等价的。

模态位移方法: 利用 Duhamel 积分, 初值为零时方程 (4-17) 的解是

$$q_i(t) = \frac{1}{\omega_i^*} \int_0^t r_i(\tau) \exp[-\xi_i \omega_i(t-\tau)] \sin \omega_i^*(t-\tau) d\tau \quad (4-18)$$

其中 $\omega_i^* = \sqrt{1 - \xi_i^2} \omega_i$ 。当初始条件不为零时, 则由(4-18)式所求得响应 $q_i(t)$, 还应附加上由于初始激励引起的自由振动响应项 $\eta_i(t)$,

$$\eta_i(t) = \exp(-\xi_i \omega_i t) [a_i \sin(\omega_i^* t) + b_i \cos(\omega_i^* t)] \quad (4-19)$$

式 (4-19) 中 a_i , b_i 由初始条件决定的常数。

当求得 n 个模态位移后, 通过(4-2)式将它们叠加起来, 得到系统的物理位移响应 $\{u(t)\} = [\Phi]\{q(t)\}$ 。

模态加速度方法: 该方法分两步进行, 首先求解系统在外载荷作用下的准静态位移

$$\{u^s(t)\} = [K]^{-1} \{Q(t)\} \quad (4-20)$$

然后, 把系统位移分解为准静态位移和由它的惯性效应所产生的动态位移 $\{u^d(t)\}$ 之和, 即

$$\{u(t)\} = \{u^s(t)\} + \{u^d(t)\} \quad (4-21)$$

将(4-21)式代入运动方程(4-3),考虑到(4-20)式,则有

$$\{u^d(t)\} = -[K]^{-1}[M]\{\ddot{u}(t)\} - [K]^{-1}[C]\{\dot{u}(t)\} \quad (4-22)$$

再把 $\{u(t)\}$ 的展开式 $\{u(t)\} = [\Phi]\{q(t)\}$ 代入上式,注意到

$$\left. \begin{aligned} [K]^{-1}[M]\{\phi\}_i &= \frac{1}{\omega_i^2} \{\phi\}_i \\ [K]^{-1}[C]\{\phi\}_i &= \frac{2\xi_i}{\omega_i} \{\phi\}_i \end{aligned} \right\} (i=1,2,\dots,n) \quad (4-23)$$

从而,由式(4-23)系统的位移响应为

$$\{u(t)\} = [K]^{-1}\{Q(t)\} - \sum_{i=1}^n \left(\frac{\ddot{q}_i(t)}{\omega_i^2} + \frac{2\xi_i}{\omega_i} \dot{q}_i(t) \right) \{\phi\}_i \quad (4-24)$$

这一结果表明,任何瞬时系统的位移响应,等于该瞬时的准静态位移再附加一项动态位移。后者是以模态加速度和模态线速度表示的。当忽略阻尼时,这个附加项所表示的动态位移就是模态加速度的线性函数,所以该方法称为模态加速度法。

在实际计算中,(4-24)式中的模态速度和加速度并不要求出,由(4-25)式存在:

$$\frac{1}{\omega_i^2} \ddot{q}_i(t) + \frac{2\xi_i}{\omega_i} \dot{q}_i(t) = \frac{1}{\omega_i^2} r_i(t) - q_i(t) \quad (4-25)$$

因此,模态加速度法的求解公式表示为:

$$\{u(t)\} = [K]^{-1}\{Q(t)\} - \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{\omega_i^2} r_i(t) - q_i(t) \right) \{\phi\}_i \quad (4-26)$$

模态叠加法时间步长的选择:因为在一个增量步中载荷随着时间线性变化时此法是精确的,因而在这线性范围内可选任何时间步。因此,载荷历程是影响时间步选择的唯一因素。另外还需确定分析中使用模态的阶数。如果分析之中没有包含高阶频率,会对响应分析产生影响。

4.3 齿轮传动系统Ansys动态响应计算

4.3.1 齿轮传动系统Ansys动态响应求解设置

本文考虑包括齿轮箱体在内的整个齿轮系传动系统动态响应问题，动态响应分析需定义激励、阻尼和充分考虑齿轮传动系统的约束形式，齿轮副之间的多点约束可以忽略。在定义齿轮传动系统激励力时，本文采取齿轮刚度激励和误差激励引起的动态激励和齿轮啮合时产生的冲击激励在对应点简单相加合成，成对施加于齿轮节圆上，施加时总激励力向周向和径向分解。在 Ansys 计算中结构阻尼通过比例阻尼的方式输入，根据结构分析经验取比例阻尼系数 $\alpha = 0.01$ ， $\beta = 0.02$ 。在 LMS Virtual.lab 计算中结构阻尼通过模态阻尼方式输入，取所有模态的阻尼为 0.01。齿轮传动系统在实验时通过螺栓固定在一大质量平板上的，但在考虑约束时只将齿轮箱底部螺栓孔附近的节点固定约束全部自由度，其余节点则不加约束。在 Ansys 中通过纽马克积分法求解，而在 LMS Virtual.lab 中则通过模态叠加法求解。

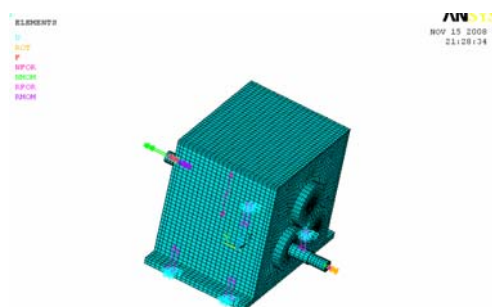


图 4.1 齿轮箱有限元模型

4.3.2 齿轮传动系统Ansys动态响应分析结果

图 4.2 给出了计算的箱体表面动态响应考查点的节点号。表 4.1 列出了在主动轴转速 1000 rpm，从动轴负载 4 Nm 情况下箱体表面考查点的三个方

向振动加速度均方根值 $S = \sqrt{\frac{1}{N} \sum X_i^2}$ 。图 4.3—图 4.7 为此种工况下节点振动加速度—时间历程图。

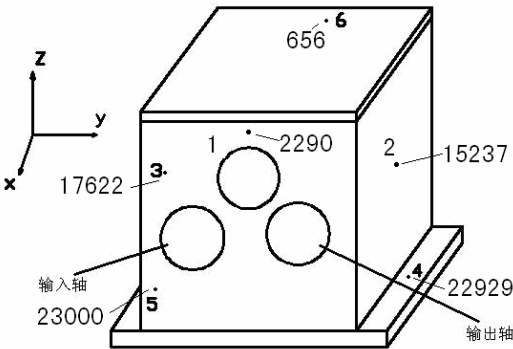


图 4.2 齿轮传动系统动态响应计算节点

表 4.1 齿轮传动系统表面节点振动加速度均方根值 m/s^2

节点号	计算点方向	振动加速度均方根值
1	x	0.7467
	y	2.6830
	z	1.1171
2	x	0.4502
	y	1.2001
	z	1.9530
3	x	0.4002
	y	1.1016
	z	2.1348
4	x	0.0393
	y	0.6169
	z	1.6397
5	x	0.0350
	y	0.6159
	z	1.7954
6	x	0.6612
	y	2.6436
	z	0.4139

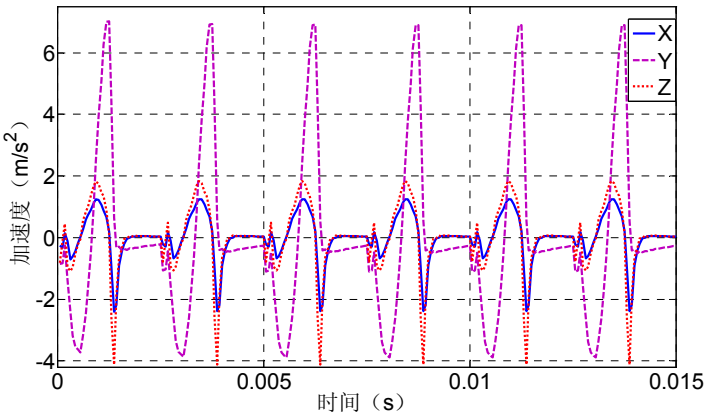


图 4.3 第 2290 节点三向振动加速度

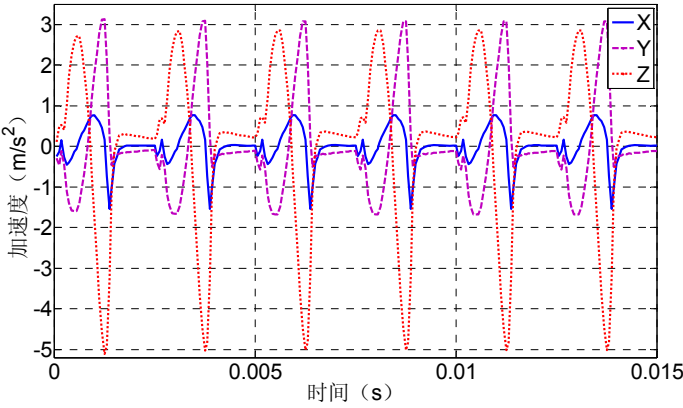


图 4.4 第 15237 节点三向振动加速度

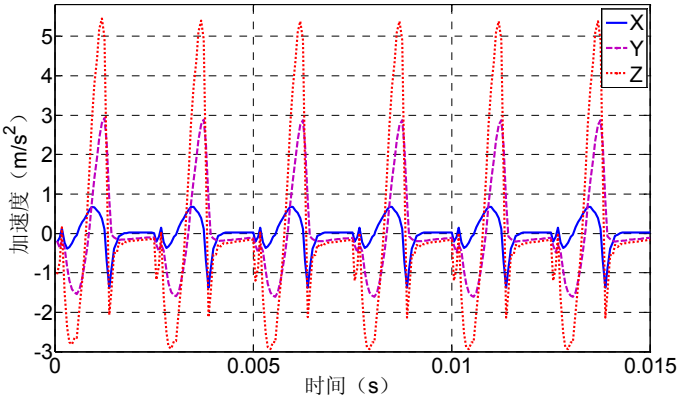


图 4.5 第 17622 节点三向振动加速度

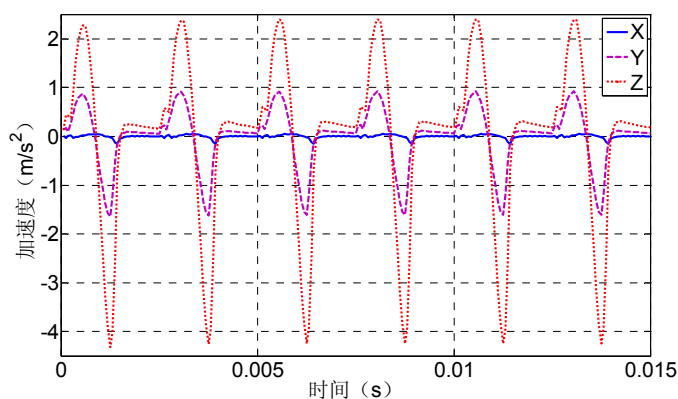


图 4.6 第 22929 节点三向振动加速度

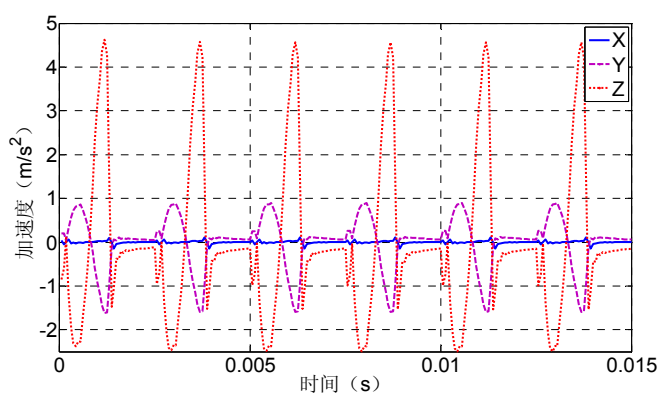


图 4.7 第 23000 节点三向振动加速度

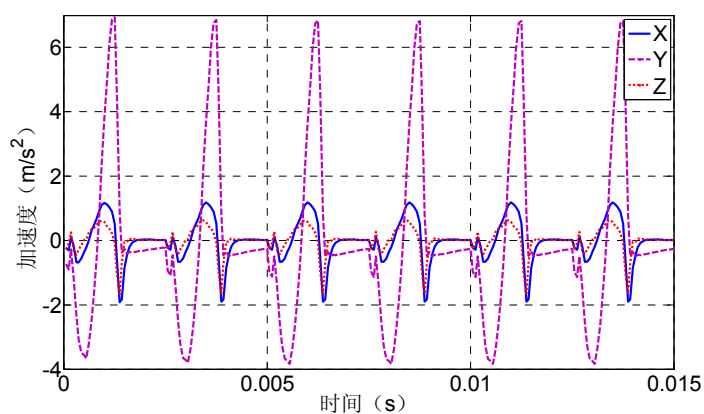


图 4.8 第 656 节点三向振动加速度

由以上各图可以看出，每点三个方向的振动中，X 方向的振动最小，基本上远远小于其它两个方向的振动，究其原因是因为：在齿轮啮合时，内部激励力是沿着啮合线方向，而在直齿轮中，沿啮合线方向的激励力可

以分解为 Y ， Z 两个方向的力，而 X 方向并无分解力，故 X 方向的振动非常小，其振动完全是由 Y ， Z 方向的振动引起的。

4.4 齿轮传动系统LMS Virtual.lab动态响应计算

4.4.1 LMS Virtual.lab软件介绍

LMS Virtual.Lab 是由以振动噪声、疲劳、操稳性工程解决方案著称的 LMS 公司推出的功能品质工程集成解决方案，在一个统一的平台上进行结构动力学建模和分析、系统级振动噪声、多体动力学、耐久性、声学、操稳性分析以及上述属性间的多属性优化，使仿真设计迈向以功能品质属性为目标的功能化设计，提升了仿真设计在产品开发中的功能性和指导性。

LMS Virtual.lab 平台中，结构动力学建模和分析、系统级振动噪声、声学、多体动力学、耐久性以及设计优化等流程设计和分析，实现了 CAE 驱动的功能品质设计，即在 CAD 原型确定前就可对产品设计进行功能属性预测。开发工程师不必再像以往一样在不同的分析工具间切换，节省了转换大量数据格式的时间和精力。另外 LMS Virtual.lab 中提供的工程项目流程树式操作界面，使开发工程师对设计中所采用的步骤及设计单元一目了然，参数修改可直接自动更新并计算出对多个设计属性的影响，在短时间内实现多参数设计优化，大大提高了效率。同时，作为一个开放的环境，LMS Virtual.lab 实现了与主流 CAD、CAE 和试验数据的无缝连接。其特有的混合仿真（hybrid simulation）技术，将基于试验的模型和载荷与仿真模型相结合，试验数据对仿真模型的验证大大提升了设计仿真的准确性及可靠性。

4.4.2 齿轮传动系统LMS Virtual.lab动态响应计算过程

由于 LMS Virtual.lab 中集成了 Catia V5、多体动力学等模块及齿轮接触力设置项，这让 LMS Virtual.lab 对齿轮箱系统的分析大大简化。

分析过程大致可以分两步进行：一，先进行多体动力学分析；二，在多体分析的基础上，再对关键部位进行柔性化分析求解。先建立齿轮系统的多体模型。在多体分析中，建立的模型可以做进一步的简化，由于齿轮箱体要与地固定，这在多体分析中可以看作齿轮箱体也为地，此时箱体的形状对多体分析结果并无影响，但考虑到后来的柔性化分析，一些关键点

的位置还必须准确建立，比如轴承座，螺栓孔等。软件求解计算齿轮的啮合力并不是靠几何模型来决定的，几何模型只用来提供齿轮的质量和转动惯量，齿轮幅啮合力主要是依靠设置齿轮接触的参数决定的，故齿轮的建模也不需要建出精确的齿形，本文取齿轮的分度圆来建立齿轮的模型。由于施加驱动和扭矩，相当于同时约束了其它方向的自由度，故不可以直接把驱动力和扭矩直接添加到主被动轴上，需要建立一个虚物体，虚物体没有形状，把质量设置为足够小，以免影响主被动轴的转动惯量，其作用只是用来施加驱动和扭矩。扭矩使用扭簧来施加。轴承处使用衬套力来模拟，可以设置衬套力的三个方向刚度及阻尼。把箱体与地固定，建立后的模型如图 4.9 所示：

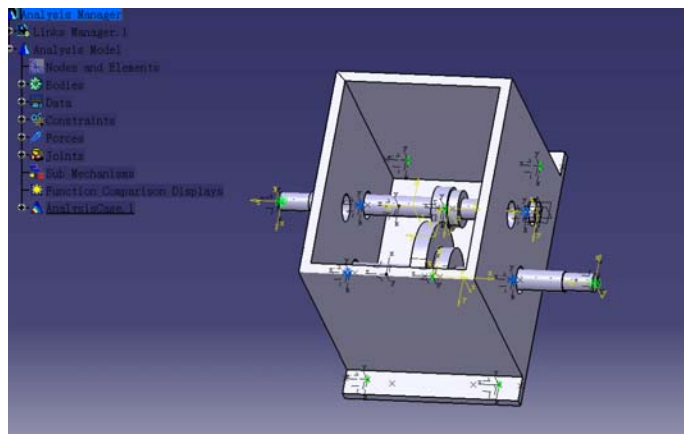


图 4.9 齿轮系统多体模型

多体计算参数设置：在主动轴的虚物体与大地之间采用铰链连接^[42]，设置转速为 1000rpm。在被动轴虚物体与大地之间也采用扭簧，设置扭矩为 4 Nm。在衬套单元中设置垂向和水平刚度为 $1e8$ N/m，轴向刚度为 1000 N/m。齿轮幅接触参数与第 2 章中理论计算一致的参数，并选取使用 Y. Cai 刚度算法。计算时间 0.5 s，求解计算结果如图 4.10—图 4.14 所示：

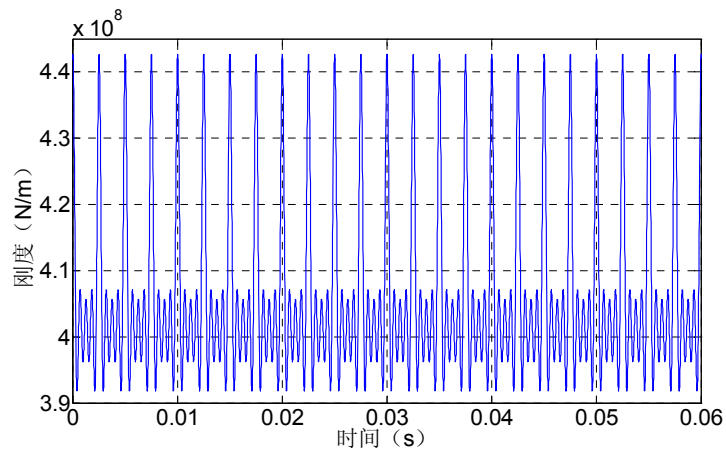


图 4.10 刚度曲线

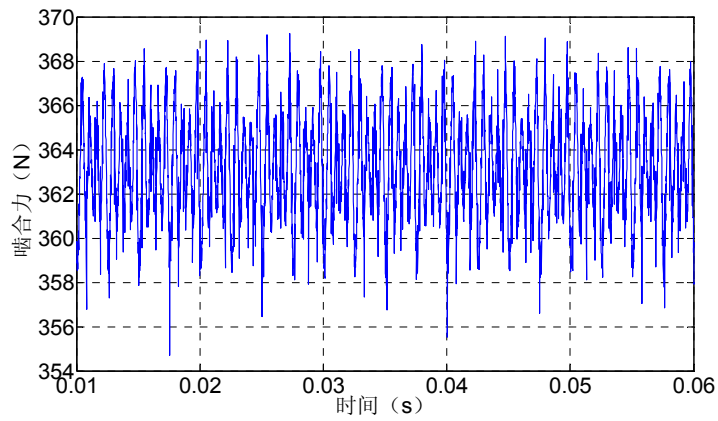


图 4.11 小齿轮 Y 向啮合力变化曲线

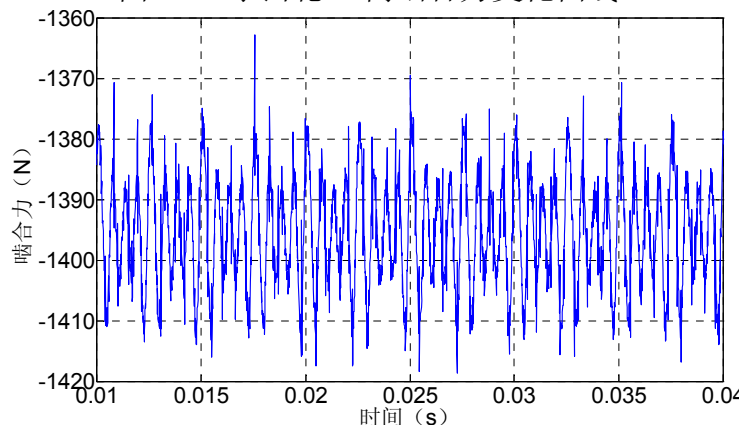


图 4.12 小齿轮 Z 向啮合力变化曲线

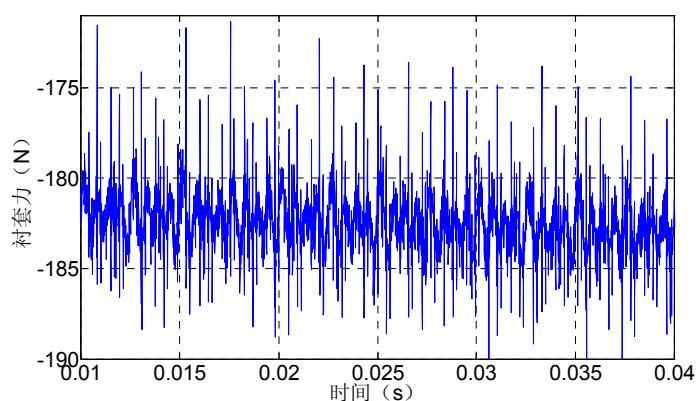


图 4.13 衬套处 Y 向力

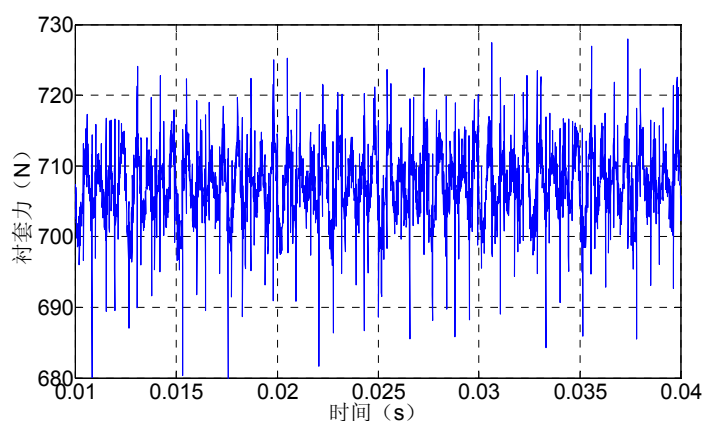


图 4.14 衬套处 Z 向力

刚体柔性化计算：在多体计算后，再进行齿轮箱体柔性化处理，导入箱体的有限元模型，导入箱体有限元模型后如图 4.15 所示，此时的有限元模型需要是精确的模型，与刚性体的八个交接点(四个衬套处及四个固支)处连接，采用 Craig-Bampton 法先求解柔性体的 50 阶模态^[41]；(Craig-Bampton 法又叫模态综合法，是动态子结构方法的一种，可用于刚性体分析)，由于 C-B 法求解使用了静态补偿，求解后实际模态有 65 阶，50 阶后的模态为补偿模态，耦合时一定要使用部分补偿模态计算结果才会准确。最后采用耦合其 60 阶模态的模态叠加法进行求解计算，求解计算时间设置为 30s，输出图型数据时间步为 1ms。求解后得到有限元模型上各节点振动加速度均方根值，由于求解时间比较长，数据量比较大，在求解均方根值时，均取计算稳定后的 22.4—22.6s 时的数据来计算。其各点均方根值，如表 4.2 所

示：一、二、四点振动加速度曲线如图 4.16 至图 4.24 所示：

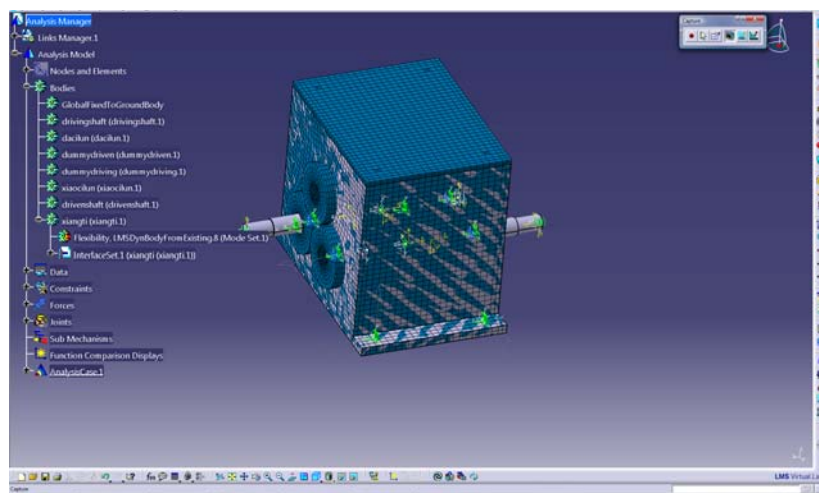


图 4.15 柔性化后的齿轮箱系统模型

表 4.2 齿轮箱体表面点振动均方根值 m/s^2

节点	方向	均方根值
1	x	1.0196
	y	2.5906
	z	1.1174
2	x	1.1542
	y	1.1036
	z	1.6385
3	x	1.0225
	y	0.6023
	z	1.5290
4	x	0.8398
	y	0.6641
	z	1.6332
5	x	0.3314
	y	1.0216
	z	1.3378
6	x	1.4327
	y	1.1316
	z	1.3666

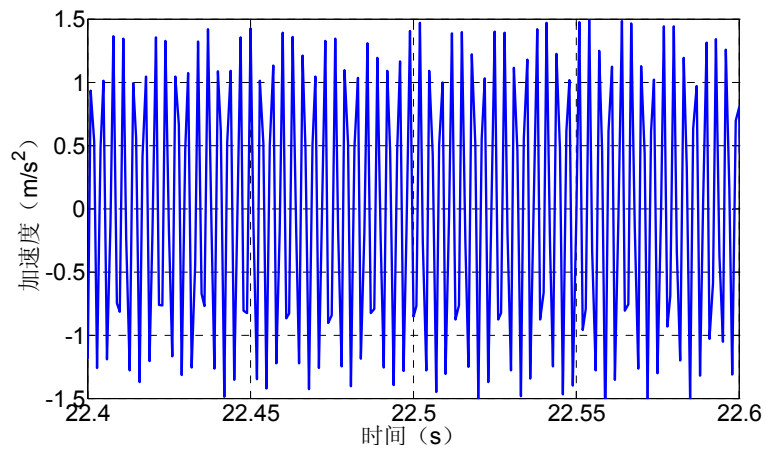


图 4.16 第一点 X 向振动加速度曲线

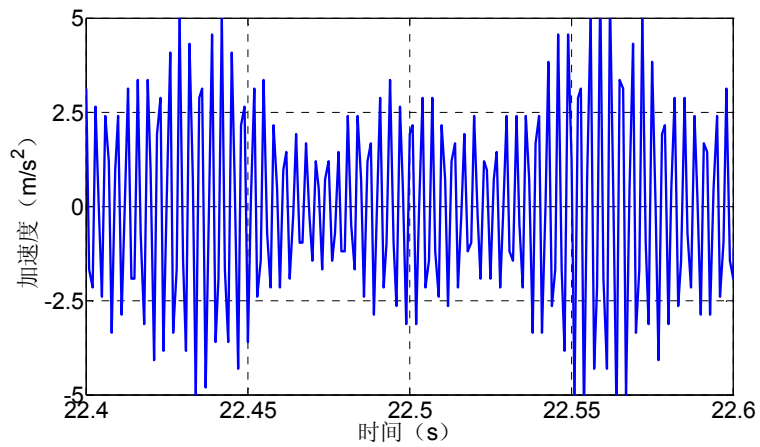


图 4.17 第一点 Y 向振动加速度曲线

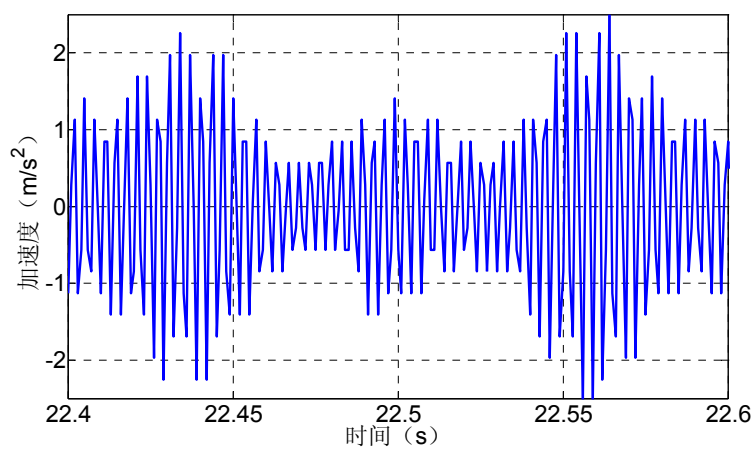


图 4.18 第一点 Z 向振动加速度曲线

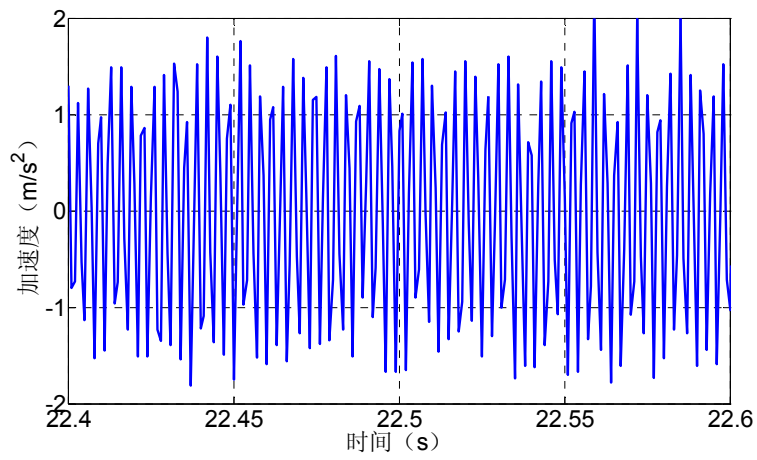


图 4.19 第二点 X 向振动加速度曲线

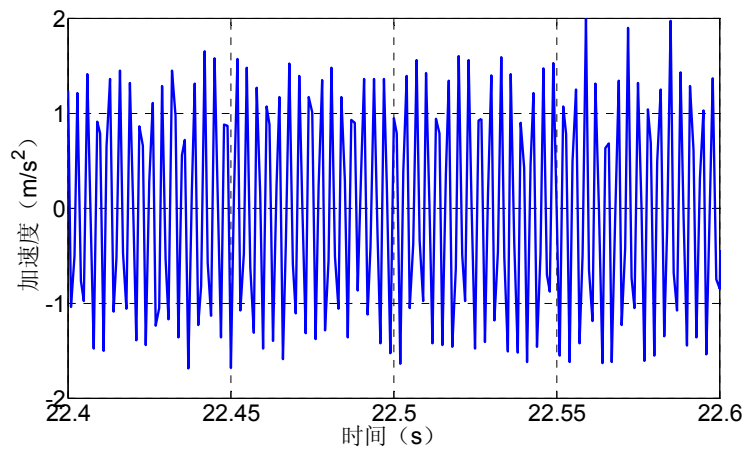


图 4.20 第二点 Y 向振动加速度曲线

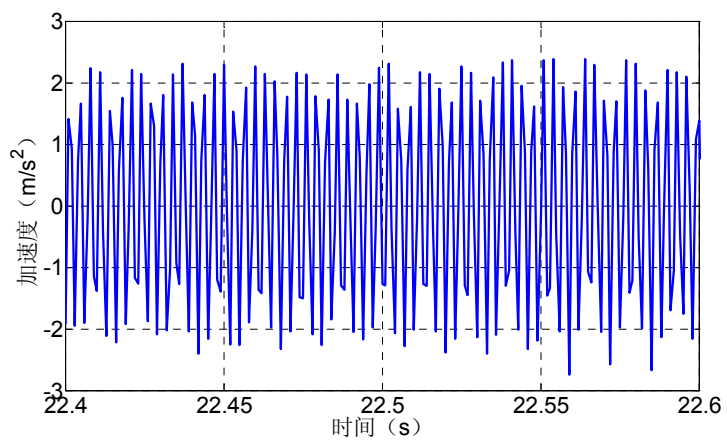


图 4.21 第二点 Z 向振动加速度曲线

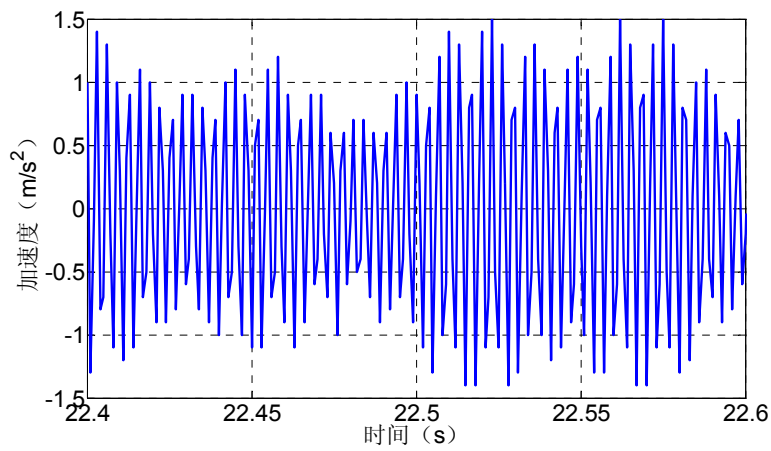


图 4.22 第四点 X 向振动加速度曲线

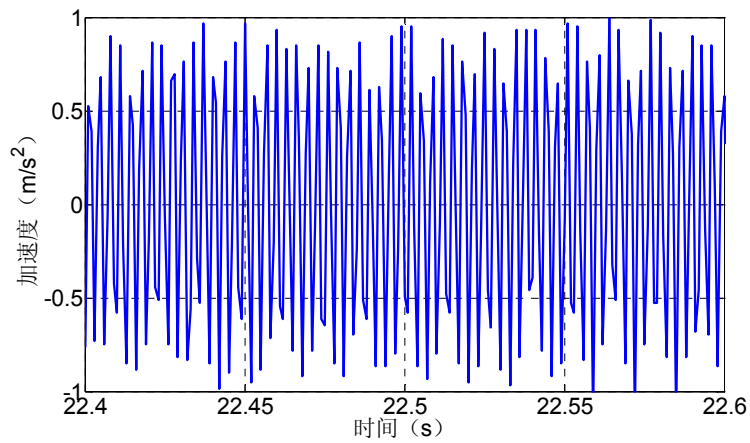


图 4.23 第四点 Y 向振动加速度曲线

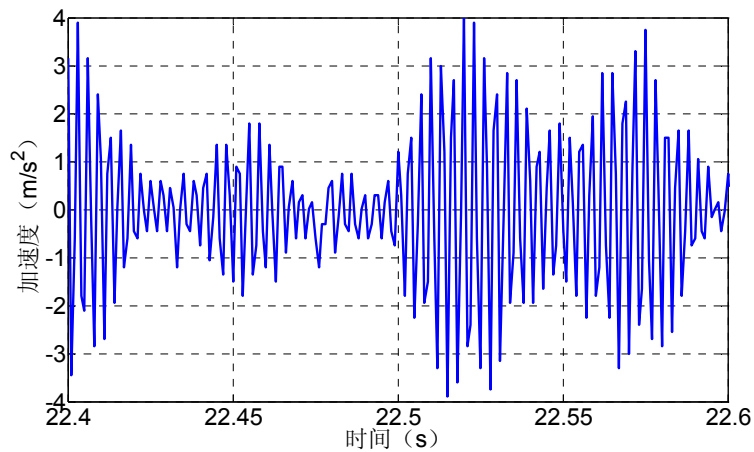


图 4.24 第四点 Z 向振动加速度

4.5 本章小结

本章在前文理论分析的基础上，分别运用 Ansys 和 LMS Virtual.lab 仿真软件对齿轮箱振动的动态响应进行求解计算。把齿轮啮合内部激励力分解为水平和垂直方向的力后加载到 Ansys 中的齿轮系统的模型中，计算出 Ansys 模型中箱体表面点的振动加速度均方根值。在使用 LMS Virtual.lab 进行计算时，先输入参数进行箱体的多体求解，后把箱体柔性化再进行刚柔耦合求解，最后得到箱体表面点的振动加速度均方根值。

第 5 章 齿轮系统动态特性测试实验研究

5.1 引言

前面对齿轮传动系统的振动响应以及齿轮箱的振动作了理论分析和有限元计算。为了验证理论计算和有限元计算的正确性，有必要对齿轮系统动态响应特性进行实验分析研究，并结合测试数据来修正理论分析及有限元的计算，完善有限元模型，以便准确的预测齿轮系统的振动响应及动态特性，为齿轮系统的动态设计和结构修改提供依据。

本文采用 Pulse 测试系统测试了齿轮箱系统箱体表面的轴向，横向及垂向振动加速响应。最后将测试结果与理论计算结果进行了比较。

5.2 实验装置及测试系统的组成

5.2.1 实验装置的基本组成

图 5.1 为实验装置的基本组成。为子便于分析比较，本实验的实验对象与理论及有限元计算的模型相同。实验装置为美国 Spectra Quest 公司设计的齿轮箱动力学仿真器。

实验装置包括：电机、扭矩传感器、齿轮箱、电磁刹车器。为了减小外部激励特别是电机对齿轮箱系统振动的影响，在电机，扭矩传感器和齿轮箱之间安装了弹性联轴器，而功率吸收装置为由直流电源控制的电磁刹车器可以平稳的吸收功率，最大限度地减小外部载荷对齿轮箱的影响。

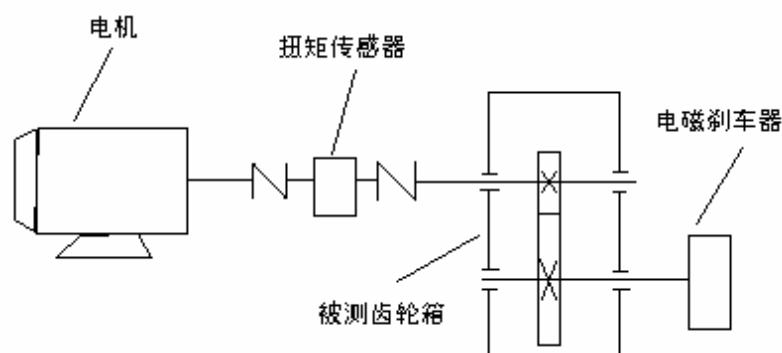


图 5.1 齿轮箱仿真系统组成

5.2.2 测试系统的基本组成

本实验的测试系统组成如图 5.2 所示，包括：加速度传感器、数据采集分析仪(3560D)、数据处理软件(Pulse)等组成。

加速度传感器采用 B&K 公司的 ICP 压电传感器，该传感器内部已集成电荷放大器，不需要再在传感器与采集仪之间加电荷放大器。

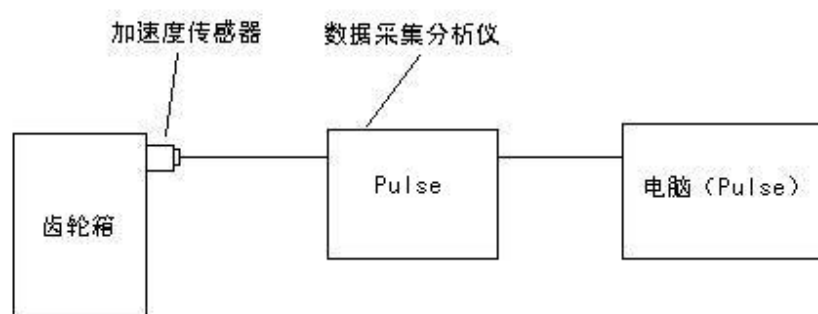


图 5.2 测试系统示意图

5.2.3 齿轮箱测点布置

测试前对齿轮箱所有要测的点进行标记，测试时依次将传感器磁性底座放在各测点上，测点布置如图 5.3 所示：

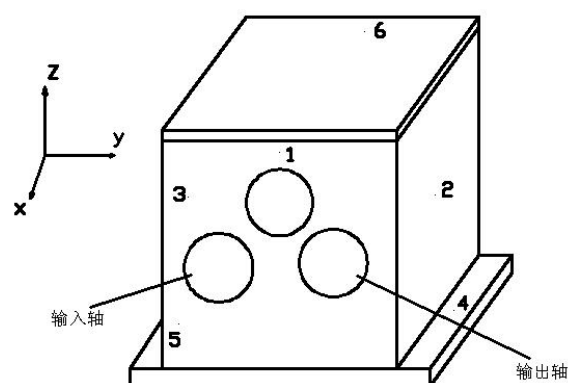


图 5.3 齿轮箱的测点布置

箱体表面的振动加速度有加速度传感器拾取，经放大后输入信号采集仪，然后直接传输到计算机，由 Pulse 软件采集及记录。实验时通过改变转速和负载大小改变工况，本实验分四种工况：一，转速 500rpm，扭矩为

4 Nm；二，转速为 500 rpm，扭矩为 6 Nm；三，转速为 1000 rpm，扭矩为 4 Nm；四，转速为 1000 rpm，扭矩为 6 Nm。每次改变工况后，需等运转稳定后再测。加速度传感器使用六个三向加速度传感器，总共 18 个通道。特别要说明的是由于电磁刹车器在使用过程中发热很快，故要注意刹车器的温度，连续测试时间不能太长，否则会烧坏刹车器。一般在满负荷情况下其连续工作时间不能超过 30 s。实验测试情况如图 5.4 所示：



图 5.4 齿轮箱振动实验测试

5.3 齿轮箱测试实验结果及分析

本实验测定了齿轮箱表面点的三个方向振动的加速度值。图 5.5 至图 5.16 所示为第三种工况下齿轮箱第 1 号测点、2 号测点、4 号测点的 Y 和 Z 二个方向上的加速度时域图及加速度频谱图。

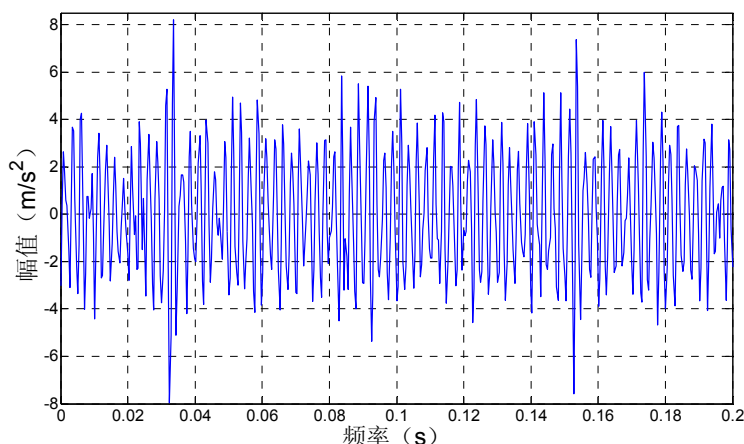


图 5.5 第一点 Y 向振动加速度

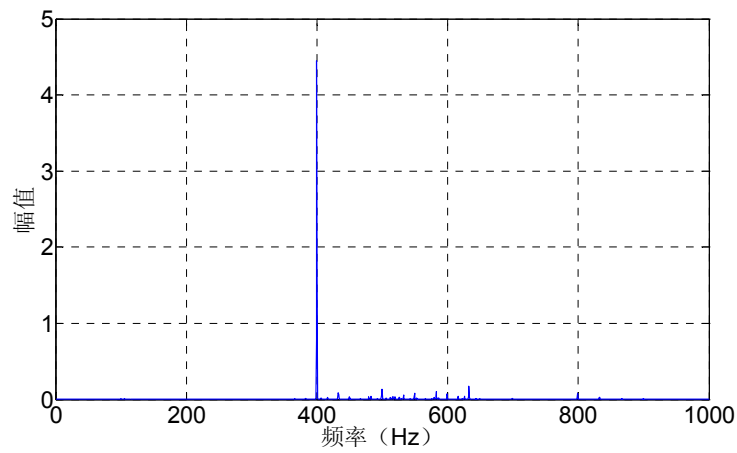


图 5.6 第一点 Y 向振动加速度频谱图

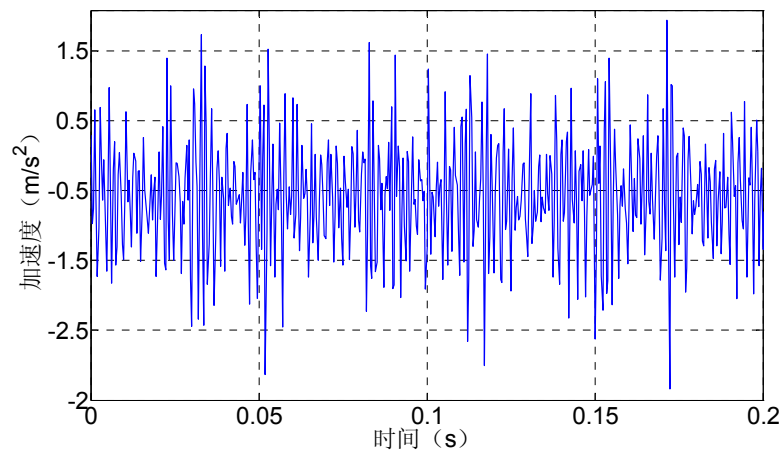


图 5.7 第一点 Z 向振动加速度

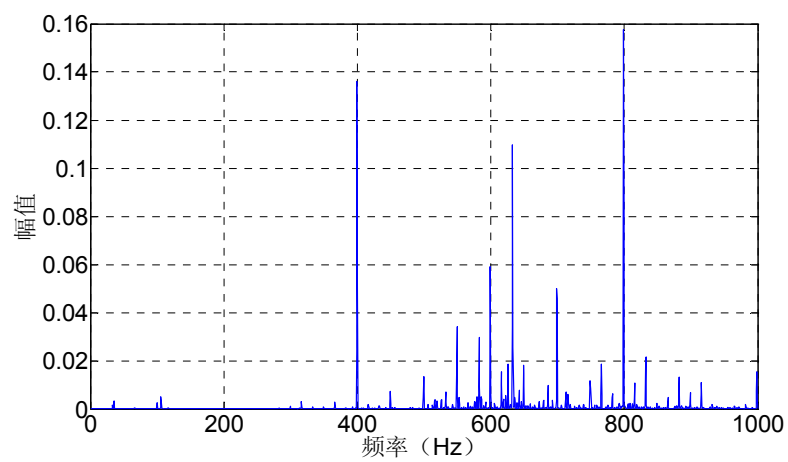


图 5.8 第一点 Z 向振动加速度频谱图

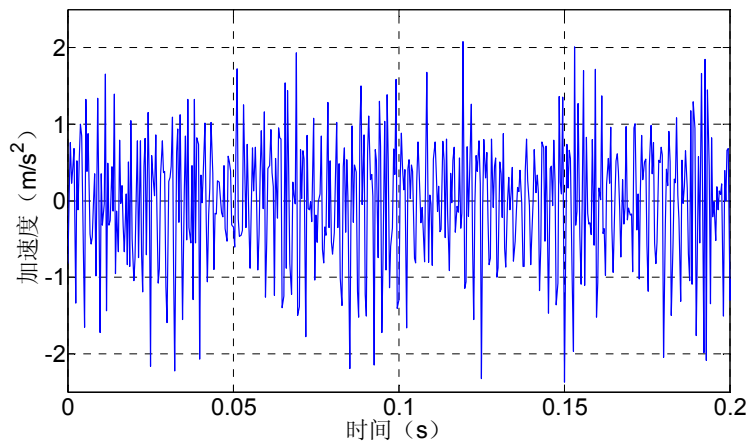


图 5.9 第二点 Y 向振动加速度

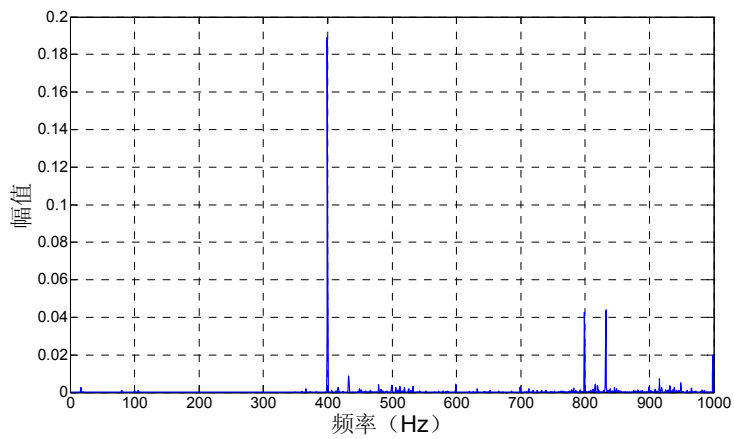


图 5.10 第二点 Y 向振动加速度频谱图

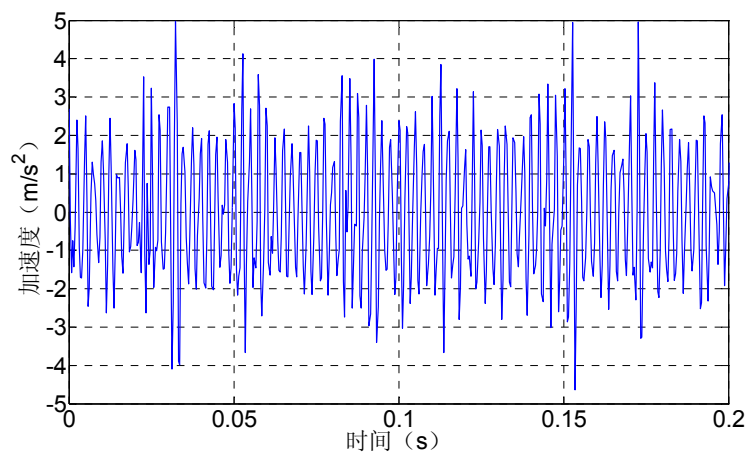


图 5.11 第二点 Z 向振动加速度

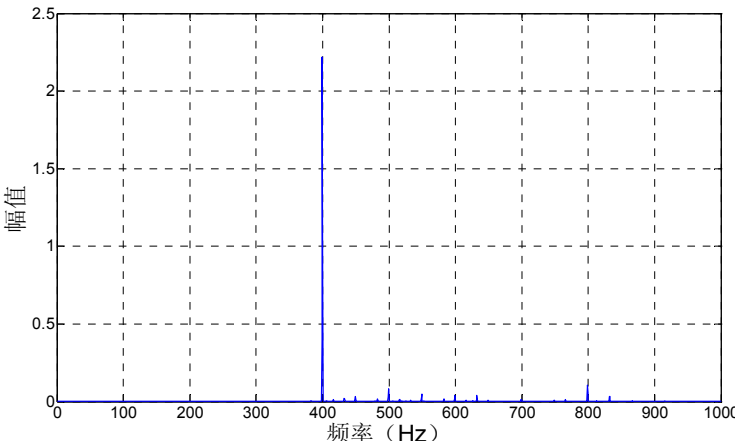


图 5.12 第二点 Z 向振动加速度频谱图

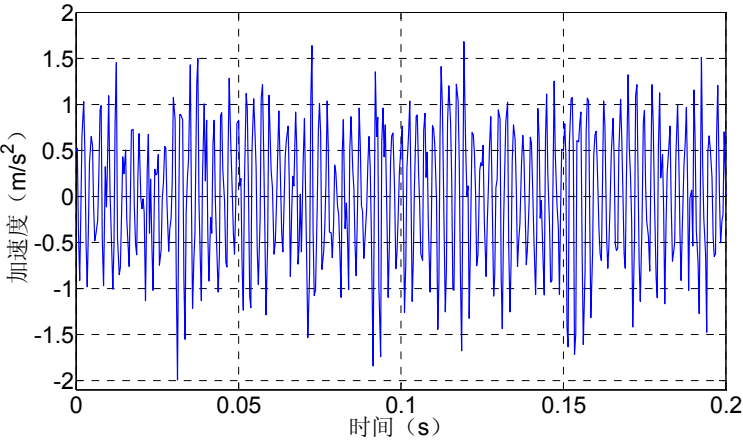


图 5.13 第四点 Y 向振动加速度

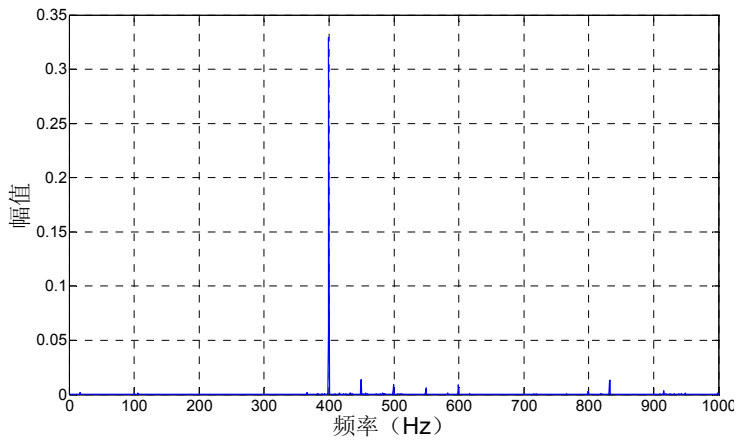


图 5.14 第四点 Y 向振动加速度频谱图

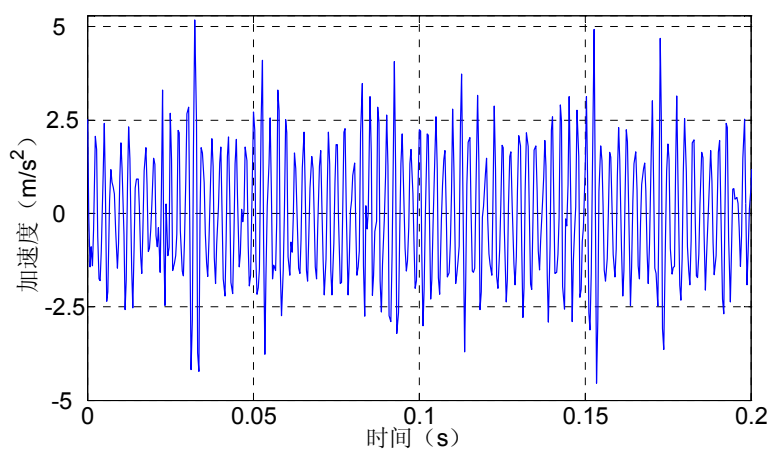


图 5.15 第四点 Z 向振动加速度

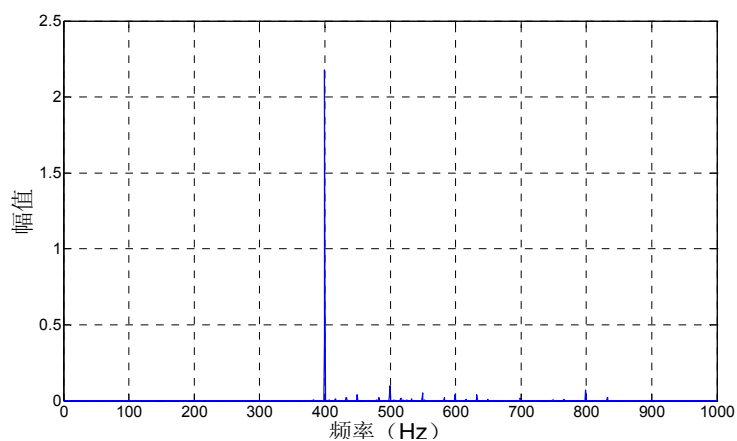


图 5.16 第四点 Z 向振动加速度频谱图

由频谱图可以看出，测点各个方向上频率在 400Hz 时幅值最大，这是因为，当主动齿轮的转速 1000rpm 时，主动轮齿数为 24，啮合频率刚好为 400Hz，这也证明测试数据的可靠性。

对各个工况下各点测得的数据求均方根值 $S = \sqrt{\frac{1}{N} \sum x_i^2}$ ，其各个值如表 5.1 所示：

表 5.1 实验各点的均方根值 m/s^2

点号	方向	转速 500rpm 负载 4Nm	转速 500rpm 负载 6Nm	转速 1000rpm 负载 4Nm	转速 1000rpm 负载 6Nm
1	x	0.5020	0.5926	1.6193	1.4139
	y	1.4339	1.1090	2.5603	2.6658
	z	0.5736	0.5757	1.1131	1.3862
2	x	0.3993	0.4684	1.1726	1.1213
	y	0.5116	0.5654	0.8204	1.1238
	z	0.4638	0.5787	1.7831	2.0141
3	x	0.3192	0.4078	0.7617	0.9015
	y	0.5345	0.5928	0.8382	1.2033
	z	0.4068	0.5577	1.3144	1.4341
4	x	0.3102	0.3657	0.5985	0.7372
	y	0.3677	0.3931	0.6965	0.7141
	z	0.4642	0.5847	1.7617	1.9419
5	x	0.6418	0.5388	0.6683	0.7503
	y	0.5621	0.5654	0.9257	0.9222
	z	0.3444	0.4579	1.1362	1.2797
6	x	0.5079	0.6098	1.6019	1.4640
	y	0.5876	0.6688	1.2835	1.6857
	z	0.4815	0.6142	1.4389	1.5640

由表 5.1 可以看出, 扭矩在很小范围内变化时, 对箱体的振动情况影响并不显著, 这是因为, 扭矩较小还不足以使轮齿产生变形加大啮合冲击, 这与理论分析相吻合。而转速的变化对箱体的振动影响较大, 主要是因为随着转速的变化, 其啮合频率也在变化, 转速增大时, 啮合频率增大。在转速为 500rpm 时, 经计算其啮合频率为 200Hz。当转速为 1000rpm 时, 经计算其啮合频率为 400Hz, 而箱体的最低固有频率为 580Hz, 因此转速为 1000rpm 时离其固有频率更接近, 因而也更容易激起箱体的振动模态, 故转速为 1000rpm 时箱体的振动比转速为 500rpm 时大。

5.4 仿真与实验结果对比

本实验测量了齿轮箱体表面六个点处的振动加速度数据, 并计算出了这些测点的振动加速度均方根值, 由于仿真的工作量比较大, 现只把转速

1000 rpm，负载 4 Nm 时工况下的实验值与理论仿真值做比较，如表 5.2 所示：

表 5.2 工况转速 1000 rpm 负载 4 Nm 下实验与仿真均方根值对比

点号	方向	实验均方根值	Ansys 仿真值	Ansys 仿真误差	Virtual lab 仿真值	Virtual lab 仿真误差
1	x	1.6193	0.7467	53.89%	1.0196	37.03%
	y	2.5603	2.6830	4.79%	2.5906	1.18%
	z	1.1131	1.1171	0.36%	1.1174	0.38%
2	x	1.1726	0.4502	61.61%	1.1542	1.57%
	y	0.8204	1.2001	46.28%	1.1036	34.52%
	z	1.7831	1.9530	9.53%	1.6385	8.11%
3	x	0.7617	0.4002	47.46%	1.0225	34.24%
	y	0.8382	1.1016	31.42%	0.6023	28.14%
	z	1.3144	2.1348	62.41%	1.5290	16.32%
4	x	0.5985	0.0393	93.43%	0.8398	40.31%
	y	0.6965	0.6169	11.43%	0.6641	4.65%
	z	1.7617	1.6397	6.93%	1.6332	7.29%
5	x	0.6683	0.0350	94.76%	0.3314	50.41%
	y	0.9257	0.6159	33.47%	1.0216	9.59%
	z	1.1362	1.7954	58.02%	1.3378	17.74%
6	x	1.6019	0.6612	58.72%	1.4327	10.56%
	y	1.2835	2.6436	94.52%	1.1316	11.83%
	z	1.4389	0.4139	71.23%	1.3666	5.02%

由表 5.2 中的数据进行比较可以看出大部分实验与仿真计算数值吻合情况良好，但有些测点误差较大，主要是因为齿轮系统的复杂性，理论分析时，忽略了外部激励的影响，忽略了轴承结合部的影响，这些都是误差产生的原因。从表中也可以看出，每组数据的 X 方向误差比较大，这是因为本齿轮系统使用的齿轮为直齿轮，齿轮啮合力可以分解为 Y 向力和 Z 向

力，因此在仿真时，X 向振动一般较小。再次，由于轴承的刚度是估算值，并不精确，因此对仿真数值也会产生一定的影响。在实验时，X 向由于受到轴系的不平衡力及外部激励影响较大故实验值与仿真值误差偏大。

从整体上来看，使用 LMS Virtual.lab 软件的仿真结果比使用 Ansys 软件的仿真结果更为准确。而 LMS Virtual.lab 软件中轮齿的刚度计算仍然采用的是 Y.Cai 的刚度计算公式，而两者分析所采用的有限元模型是相同的，但其仿真结果却不同，究其原因因为两仿真软件对轴承处的处理不同所致，在 Ansys 中每个轴承采用四个弹簧来模拟，故其误差比较大，但在 LMS Virtual.lab 中多体分析时，可设置衬套力来模拟轴承；在柔性化分析时，则采用蜘蛛网格耦合了轴承孔周围一圈的节点来传递轴承处的力，因此，LMS Virtual.lab 软件的这种处理方法更为准确，故 LMS Virtual.lab 的分析也更为接近实验值。

整体上来说，理论与仿真结果误差不大，因此可以使用仿真的手段来预测齿轮箱体的振动及噪声辐射情况，为齿轮箱的设计提供参考。

5.5 本章小结

本章对齿轮系统的振动进行了实验研究，分别测得了四种工况下的齿轮箱体的振动数据。四种工况下的数据显示扭矩的变化对箱体振动影响不大，但转速的变化对箱体振动影响较大。通过实验数据与仿真数据的对比，两者能够很好的吻合，证明了仿真数据的可靠性，说明可以通过仿真手段来预测齿轮箱体的振动和噪声情况。

结 论

本文以某型齿轮箱为研究对象,应用当前出现仿真软件,对齿轮啮合的内部激励,箱体的振动响应进行了分析和研究,目的是用先进的现代设计技术来预测齿轮传动系统的振动情况,为设计出低振动齿轮传动系统做指导。本文在齿轮啮合内部激励机理、内部激励力的计算及在内部激励力作用下箱体的振动响应等方面取得了研究成果,得出以下主要结论:

1. 分析了齿轮系统产生振动和噪声的机理,齿轮系统的振动和噪声主要由于其内部激励引起,即刚度激励、误差激励和啮合冲击激励;

2. 可以通过齿轮啮合刚度变化方程、误差近似等效方法及啮合冲击方程数值模拟出齿轮啮合时的各种内部激励,得到齿轮啮合时产生的总激励力。

3. 运用 Ansys 与 LMS Virtual.lab 软件研究了齿轮箱体的模态影响因素,指出应考虑模态求解过程中的流固耦合影响。讨论了装配体中螺栓连接处的处理的方法。在装配体模态求解过程中可以采用刚性耦合及子结构法,对于大型装配体采用子结构法比较适合;对于小型装配体采用刚性耦合法则较适合。

4. 利用 Ansys 软件的动态仿真计算功能及 LMS Virtual. lab 软件的刚柔耦合计算功能,计算了齿轮传动系统的动态响应,表明 Ansys 和 LMS Virtual.lab 软件具备齿轮系统的动态响应仿真计算能力。

5. 对齿轮传动系统进行实验研究,得到了齿轮箱体表面点的振动加速度,并与有限元仿真计算结果进行了对比分析,两者结果基本吻合,表明所建模型的正确性,说明了用有限元法分析齿轮箱体振动情况的可行性。实验测试数据也说明当系统处于轻载时,负载的变化对箱体的振动影响不大,而转速的变化对箱体振动的影响则比较大。通过两种仿真方法之间的对比,表明 LMS Virtual. lab 的计算更准确,主要是因为其轴承可以通过衬套力来模拟,而 Ansys 中则只能通过弹簧来模拟,因此 Ansys 的计算误差比较大。

由于本人水平和时间有限,不能做更深入的研究,进一步的工作和有待解决的问题主要有:

1. 考虑齿轮传动轴系的扭振情况对整个系统振动特性的影响，可从在轴系发生扭转振动时节点在齿轮上与不在齿轮上两方面讨论。
2. 可对轴承的刚度做进一步的研究，讨论轴承刚度的计算数值模拟方法或仿真计算方法，以便获得更精确的轴承刚度。
3. 在齿轮及轴承的润滑方面，可加入润滑油膜的影响，来考虑油膜的刚度对整个系统振动特性的影响。

参考文献

- [1]杨成云. 齿轮传动系统耦合振动响应及抗冲击性能研究. 重庆大学. 博士论文. 2006: 16-17 页
- [2] A.Kahaman. Effect of Axial Vibrations on the Dynamic of Helical Gear Pairs. ASME Journal of Vibration and Acoustics. 1993: 33-39P
- [3] Haruo Houjoh, Kiyohicko Umezawa , Shigeke Matsumura . Vibration Analysis for a Pair of Helical Gears Mounted on Elastic Shafts. ASME Power Transmission and Gearing Conference. 1996: 501-508P
- [4]Tsuta T. Excitation force analysis of helical gear-pair with tolerance in their tooth shape and pitch, mounted on flexible shaft . JSME International Conference on Motion and Power Transmission. 1991: 72-77P
- [5]魏任之, 曾鸣. 齿轮传动装置动态设计方法研究. 机械科学与技术. 1994(0): 55-60 页
- [6]李润方, 陶泽光, 林腾蛟等. 齿轮啮合内部动态激励数值模拟. 机械传动. 2001(2): 1-3 页
- [7]林腾蛟, 李润方, 杨成云等, 增速箱内部动态激励及系统振动响应数值仿真. 农业机械学报. 2002. 55-59 页
- [8]王建军, 李润方. 齿轮系统动力学的理论体系. 中国机械工程. 1998. 第 9 卷第 12 期: 55-58 页
- [9]L.Vedmar, A.Andersson. A method to determine dynamic loads on spur gear teeth and on bearings. Journal of Sound and Vibration. 2003: 1065-2084P
- [10]Yuan H.Guana, Mingfeng Lib, Teik C.Limb. Comparative analysis of actuator concepts for active gear pair vibration control. Journal of sound and Vibration. 2004: 273-294P
- [11]刘茂武, 孟惠荣. 重载摆线齿轮传动的接触问题分析及其三维有限元计算. 机械传动. 1994(1): 11-16 页
- [12]J.S.Chen, F.L.Litvin, A.A.Shabana. Computerized Simulation of Mesh and Contact of Loaded Gear Drives. Proc.Inter Gearing. 1994.
- [13]李剑锋, 张准, 王寿佑. 圆柱斜齿轮多齿对耦合瞬时啮合刚度的有限元

分析. 济南大学学报. 1994(1): 69-73 页

[14]张建云, 丘大谋. 一种求解直齿圆柱齿轮啮合刚度的方法. 西安建筑科技大学学报. 1996(2): 134-137 页

[15]武宝林, 邵家辉, 孟惠荣. 圆弧齿轮传动中啮合振动方程研究. 机械科学与技术, 1996(4): 478-480 页

[16]常山, 徐振忠, 霍肇波等. 斜齿圆柱齿轮瞬时啮合刚度及齿廓修形的研究. 热能动力工程. 1997(4). 270-275 页

[17]林腾蛟, 李润方, 朱才朝等. 斜齿轮的齿面载荷及啮合刚度数值分析. 机械工艺师, 2000: 30-31 页

[18]孙智民, 沈允文, 李素有. 封闭行星齿轮传动系统的扭振特性研究. 航空动力学报. 2001(2): 163-166 页

[19]刘景军. 斜齿轮啮合刚度的计算. 武汉工程职业技术学院学报. 2001(2): 33-36 页

[20]唐进元, 颜海燕. 线外啮合齿轮传动啮合刚度计算. 机械传动. 2002(4): 24-26 页

[21]王三民, 沈允文, 董海军. 含间隙和时变啮合刚度的弧齿锥齿轮传动系统非线性振动特性研究. 机械工程学报. 2003(2): 28-32 页

[22]姚文席, 魏任之. 渐开线直齿轮的啮合冲击研究. 振动与冲击. 1990(4). 57—62页

[23]Robert L. Taylor, P Papadopoulos. On a Finite Element Method for Dynamic Contact/Impact Problems . Numerical Method in Engineering. 2005(12): 2123-2140P

[24]J. G. Malone, N L.Johnson. A Parallel Finite Element Contact/Impact Algorithm for Nonlinear Explicit Transient Analysis: part I—The search Algorithm and Contact Mechanics . Numerical Methods in Engineering. 1994(4): 559-590P

[25]唐进元, 肖利民. 齿轮齿顶修缘时啮合冲击速度的计算. 长沙铁道学院学报. 1995(1): 26-30页

[26]李润方, 陈兵奎. 冲击/动力接触问题有限元混合方法及其应用.非线性力学学报. 1997.

- [27] Runfang Li, Chengyun Yang. Finite element simulation of the dynamical behavior of a speed-increase gearbox.. Journal of Materials Processing Technology . 2004: 170-174P
- [28]邵忍平, 孙进刁, 沈允文等. 齿轮啮合冲击噪声的定量预估. 机械科学与技术. 2001(3). 340-342页
- [29]A. Bajer , L. Demkowicz. contact/impact problems energy conservation and planetary gears. 2002: 1-29P
- [30]杨生华. 齿轮接触有限元分析. 计算力学学报. 2003(2): 189-194页
- [31]盛云, 武宝林. 齿轮传动中啮合冲击的计算分析. 机械设计. 2005(22): 41-44页
- [32]谢海东, 周照耀, 夏伟等. 斜齿轮传动中啮合冲击数值研究. 机械传动. 2005: 7-10页
- [33]柴群, 万朝燕. 基于 ANSYS/LS-DYNA 的蜗轮蜗杆动态接触分析. 现代制造工程. 2006(11): 85-90 页
- [34]Y.Cai . Simulation on the Rotational Vibration of Helical Gears in Consideration of the Tooth Separation Phenomenon(A New Stiffness Function of Helical Involute Tooth Pair). Journal of Mechanical Design. 1995: 460-469P
- [35]Y.Cai. The Linear Approximated Equation of Vibration of a Pair of Spur Gears(Theory and Experiment). Journal of Mechanical Design. 1994: 558-564P
- [36]郑光泽. 齿轮传动系统动态性能优化分析研究. 重庆大学. 硕士论文: 22-24 页
- [37]林腾蛟. 齿轮系统非线性冲击振动数值模拟及实验研究. 重庆大学. 博士论文. 1999: 40-46 页
- [38]韩西. 齿轮系统耦合振动噪声特性研究. 重庆大学. 博士论文. 1999: 77 页
- [39]武宝林, 杨素君, 姚俊红. 齿轮传动中啮合冲击的理论分析. 机械科学与技术. 2003(1): 55-57 页
- [40]盛云, 武宝林. 齿轮传动中啮合冲击的计算分析. 机械分析. 2005(7): 41-44 页
- [41]陈晏, 余跃庆等. 基于 LMS Virtual Lab 和 ANSYS 的刚柔耦合机器人仿

真系统. 轻工机械. 2007(1): 46-49 页

[42]王炎, 马吉胜, 蒙刚等. 基于虚拟样机的齿轮系统非线性扭转振动分析. 机械工程师. 2007(11): 23-25 页

[43]傅志方, 华宏星等. 模态分析理论与应用. 上海交通大学出版社. 2000: 314-327 页

攻读硕士学位期间发表的论文和取得的科研成果

致 谢

本文是在导师李玩幽教授的悉心指导和亲切关怀下完成的。论文工作期间,老师给予我认真、热情的指导和严格的要求,其高尚的人格魅力、渊博的知识、豁达的性格、严谨的治学态度以及在学术上的独立见解和对新知识的敏锐的洞察力,使我受益匪浅。在学习期间,老师不仅在学业上积极给与指导与鼓励,也为我创造了很多学习与磨练自己专业技能的机会,使我受益极大,而且在生活上也给与我亲切的关怀。在此向老师表示我最诚挚的谢意!

在课题的研究和论文撰写过程中,还得到了张天元研究员的关怀和指导,同时郭旦、丁豹、郭宜斌、孙启滨等同学也给我提供了很多的帮助,在此对他们表示衷心的感谢。

最后,我要感谢我的父母,在我的求学生涯中,是他们时刻给与我支持、鼓励和信心,使得我的学习和工作过程得以顺利进行。