



摘 要

随着建筑工程机械向多样化和专业化方向发展,对其结构的要求越来越高。就结构设计而言,动力学分析既是动态设计的一个重要组成部分,又是结构设计的关键所在。因此,因此对建筑工程机械进行动力学分析,研究其动力学特性,具有很大的经济意义和实用价值。

结构设计是工程机械设计的一个重要环节,而动力学分析是结构设计过程中的必不可少的步骤。本文以旋挖钻机为研究对象,运用结构动力学分析理论,借助有限元分析软件和模态试验技术,对承受动力载荷的旋挖钻机的主要部件——三角架结构进行结构静力和动力分析,既解决了结构设计中的实际问题,也为动态设计在建筑工程机械结构设计分析中的应用和推广作出了有效尝试和探索。

本文首先运用有限元分析软件 ANSYS,根据旋挖钻机三角架的结构特点和实际工作状况,建立三角架的三维有限元力学模型;然后进行结构静力学分析,揭示结构在典型工况下的应力分布情况;再进行模态分析,确定结构的固有频率和相应振型,为进行其他动态性能分析奠定了基础,也为三角架结构的优化设计提供了理论依据。

为了验证有限元分析的正确性,本课题对三角架结构进行了静态和动态强度试验;为了获取三角架的实际动态特性,又对旋挖钻机进行了模态试验。本试验利用旋挖钻机的钻杆作为振源,用加速度传感器获得三角架结构在钻杆激励下的响应,进而对信号进行模态参数识别,得到结构的固有频率和相应振型。

最后,本课题还对三角架结构进行了谐响应初步分析。通过谐响应分析,获取测试点在不同频率下不同方向的振幅。

关键词:旋挖钻机,三角架,力学模型,有限元分析,静力学分析,动力学分析,模态分析,动应力试验,模态试验,谐响应分析



ABSTRACT

As the diversification and specialization development of construction machines, the requirements of structural characteristics become higher and higher. To the structural design, the dynamic analysis is not only the important part of dynamic design but also the key part of structural design. Therefore, making the dynamic analysis of engineering machine and studying their dynamic characteristics have great value economically and practically.

The object of this paper is an eddying and torque-machine. By means of the theory of structural dynamic analysis, the finite element method and the modal test technology, we carry out the static and dynamic analysis of the object. We solve the practical demand of engineering and explore effectively in the field of applying the structural dynamic design to construction machines as well.

The structural design is an important part in the design for engineer machine, and the dynamic analysis is an indispensable procedure in the process of structural design. The three-angle frame structure of eddying and torque-machine is not only the critical part of bearing dynamic loads but also the primary part of the whole structure. Firstly, the paper introduces the establishment of the three-dimensional finite element mechanical model according to the structural characteristics and practical working conditions of the three-angle frame structure of eddying and torque-machine by means of the finite element analysis software—ANSYS. Secondly, we make the structural static analysis of the three-angle frame structure to discover the characteristics of stress distribution of the three-angle frame structure on the condition of typical working environment. Thirdly, we make the modal analysis to ensure the intrinsic frequency and the corresponding vibration mode of the three-angle frame structure. The analysis lays the base for other dynamic analysis and provides the theoretical foundation for the structural design.

To validate the correctness of the finite element analysis, we carry out the static and dynamic tests of the three-angle frame structure. To obtain the practical dynamic



characteristics of the three-angle frame structure, we carry out the modal test of the eddy and torque-machine. By means of the acceleration instrument to obtain the response of the three-angle frame structure, we identify the modal parameter of signals and obtain the natural frequency and corresponding vibration mode of the structure.

Finally, we also make the harmonic response analysis of the three-angle frame structure. By the preliminary analysis of the harmonic response, we can detect clearly the swings on the conditions of different frequencies in different directions.

Key words: eddy and torque-machine, three-angle frame, mechanical mode finite element analysis, static analysis, dynamic analysis, modal analysis, dynamic stress test, modal test, harmonic response analysis

学位论文版权使用授权书

本人完全了解同济大学关于收集、保存、使用学位论文的规定，同意如下各项内容：按照学校要求提交学位论文的印刷本和电子版；学校有权保留学位论文的印刷本和电子版，并采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文；学校有权提供目录检索以及提供本学位论文全文或者部分的阅览服务；学校有权按有关规定向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版；在不以赢利为目的的前提下，学校可以适当复制论文的部分或全部内容用于学术活动。

学位论文作者签名：杨善亮

2006年2月24日

经指导教师同意，本学位论文属于保密，在 10 年解密后适用本授权书。

指导教师签名：郑长强

学位论文作者签名：杨善亮

2006年2月25日

2006年2月25日

同济大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本学位论文的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或者没有公开发表的作品的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本学位论文原创性声明的法律责任由本人承担。

签名：杨善亮

2006年 2 月 25 日



第一章 绪论

1.1 引言

旋挖钻机是一种适合建筑基础工程成孔作业的施工机械，广泛用于市政建设、公路桥梁、高层建筑等基础施工工程，配合不同钻具，适应于干式（短螺旋）、湿式（回转斗）及岩层（岩心钻）的成孔作业，旋挖钻机具有装机功率大、输出扭矩大、轴向压力大、机动灵活，施工效率高及多功能等特点。目前，旋挖钻机已被广泛应用于各种钻孔灌注桩工程。

我国早在 1984 年即引进了美国 RDI 公司的旋挖钻机并消化吸收。但是，由于诸多原因，这一先进技术在我国的发展比较缓慢。到世纪 90 年代末期，我国旋挖钻机的拥有量也仅有 100 台左右，而这为数不多的钻机也由于运行成本高等原因并未完全用于生产施工。最近两三年，国家建设部门逐步意识到旋挖钻机的诸多优势，在这种背景下，原有的成孔设备因低效、高噪、环保等将逐步淘汰，而旋挖钻机凭借作业时的优势，已成为大批重点工程业主的指定施工设备。

随着国家经济建设的逐步推进，市政建设也随之蓬勃发展，对工程机械的需求及技术要求也越来越高。安全可靠、性能稳定是对工程机械的最基本的要求，然而随着我国工程机械市场的日益繁荣，市场竞争日趋激烈，各工程机械供应商及研究开发人员，也积极应对，争取以高的性价比来赢得市场，以最少的成本获得最大的收益。而旋挖钻机是当今市政建设中的重要机械设备，其造价极其昂贵，如何在保证性能要求的前提下，进一步改善和优化结构，降低成本，赢得市场，是当前迫切需要解决的重要课题，这就是本课题的出发点和立足点所在。

1.1.1 课题研究的意义

经过调查研究发现，国内外的旋挖钻机常采用平行四边形机构的起落架，而三角架是构成该平行四边形机构的一个重要的构件，在整个平行四边形机构中，其受力最为复杂。从整机的角度看，其结构虽然简单，但是在施工过程中，受到复杂的瞬态冲击载荷，



对结构分析带来一定的难度。三角架的强度、刚度是否满足要求直接影响底座的起升安全，因此必须全面了解三角架在工作过程中承载时的应力、应变水平、振动频率和刚度、强度分布情况，发现薄弱环节和过剩部位，为进一步优化结构、改进设计提供依据。

1.1.2 国内外三角架结构的研究现状

随着计算机技术和数值分析方法的发展，有限元方法在机械结构分析中得到了广泛的应用，特别是在美国 ANSYS 公司研制出了大型的有限元分析软件（FEA）——ANSYS，该软件凭借其功能强大的设计和优化分析软件包，因此受到广泛的青睐，从而推动了机械结构分析方面迅猛的发展。

通过最近一段时间的资料文献检索发现，真正将有限元分析运用到旋挖钻机的结构设计、分析及优化，特别是在国内还是寥寥无几。尽管已检索到已有旋挖钻机钻杆应力的有限元方面的研究，但对平行四边形机构起落架中的三角架的结构分析，目前还只是仅限于静力分析阶段，而对该三角架在旋挖钻机工作过程中的结构动力分析目前还没有，作为受力较为复杂的重要构件——三角架的研究，由于其在对平行四边形机构起落架的结构设计、优化具有一定的重要性，因此应该受到足够的重视。

为了提高桩的质量和生产效率，近年来国内外很多厂家生产了各种形式的灌注桩施工机械，并广泛采用平行四边形起落架，如何优化设计起落架，是目前进行的一个课题，而作为平行四边形机构中的重要构件——三角架的设计和分析，也将是研究的重点。今后，国内外旋挖钻机除了将向多功能化、底盘专业化、控制技术的智能化、安全保护、上、下车独特的水平调节系统、动力头采用 MCS 系统——一套管钻进增扭装置等方向发展外，整台机械的局部构件及整体的结构优化也将是今后旋挖钻机重点研究和发展的趋势，而进行结构的优化设计必然要先进行结构分析，特别是动力分析，在保证局部构件和整机强度、刚度、稳定性、施工能力及其他技术要求的情况下，逐步进行结构的优化，在保证满足各种参数要求的前提下，对减轻整机的重量，降低成本，节约开支，提高机械设备的生产效率和作业灵活性等方面具有要重要的现实意义。

1.1.3 课题研究的方法和手段



本课题着重于三角架的结构动力学分析，运用大型的有限元分析软件 ANSYS 作为结构分析的有效手段。该课题最终目的是在满足强度、刚度、稳定性及工作能力等技术要求的前提下，不断改进和优化三角架的结构，且由于该课题是旋挖钻机设计的前期工作，因此最终必须通过试验来验证其结构设计的可行性，由此采用理论研究分析与试验相结合的办法。

技术路线：调查研究 → 搜集相关资料 → 理论研究 → 初步设计三角架的结构尺寸 → 利用有限元软件，进行结构动力学分析 → 通过试验验证结构分析的结论是否与事实相符合 → 修改结构尺寸，并改进和优化结构设计。

实施方案：首先，进行广泛的调查和理论研究分析；其次，初步设计三角架的结构尺寸；然后，对该三角架进行结构动力学分析；再次，利用试验验证分析结论是否与实际相符合；最后，改进和完善结构设计。

1.1.4 论文研究思路及主要内容

本课题主要针对旋挖钻机的平行四边形机构起落架中的三角架进行结构分析，重点是对工作过程作动力分析，分析其刚度、强度及稳定性等是否满足设计要求。

首先，根据整台旋挖钻机及平行四边形机构起落架的布置，初步设计三角架的结构尺寸。

其次，根据该结构尺寸，利用有限元分析软件 Ansys 进行结构分析，结构分析的重点是工作状态时三角架的动力分析，因此必须建立有限元模型，要真实反映实际工作中三角架的受力状况，使其分析结论更加真实可靠。

再次，根据结构分析得出的结论，不断的优化和改进三角架的结构设计。

最后，通过试验，验证结构分析结论的可靠度，必要时修正最初的三角架的结构尺寸并同时修改有限元模型。

该课题的主要研究内容是对三角架在工作状态下进行结构动力分析，以全面了解三角架结构在工作时的应力、应变水平、振动频率、强度和刚度分布情况。结构分析的目的：首先是确保所设计的三角架满足强度、刚度、稳定性、工作能力及其他技术要求；其次，结构分析为进一步优化和改进三角架的结构提供理论依据，也为旋挖钻机进行其他构件及整机的结构分析奠定基础，这也是本课题所要研究解决的最终技术问题。



第二章 有限元法和三角架结构有限元分析

在机械工程设计计算中，对一些复杂的机械零部件，例如机座、机架、工作台和箱体等，过去应用材料力学和弹性力学的方法来计算，需要对原结构及其受力与约束状态作很大的简化，因而使得计算精度差，计算结果往往与实际情况相差很远，甚至失去分析计算的意义。同时，由于采用一般力学公式和简单计算工具，使得计算过程冗繁而且花费很多时间。所以，长期以来不得不采用类比的经验设计方法。在验算机械结构的强度与刚度时，为了可靠起见，常常选择过大的安全系数，造成所设计的结构尺寸与重量偏大。另一方面，由于计算机分析的粗略性，也可能出现某些薄弱环节或结构局部的强度或刚度不足。

在近二十年发展起来的有限元法是分析计算复杂机械结构和工程结构极为有效的方法，它基本上解决了过去对复杂机械结构作精确计算的困难，对于改变传统的经验设计方法起了重要作用。

2.1 有限单元法的基本方法

有限元法是在力学模型上近似的数值方法，它的基本思想可以概括为“先分后总”或“化整为零又积零为整”。具体地说，就是将连续体或结构划分为许多单元通过一些节点把有限个单元连成集合体代替原来的连续体或结构，即把连续体转化为离散模型来进行力学分析。根据物体的几何形状特征、载荷特征、边界约束特征等，单元有各种类型。节点一般都在单元边界上，节点的位移分量作为结构的基本未知量。根据分块近似的思想，选择简单的函数近似地表示单元内位移变化规律，利用力学推导建立单元的平衡方程组，再把所有单元的方程组集合成表示整个结构的力学特性的代数方程组，最后引入边界条件求解代数方程组获得数值解。

由上述可以看到，有限单元法的实质是把具有无限多个自由度的弹性连续体，理想化为只有有限个自由度的单元集合体，使问题简化为适合于数值解法的结构性问题。因此只要研究并确定有限大小的单元力学特性，就可根据结构分析的方法求解，使问题得



到简化。

2.2 有限元分析的一般步骤

有限元法分析的过程可分为三大步骤，结构离散化、单元分析和整体分析。下面简明扼要介绍这几个步骤。

(一) 结构离散化

结构离散化是把实际结构划分为若干单元，使力学模型变成离散模型。这是有限元法分析的第一步，是很重要的一步，因为它关系到计算精度和计算效率。实际结构应该划分成什么样的单元，这要依据结构本身的形状和受力情况而定。有限元法既然是近似的数值法，它的计算精度必然取决于所划分单元的形状、大小、多少以及分布情况等。一般说来，划分的单元愈多、愈密集、也就愈能反映实际结构的状况，计算精度就愈高。但是，计算工作量增大，计算时间增长。因此，必须兼顾两方面，在满足计算精度要求的前提下，尽可能使单元数少些。

(二) 单元分析

结构离散化之后，进行单元的力学分析，以导出“单元刚度矩阵”。具体步骤分以下两步：

(1) 选择单元位移模式

描述单元中各点位移变化规律的函数称为位移模式或位移函数。一般弹性体受力变形后内部各点位移变化情况是很复杂的，但是，在小单元的区域，可以假设位移用坐标的某种简单函数来近似，例如，假定线性函数或一定幂次的多项式作为位移模式。这是根据任何复杂函数可用多项式逼近，以及多项式便于数学运算的考虑。选择合适的位移函数是有限元分析的关键，它将决定有限元解答的性质与近似程度。位移函数的选择一般遵循以下原则（即有限元解的收敛条件）：

- ①在单元内位移函数必须是连续的，而在相邻单元公共边界上的位移必须协调；
- ②位移函数必须能反映单元的刚度矩阵；
- ③位移函数必须能反映单元的常量应变。

(2) 单元力学特性分析



在选择了单元类型和相应的位移模式之后,即可按几何方程、物理方程导出单元应变与应力的表达式,然后利用虚功原理或变分法或其他方法建立各单元的刚度矩阵,即单元节点力与节点位移之间的关系。此外,单元特性分析的另一重要内容是将作用在单元上的非节点载荷移置到节点上,形成等效节点载荷矩阵,这是因为有限元法假设载荷是作用在节点上的,并由节点传递的。

(三) 整体分析

整体分析是将原结构作为由若干单元组成的离散结构来分析,其基础是依据所有的相邻单元在公共节点上的位移相同和每个节点上的节点分力与节点载荷保持平衡这两个原则。具体包含以下内容:

①由各单元刚度矩阵组集成整个结构的总刚度矩阵 $[K]$;

②把各单元的节点载荷(节点载荷包括直接作用在节点上的外载和不作用于节点的外载经移置到节点上的等效节点载荷)组集成总节点载荷向量(即总载荷矩阵) $\{R\}$,结合各单元的总刚度矩阵 $[K]$,列出整体结构的总刚度方程:

$$\text{整体结构的总刚度方程: } [K]\{\delta\} = \{R\} \quad (2.1)$$

③根据边界条件,修正总刚度方程,求解这个方程组,得到各节点的位移,进而寻求各单元内的应力。

2.3 动力分析有限元法

2.3.1 动力分析有限元法的特点

用有限元法分析结构的动力特性是一种对复杂结构进行动力学计算的有效方法。结构动力学的有限元法实质上就是将一个弹性连续体的振动问题,离散为一个以有限个节点位移为广义坐标的多自由度系统的振动问题来求解。旋挖钻机三角架的动态性能分析,主要是分析其在动态载荷作用下的响应。动载荷是与时间 t 有关的载荷,这是动力分析(也称动态分析)与静力分析的根本区别,如旋挖钻机三角架结构在钻杆的一个工作循环过程中,受到不同的作用力,这时三角架结构相应的位移、应力和应变不仅随空间位置的变化,同时也随时间 t 变化结构动力学有限元法的原理和分析的方法步骤基本同静力学有限元法的基本相同,也同样按不同结构来分析。不同的是,要应用机械振动理



论建立动力学方程；在单元分析中除了形成刚度矩阵外，还要形成质量矩阵和阻尼矩阵；在整体分析中要求解特征值问题和动力响应问题。

在动态分析有限元法中，仍以节点的位移 $\{q\}$ 作为基本未知量，但是这时 $\{q\}$ 不仅是坐标的函数，而且也是时间的函数，即

$$\{q\} = \{q\}(x \ y \ z \ t) \quad (2.2)$$

因此节点具有速度 $\{\dot{q}\}$ 和加速度 $\{\ddot{q}\}$ 。利用节点位移插值函数表示单元内任一点的位移时，一般仍采用与静力相同的形函数，即

$$\{d\} = [N]\{q\}^e \quad (2.3)$$

式中， $[N]$ 就是静力分析中的形函数矩阵。当单元数量较多时，上述插值可以得到较好的插值精度。在线弹性条件下，单元内的应变和应力与节点位移的关系仍为

$$\{\varepsilon\} = [B]\{q\}^e \quad (2.4)$$

$$\{\sigma\} = [D][B]\{q\}^e \quad (2.5)$$

但这时的位移、应变和应力都是某一时刻的瞬时值，它们都是随时间 t 变化的函数。由于节点具有速度和加速度，结构将受到阻尼和惯性力的作用。根据达朗伯原理，引入惯性力和阻尼力之后结构仍处于平衡状态，因此动态分析中仍可以采用虚位移原理来建立单元特性方程，然后再根据整体平衡条件和与静力分析相同的集成方式，就可以得到整个结构的平衡方程

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{R(t)\} \quad (2.6)$$

式 (2.6) 又称为运动方程，它不再是静力问题那样的线性方程，而是一个二阶常微分方程组，其求解过程要复杂得多，故建立有限元模型时要特别注意控制模型规模。

2.3.2 动力分析有限元法的一般步骤

一、结构离散

该步骤与静力分析完全相同，只是由于两者分析的内容不同，对网络形式的要求有



可能不一样。例如，静力分析时要求在应力集中部位加密网络，但在动力分析中，由于固有频率和振型主要与结构的质量和刚度分布有关，因此它要求整个结构采用尽可能均匀的网络形式。

二、单元分析

单元分析的任务是建立单元特性刚度矩阵，形成单元特性方程。在动态分析中，除了刚度矩阵外，单元特性矩阵还包括质量矩阵和阻尼矩阵。以下采用虚位移原理来建立单元特性矩阵。

在动载荷作用下，对于任一时刻，设单元节点发生虚位移 $\{\delta q\}^e$ ，则单元内也产生相应的虚位移 $\{\delta d\}$ 和虚应变 $\{\delta \varepsilon\}$ 。这时单元内产生的虚应变能为：

$$\delta U = \iiint_V \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV \quad (2.7)$$

此时单元除了受动载荷外，还有由加速度和速度引起的惯性力 $-\rho \{\ddot{d}\} dV$ 和阻尼力 $-\nu \{\dot{d}\} dV$ ，其中 ρ 为材料密度， ν 是线性阻尼系数。因此外力所做的虚功为：

$$\delta W = \iiint_V \{\delta d\}^T \{P_v\} dV + \iint_A \{\delta d\}^T \{P_s\} dA + \{\delta d\}^T \{P_c\} - \iiint_V \rho \{\delta d\}^T \{\ddot{d}\} dV - \iiint_V \nu \{\delta d\}^T \{\dot{d}\} dV \quad (2.8)$$

式中， $\{P_v\}$ 、 $\{P_s\}$ 、 $\{P_c\}$ 分别为作用于单元体上的动态体力、动态面力和动态集中力； V 为单元体积； A 为单元面积。

由于 $\{d\} = [N]\{q\}^e$ ， $\{\varepsilon\} = [B]\{q\}^e$ ，且形函数仅为坐标 x, y, z 的函数，与时间无关，因

$$\text{此有} \quad \left. \begin{aligned} \{\dot{d}\} &= [N]\{\dot{q}\}^e \\ \{\ddot{d}\} &= [N]\{\ddot{q}\}^e \\ \{\delta d\} &= [N]\{\delta q\}^e \\ \{\delta \varepsilon\} &= [B]\{\delta q\}^e \end{aligned} \right\} \quad (2.9)$$

根据虚位移原理，有

$$\delta U = \delta W \quad (2.10)$$



将式 (2.2) ~ (2.4) 代入式 (2.5) 并经整理, 可得单元运动方程为

$$[m]^e \{\ddot{q}\}^e + [c]^e \{\dot{q}\}^e + [k]^e \{q\}^e = \{R(t)\}^e \quad (2.11)$$

式中,

$$[k]^e = \iiint_V [B]^T [D][B] dV \quad (2.12)$$

$$[m]^e = \iiint_V [N]^T \rho [N] dV \quad (2.13)$$

$$[c]^e = \iiint_V [N]^T \nu [N] dV \quad (2.14)$$

分别称为单元的刚度矩阵、质量矩阵和阻尼矩阵, 它们就是决定单元动态性能的特性矩阵。

$$\{R(t)\} = \iiint_V [N]^T \{P_v\} dV + \iint_A [N]^T \{P_s\} dA + [N]^T \{P_c\} \quad (2.15)$$

称为单元节点动载荷列阵, 它是作用在单元上体积力、面力和集中力向单元节点移置的结果。

在动态分析中, 单元的质量矩阵通常采用两种形式:

1. 一致质量矩阵(Consistent Mass Matrix)

按式 (2.13) 形成的单元质量矩阵称为一致质量矩阵, 因为它采用了和刚度矩阵一致的形函数。这种质量矩阵取决于单元的类型和形函数的形式。

对于八节点六面体等参元, 其形函数为:

$$N_i = \frac{1}{8}(1 + \xi_i \xi)(1 + \eta_i \eta)(1 + \zeta_i \zeta), \quad i = 1, 2, \dots, 8$$

形函数矩阵为:

$$[N] = [IN_1 \quad IN_2 \quad \dots \quad IN_8], \quad I = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$



如果希望得到较精确的固有频率值和较精确的振型，可以先用集中质量矩阵算出固有频率，然后利用已算出的固有频率值和一致质量矩阵去计算振型。

在动力有限元分析中，多数还是采用集中质量矩阵，主要因为它计算简单、存储方便、节省时间。

在求得单元质量矩阵之后，由式 (2.13) 和式 (2.14)，可知，只要将单元质量矩阵中的 ρ 换成 ν (阻尼系数)，就得到了单元阻尼矩阵 $[c]^e$ 。

三、总体矩阵集成

经过对单元进行分析，建立了单元刚度矩阵、单元质量矩阵和单元阻尼矩阵之后，则可以进行结构的总体矩阵集成。结构的总体矩阵集成和分析必须遵循以下两个原则：

- (1) 整个离散体的各个单元在变形前后必须在节点处协调地连接起来；
- (2) 组成离散体的各个节点必须满足平衡条件。

总体矩阵集成的任务就是将个单元特性矩阵装配成整个结构的特性矩阵，从而建立整体平衡方程式 (2.6)，即

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{R(t)\}$$

式中， $\{q\}$ 为所有节点位移分量组成的 n 阶列阵， n 为结构的总自由度数；

$\{R(t)\} = \sum_{i=1}^n \{R_i(t)\}$ (i 为节点数)，称为节点载荷列阵； $[K]$ 、 $[M]$ 、 $[C]$ 分别为结构的刚度矩阵、质量矩阵、和阻尼矩阵。其中 $[K]$ 与静力分析中的总刚度矩阵完全相同，矩阵

$[M]$ 、 $[C]$ 也可采用与 $[K]$ 相同的集成方式，即

$$\left. \begin{aligned} [M] &= \sum_{e=1}^{n_e} [m]^e \\ [C] &= \sum_{e=1}^{n_e} [c]^e \end{aligned} \right\} \quad (n_e \text{ 为单元总数}) \quad (2.18)$$

$[K]$ 、 $[M]$ 和 $[C]$ 均为 n 阶对称阵。

四、固有特性分析



结构的固有特性由结构本身决定，与外部载荷无关，它由一组模态参数定量描述。模态参数包括固有频率、模态振型和模态阻尼比。

固有特性分析就是对模态参数进行计算，其目的一是避免出现共振和有害的振型，二是为响应分析提供必要的依据。由于固有特性与外载无关，且阻尼对固有频率和振型影响不大，因此可以通过无阻尼自由振动方程计算固有特性。由式(2.5)可得无阻尼自由振动的方程为：

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = 0 \quad (2.19)$$

由于自由振动可以分解为一系列的简谐振动的叠加，因此上式的解可设为

$$\{q\} = \{\Phi\} e^{j\omega t} \quad (2.20)$$

式中， ω 为简谐振动圆频率； $\{\Phi\}$ 为节点振幅列向量， $\{\Phi\} = \{\phi_1 \ \phi_2 \ \dots \ \phi_n\}^T$ ， $\phi_i (i=1, 2, \dots, n)$ 为自由度 i 方向上的振幅。

将式(2.20)代入式(2.19)并同时消去因子 $e^{j\omega t}$ ，可得

$$([K] - \omega^2 [M])\{\Phi\} = 0 \quad (2.21)$$

式(2.21)为一广义特征值问题。根据线性代数可知，求解该问题可以求出 n 个特征值 $\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_n^2$ 和相对应的 n 个特征值 $\{\Phi_1\}, \{\Phi_2\}, \dots, \{\Phi_n\}$ 。其中特征值的平方根 $\omega_i (i=1, 2, \dots, n)$ 就是结构的 i 阶固有频率，特征向量 $\{\Phi_i\} (i=1, 2, \dots, n)$ 就是结构的 i 阶模态振型。

振型 $\{\Phi_i\}$ 是结构按频率 ω_i 振动时各自由度方向振幅间的相对比例关系，它反映了结构振动的形态，并不是振幅的绝对大小。

以上可见，固有特性分析实际上是求解广义特征值问题。求解的数值方法主要有变换法和迭代法。

五、响应分析

响应分析的目的在于计算结构在动载荷作用下，节点位移、速度和加速度的变化规律。



因此响应分析的任务就是求解二阶常微分方程组，即式 (2.6)

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{R(t)\}$$

求解上述方程组的数值方法主要有振型叠加法和直接积分法。前者适合于阻尼矩阵可以对角化的情况。

六、结果处理和显示

分析完毕后，对计算机结果进行必要的处理，并按一定的方式显示，以研究结构的动态特性和给定动载荷的响应情况。在动态分析中，结构的各种响应常常用时间历程曲线表示，结构的振型常用变形图或动画显示，其他模态参数可通过列表方式列出。

2.4 有限元软件 ANSYS 简介

ANSYS 是美国 ANSYS 公司设计开发的大型通用有限元计算软件。有限元计算软件又称 FEA 软件或 FEA (Finite Element Analysis)。ANSYS 公司是 1970 年由 John Swanson 博士创建的，开发计算机模拟工程的大型通用有限元软件的公司，总部位于美国宾西法尼亚州的匹兹堡。

ANSYS 作为大型通用有限元计算软件，是一个融结构、热、流体、电、磁、声学于一体的大型通用有限元软件。作为目前最流行的有限元软件之一，它具备功能强大、兼容性好、使用方便、计算速度快等优点，成为了工程师们开发设计的首选，并广泛应用于核工业、铁道、石油化工、航空航天、机械制造、能源、汽车交通、国防军工、电子、土木工程、生物医学、水利、日用家电等一般工业及科学研究领域。

ANSYS 软件提供了不断改进的功能清单，具体包括：结构高度非线性分析、电磁分析、计算流体力学分析、设计优化、接触分析、自适应网格划分及利用 ANSYS 参数设计语言扩展宏命令功能。ANSYS 软件从 1971 年的 2.0 版本发展到今天，从用户交互图形界面到计算模块、应用数值方法和计算优化上都有了巨大的改进。起初它仅仅提供结构线性力学分析和热分析，到现在已发展成为了一整套可扩展的、灵活集成、可以独立运行的，将有限元分析、计算机图形学和优化技术相结合的，各种模块综合集成化的大型计算软件。ANSYS 最基本的模块包含了前处理、求解器以及后处理三大部分。

2.5 旋挖钻机三角架结构有限元模型的建立

2.5.1 旋挖钻机简介



旋挖钻机（如图 2.1 所示）是一种适合建筑基础工程成孔作业的施工机械，广泛应用于市政建设、公路桥梁、高层建筑等基础施工工程，配合不同钻具，适应于干式（短螺旋）、湿式（回转斗）及岩层（岩心钻）的成孔作业，旋挖钻机具有装机功率大、输出扭矩大、轴向压力大、机动灵活，施工效率高及多功能等特点。目前，旋挖钻机已被广泛应用于各种钻孔灌注桩工程。

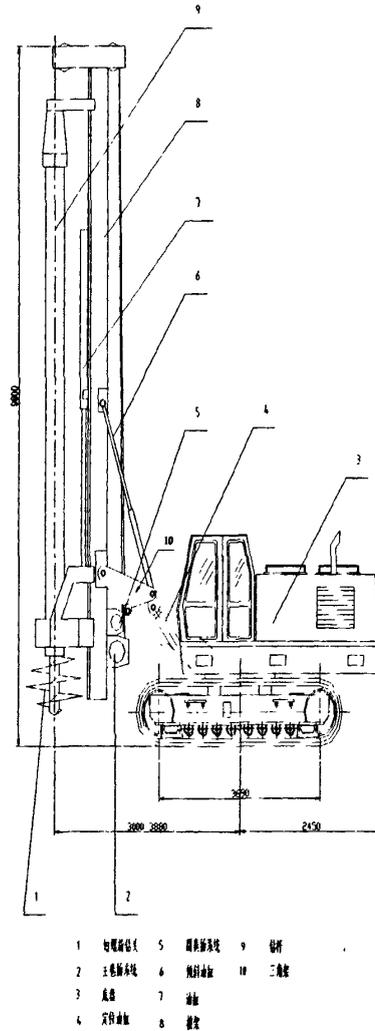


图 2.1 旋挖钻机总体结构简图

旋挖钻机的主要性能参数，如表 2.1:



	名 称	单 位	数 值
旋 挖 钻 机 主 要 参 数	发动机功率	KW	85
	发动机转速	rpm	2100
	最大钻径	mm	1200
	最大钻深	m	14
	动力头最大扭矩	kN·m	100
	钻进速度	rpm	8~26
	卸土速度	rpm	145
	主卷扬提升力	kN	80
	底盘最大行走速度	km/h	3.8
	设备自重	t	约 29

表 2.1 旋挖钻机主要性能参数表

三角架结构是旋挖钻机的重要的承载部件，是本文研究的重要对象，它是有许多块板（立板、隔板、盖板）以及轴套焊接而成的。三角架通过穿过三个轴套的销轴与旋挖钻机的主体结构相铰接，其结构简图如图 2.2。

2.5.2 三角架有限元模型的建立

要对三角架结构进行力学特性分析，首先需要建立准确可靠的结构有限元模型。应用有限元分析软件 ANSYS 建立有限元模型的前提就是首先要建立结构的实体模型。

实体模型的建立应尽可能建立地详细、具体，并能够准确地反映结构的真是情况，只有这样才能够保证有限元分析的结果准确可靠。然而在有限元分析的过程中，存在一个固有的矛盾即有限元模型的精确度和计算效率之间的矛盾，有限元模型越精确、越详尽，则利用有限元软件进行分析的时间就越长，计算效率就越低，因此为了有效地利用

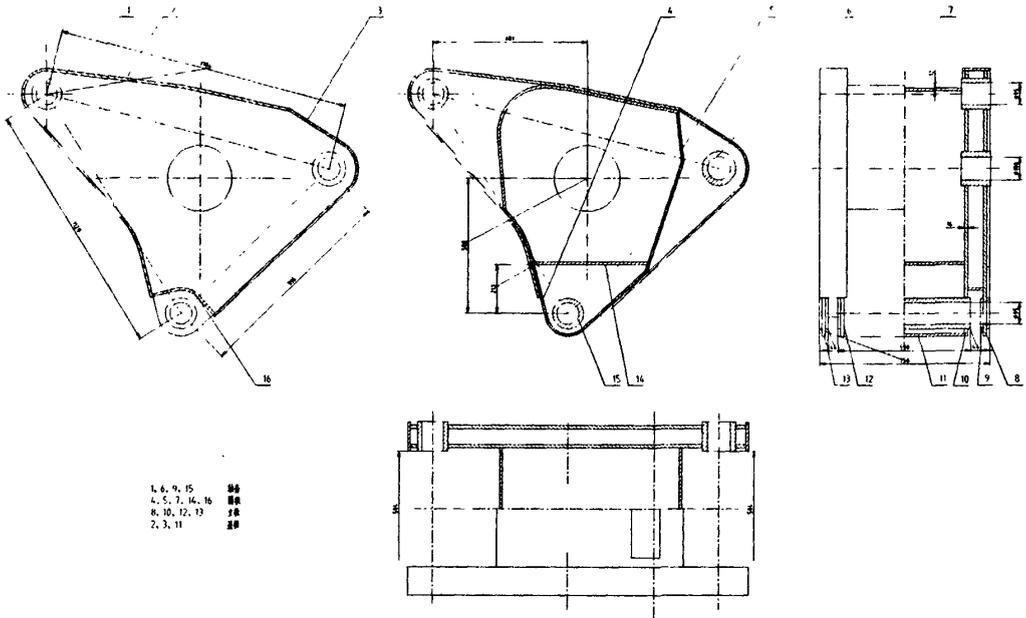


图 2.2 三角架结构简图

计算机资源，提高计算效率，在保证所需要的计算精度的前提下，需要对某些相对不是很重要的部件进行简化。

由图 2.2 可以看出，各个板都比较重要，对承担整个结构的载荷起着重要的作用，鉴于此，为了保证有限元分析的结果准确可靠，所以不对三角架结构进行简化，然而结构又比较复杂，而在 ANSYS 的前处理模块中进行建模难度比较大且不方便，在此，通过在三维建模功能比较强大的绘图软件 UG 建立实体模型，然后通过 UG 的图形输出功能和 ANSYS 的图形导入功能实现两个软件的对接，具体操作步骤如下：

1. 在三维绘图软件 UG 中，利用 UG 中的强大绘图工具建立旋挖钻机三角架结构的三维实体模型，如图 2.3；
2. 打开文件\输出\Parasolid...，将弹出输出 Parasolid 对话框，选择要输入到 ANSYS 中的三角架结构的三维实体模型，然后点击“确定”，而后弹出文件定义对话框，键入“文件名”，选择所要保存的文件目录，该文件将以后缀名“.x_t”的格式保存；
3. 启动 ANSYS（应为 ANSYS8.0 以上版本），打开 File\Import\PARA，将弹出 ANSYS Connection for Parasolid 对话框，找到在步骤 2 中保存的文件，那么在



UG 中建立的三维实体模型将被导入到 ANSYS 中；

4. 由于在从 UG 导入到 ANSYS 中，模型的尺寸将发生变化，通过察看 ANSYS 中的 List\lines，可以观察到实体模型中所有直线的长度数值，通过跟 UG 中模型所对应的该直线长度的变化，计算出导入到 ANSYS 后整个模型的前后的缩放比例，为了对比准确无误，通常选择最长的直线进行比较；
5. 由所计算出的缩放比例，打开 ANSYS 中 Preprocessor\Modeling\Operate\Scale \Volumes，将弹出选择对话框，点击 Pick All，然后出现 Scale Volumes 对话框，将确定要缩放的比例填入到 RX,RY,RZ Scale factors 中，同时在 IMOVE Existing volumes will be 项选择 copied，点击 OK 后模型将被按设定的比例拷贝，然后将原模型删除即可。

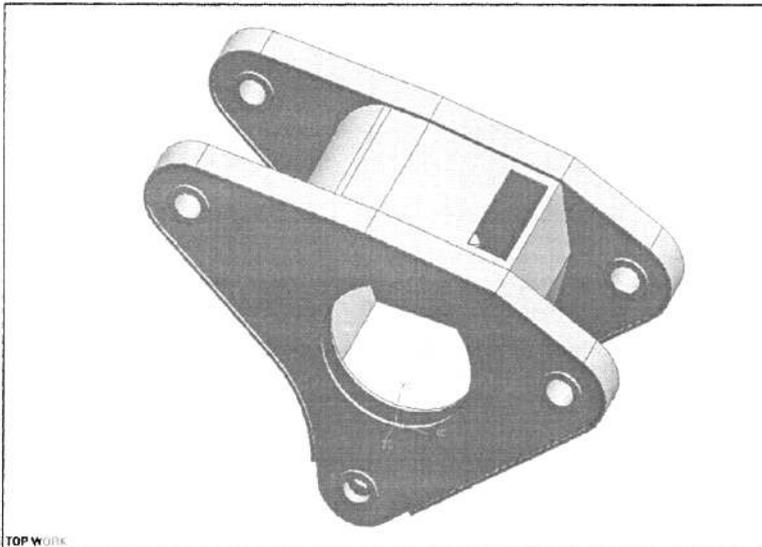


图 2.3 利用 UG 建立的三角架结构的实体模型

至此，实体模型已经建立起来了，要建立有限元力学模型，必须要对实体模型进行网络划分。因为本论文研究的对象——三角架结构是实体结构，所以选用 ANSYS 单元库所提供的三维实体有限元分析单元：SOLID45。SOLID45 是常用的三维实体单元，该单元由八个节点组成，每个节点有三个自由度，即分别沿着三个坐标轴方向。此单元可以进行塑性、蠕变、应力硬化、大变形以及大应变分析。



需要说明的是，每个节点所具有的三个自由度 R_X , R_Y , R_Z 在不同的坐标系下所代表的意义不同，在直角坐标系下， R_X , R_Y , R_Z 分别表示沿直角坐标系 X , Y , Z 轴方向的平动自由度，而在柱坐标系下， R_X , R_Y , R_Z 分别表示沿径向，周向和轴向的自由度，因此，在设定自由度时应根据分析的需要和所研究的结构的实际情况，选择适当的坐标系类型，同时也可在这几种坐标系（包括球坐标系在内）之间相互切换。关于 $SOLID45$ 单元的几何形状、节点方向以及坐标轴取向如图 2.4 所示。

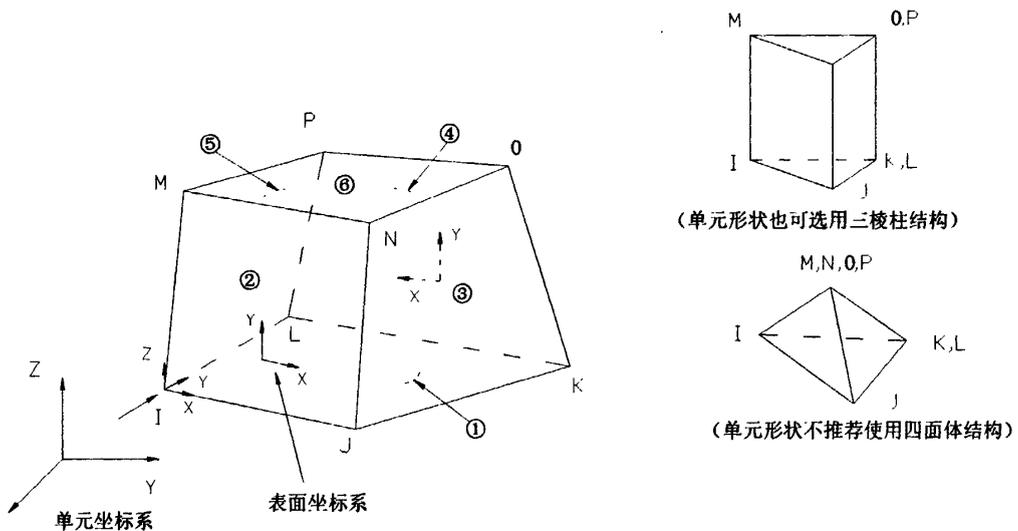


图 2.4 SOLID45 3-D 固体结构单元

在 $SOLID45$ 单元中不允许使用零体积，并且单元不可以扭曲，例如单元不可以有两个分离的体积。在 $ANSYS/Linear Plus$ 程序中应该注意：

- 阻尼材料特性不能使用；
- 只允许指定的特征为应力刚度和大变形分析；
- 能量密度载荷无效；
- $KEYOPT(6)=3$ 不可以使用。

建立 $SOLID45$ 单元所要输入的基本数据：

- ◆ 关键点位置、结构的几何尺寸；



- ◆材料属性：泊松比 ν 、弹性模量 E 和密度；
- ◆节点（SOLID45 每个单元含八个节点）：I, J, K, L, M, N, O, P；
- ◆节点自由度（SOLID45 单元每个节点只含三个自由度）：UX, UY, UZ；
- ◆单元载荷或节点载荷（载荷可以直接施加在单元上亦可施加在节点上）。

在完成实体建模（由 UG 导入到 ANSYS，并经处理后）后，在进行有限元建模之前需对实体模型进行网络化分，也就是建立有限元力学模型，网络划分后的模型就是有限元力学模型，当对某单元施加载荷时，力和位移就通过相互连接各单元的节点在各单元之间传递，三角架结构的有限元力学模型如图 2.5 所示。

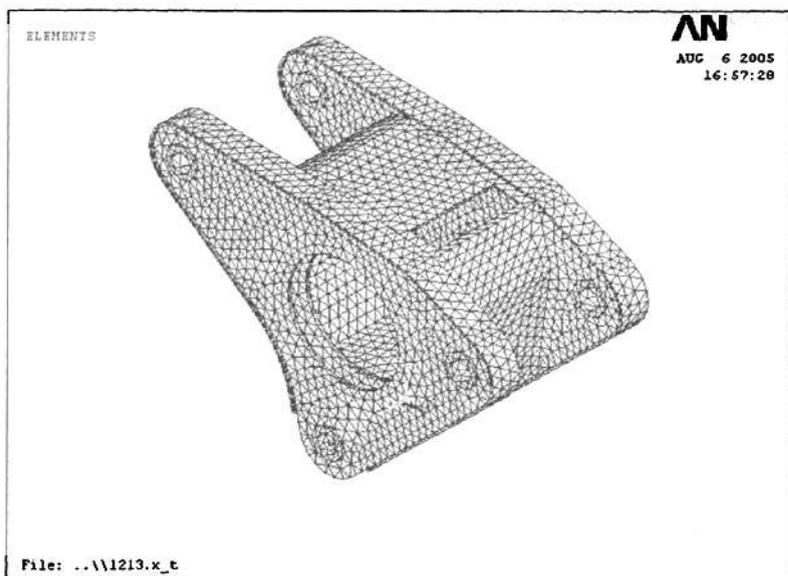


图 2.5 三角架结构的有限元力学模型

2.6 三角架结构的有限元计算

一、边界约束条件

(1) 将所有节点旋转到柱坐标系中，在柱坐标系（X—径向，Y—周向，Z—轴向）下，因为主要为了研究桩架及钻杆在工作时产生的载荷对三角架作用的影响，只约束与机身相连的 2、3 销孔的 X 方向（径向）和 Y 方向（周向）的自由度，而与桩架直接相连的 1 销孔的全部三个自由度以及 2、3 销孔的 Z 方向（轴向）自由度放开，如图 2.6。



(2) 所有节点均在直角坐标系下，由于 Solid 45 类型的单元每个节点只有三个平动自由度而无转动自由度，而三角架结构可以绕 2、3 销孔微小转动，所以需要添加绕 Z 轴旋转的自由度 R_z ，具体操作：preprocessor/Element type/Add DOF 选择要添加的自由度 ROZ 即可，在设置约束时，该转动自由度放开，同时也放开沿 Z 方向的平动自由度，而约束沿 X、Y 方向的平动自由度。

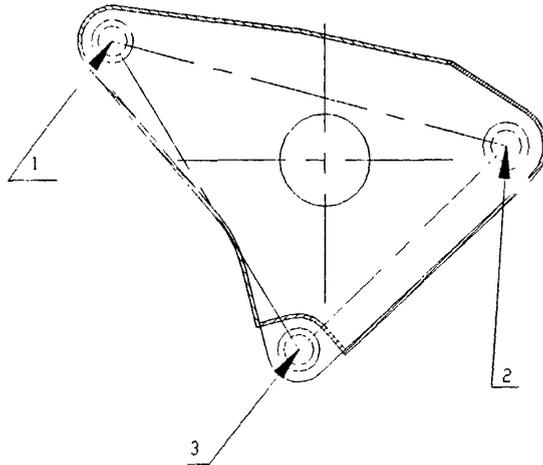


图 2.6 三角架边界约束示意图

二、载荷计算

在定义好单元类型、材料属性以及划分好网络建立了有限元力学模型之后，接着需要计算载荷大小，旋挖钻机桩架及三角架结构的受力分析如图 2.7 所示。

因为主要为了研究桩架及钻杆在工作时产生的载荷对三角架作用的影响，因此，将与桩架直接相连的三角架销孔 1 拆开，作为两个隔离体进行受力分析，并根据力及力矩平衡方程（对销孔 1 与桩架相连的点取矩）列方程组如下：

$$\begin{cases} F\cos 18^\circ + 18 \times 10^4 + 4 \times 10^4 = R_y \\ F\sin 18^\circ = R_x \\ 18 \times 10^4 \times 900 + 350 \times 18 \times 10^4 + 4 \times 10^4 \times \frac{450}{2} = 18 \times 10^4 \times 400 + F\sin 18^\circ \times 3780 \end{cases}$$

求解上述方程组，得

$$F = 138688.63N, R_x = 42857.14N, R_y = 351900.73N$$

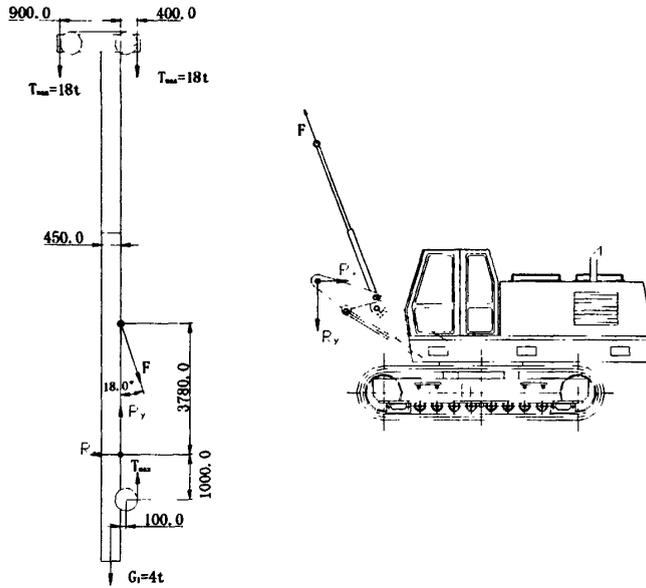
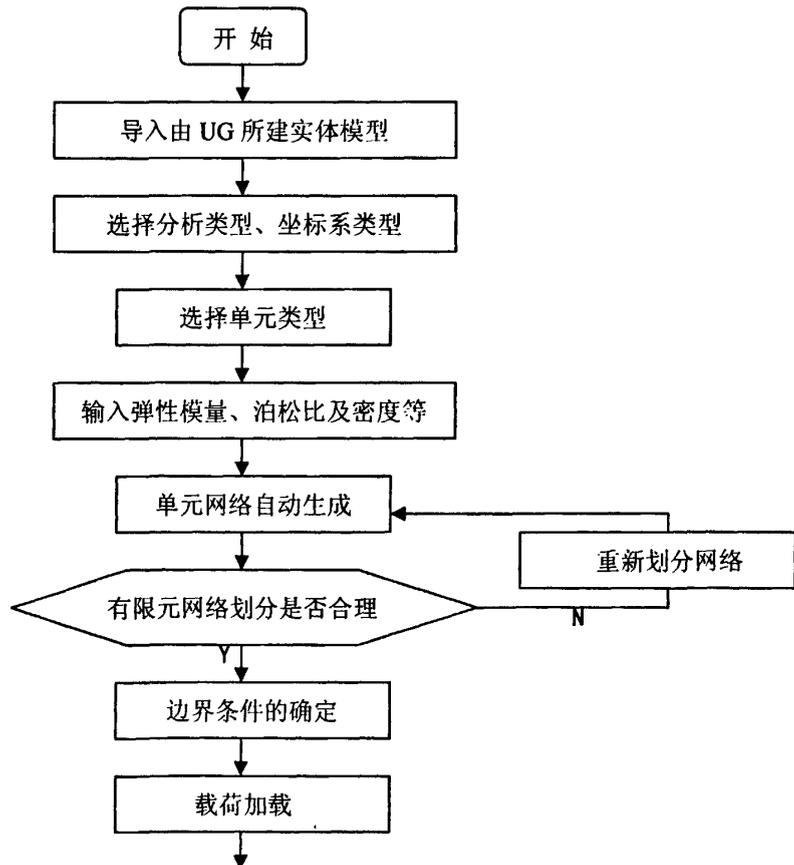


图 2.7 桩架及三角架受力图

三、整个 ANSYS 求解过程框图:



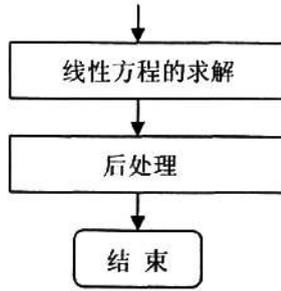


图 2.8 ANSYS 求解过程框图

2.7 三角架结构的有限元分析

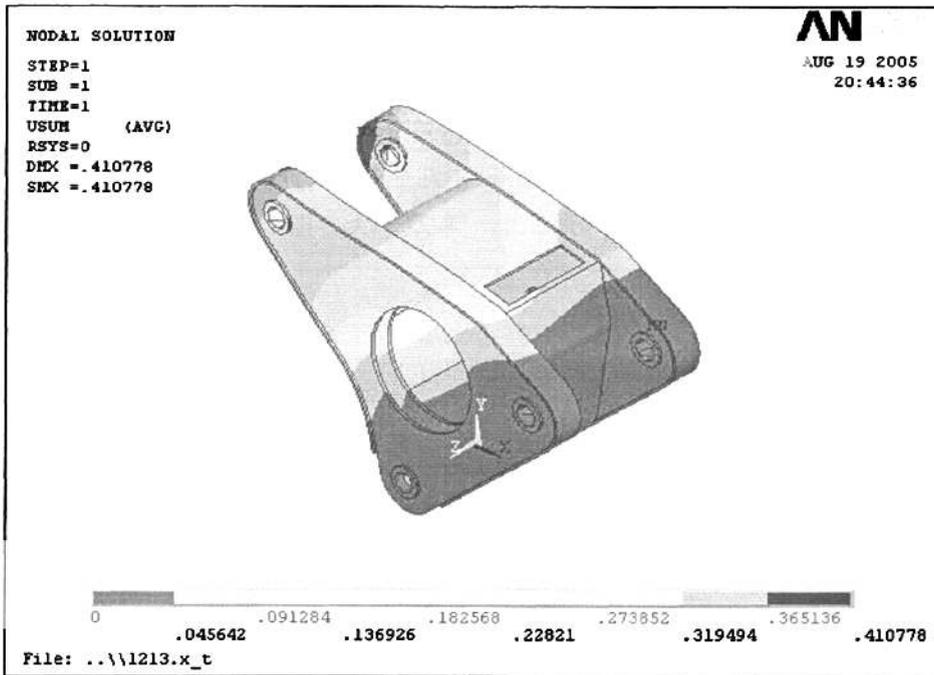


图 2.9 三角架结构的应变云图

由三角架结构的位移云图可知，结构的最大位移出现在传递载荷的前端销孔处，该处主要传递来自钻杆的力并支撑着桩架，是主要的受力部位及薄弱环节，其最大位移为 0.410778mm，而后端与车身油缸相连的两个销孔的位移较小近乎为零；从三角架结构的应力云图上，我们可以看到，结构的最大应力出现在结构内部（途中无法显示到），可能为内部隔板的焊接部位，最大值为 93.156Mpa，小于材料许用的应力 216.67Mpa，从结构的刚度及强度方面而言，结构是安全可靠的。

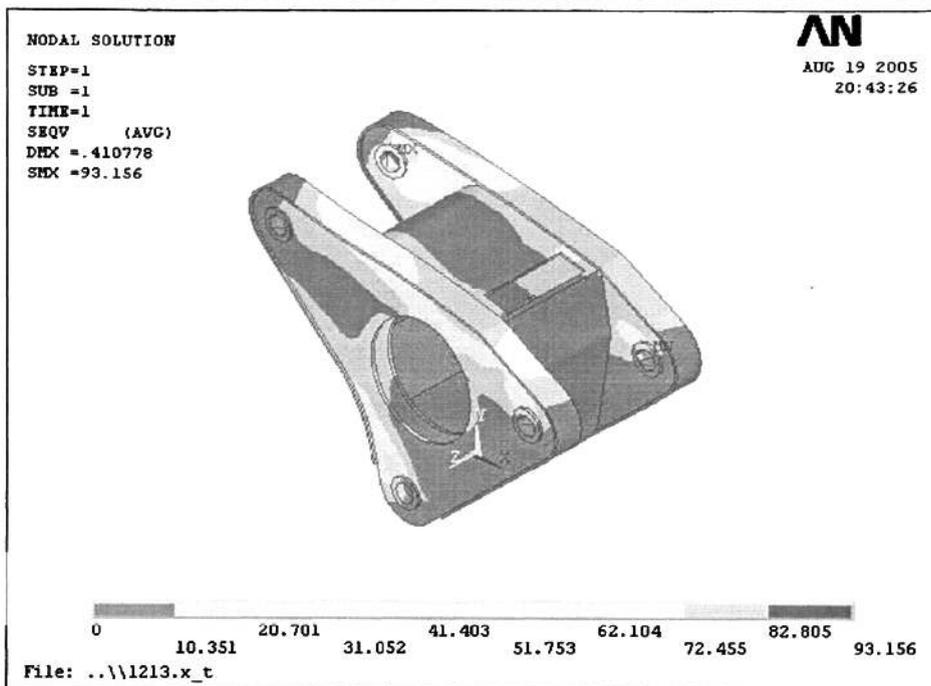


图 2.10 三角架结构的应力云图

注：旋挖钻机三角架结构的材料为普通低合金 16Mn，而组成三角架的各隔板、立板及盖板的厚度在 16~25mm 之间，16Mn 在此厚度下的屈服极限为 $\sigma_s = 325MPa$ ，取安全系数 $S = 1.5$ ，则许用应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{S} = \frac{325}{1.5} = 216.67MPa$ 。16Mn 的密度取 $7.8 \times 10^3 kg/mm^3$ ；泊松比为 0.31

16Mn（钢板厚度或直径在 16~25mm 时）的力学性能如表 2.2:

材料名称	力学性能				
	抗拉强度 N/mm ²	屈服强度 N/mm ²	弹性模量 N/mm ²	伸长率 %	泊松比 μ
16Mn	490~640	325	2.12×10^5	21	0.31

表 2.2 16Mn 的力学性能表



第三章 旋挖钻机三角架结构的模态分析

在实际工程结构的设计工作中，动力学设计和分析是必不可少的一部分。在建筑工程、船舶、汽车等行业，动力学问题更加突出，在这些行业中将会接触到大量的旋转结构（例如：轴、轮盘等结构）。这些结构一般来说在整个机械中占有极其重要的地位，它们的损坏大部分都是由于共振引起较大振动应力而引起的。同时处于旋转状态，它们所受外界激振力比较复杂，更要求对这些关键部件进行完整的动力设计和分析。模态分析在动力学分析过程中是必不可少的一个步骤，模态分析用于确定设计机构的或机器部件的振动特性（固有频率和振型），即结构的固有频率和振型，它们是承受动态载荷结构设计中的重要参数，是其他动力学分析的起点。

3.1 模态分析的理论基础

一、关于模态问题

所谓“模态”，就是变形体、多刚体或质点系在作机械运动时，其本身变形体或系统内部相互位置发生变化所具有的“特征模式”，或称“形态”。模态分析的目的，就是分析和控制上述力学系统的动态行为，建立其数学模型，最终完成改进其动态特性的任务。旋挖钻机的金属结构都有自己的固有振动频率，设计时使这些固有频率避开外激振力的频率可以避免结构发生共振，有效的减小振动幅值。结构的每个固有频率都对应一定的固有振型，准确的计算出结构的固有振型，就可以分清什么样的激振力作用下会发生什么样的振动，从而控制相应的激振力的频率，避开该振型下该频率下共振。

模态是机械结构的固有振动特性。每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机或试验取得。基于线性叠加原理，一个复杂的振动系统可以分解为许多模态的叠加。这样的一个分解过程称为模态分析。如果这个分解过程是由有限元计算的方法取得的则称为计算模态分析。本章将着重介绍的就是计算模态分析。振动模态是弹性结构的固有、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感兴趣的频率范围内各阶主要模态的特性，就可能预言结构在此频段内在外部或内部各种振源作用下实际振动响应。因此，模态分析是结构动态设计及设备故障诊断的重要方法。



二、模态分析理论基础

无阻尼的多自由度振动系统的自由响应

我们先来分析一个 N 自由度无阻尼系统的自由响应，由多自由度振动系统方程

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{f(t)\} \quad (3.1)$$

令 $\{f(t)\} = \{0\}$ ，并取 $[c] = 0$ ，得运动微分方程式为

$$[m]\{\ddot{x}\} + [k]\{\dot{x}\} = \{0\} \quad (3.2)$$

假定 (3.2) 式的特解为

$$\{x\} = \{X\} \sin(\omega t + \theta) \quad (3.3)$$

代入 (3.2) 式，得到

$$([k] - \omega^2 [m])\{X\} = \{0\} \quad (3.4)$$

式中的 $\{X\}$ 有非零解的条件是行列式

$$\| [k] - \omega^2 [m] \| = 0 \quad (3.5)$$

此即系统的特征方程式。方程式有 N 个根，设它们各不相同，一般由小到大排列，记作 ω_r ($r=1, 2, \dots, N$)，并称之为系统的第 r 个特征根。将求得的 ω_r 代入式 (3.4)，可得 N 组比例解 $\{X\}_r = \{X_{1r}, X_{2r}, \dots, X_{nr}\}^T$ ($r=1, 2, \dots, N$)，称之为系统的特征矢量。每一个 ω_r 和与其对应的 $\{X\}_r$ ，称为一个特征对。

我们这里所讨论的系统是保守系统，故质量矩阵 $[m]$ 和刚度矩阵 $[k]$ 都是实数对称阵， N 个特征值 ω_r 都是正实数， $\{X\}_r$ 亦都是实矢量。故特解 (3.3) 式为

$$\{x\} = \{X\}_r \sin(\omega_r t + \theta_r) \quad (r=1, 2, \dots, N) \quad (3.6)$$

对于第 r 个特征对，特解 (3.6) 式表示系统在作角频率为 ω_r 的简谐振动。振动的特点是各坐标在振动过程中频率相同，相位相同（或相反），位移大小始终保持着一定的比例关系 $\{X\}_r$ ，这种振动称为系统的第 r 阶模态（或第 r 阶主振动）， ω_r 为系统的第 r 阶无阻尼模态频率（或第 r 阶（主）频率）， $\{X\}_r$ 为对应于 ω_r 的模态矢量（或振型矢量、模态振型、（主）振型）。由于其频率及振型都是实数，故这种模态称为实模态。



微分方程组 (3.2) 的一般解应是 N 个特解 (3.6) 的线性方程组合, 即可以写成

$$\{x\} = \sum_{r=1}^N A_r \{X\}_r \sin(\omega_r t + \theta_r) \quad (3.7)$$

其中 $2N$ 个积分常数 A_r 、 θ_r ($r=1, 2, \dots, N$) 决定于初始位移 $\{x_0\}$ 和初始速度 $\{\dot{x}_0\}$ 。

从式 (3.7) 可知, 多自由度系统的无阻尼自由响应是 N 个 (不同频率的) 模态的叠加, 各阶模态在其中占多大比例以及各阶模态的初始相位由初始条件决定的。

系统的模态向量 $\{X\}_r$ 有一重要的特性——正交性, 即对于任意两个不同阶次的振型 $\{X\}_r$ 和 $\{X\}_s$ 有:

$$\begin{cases} \{X\}_r^T [m] \{X\}_s = 0 \\ \{X\}_r^T [k] \{X\}_s = 0 \end{cases} \quad (r \neq s) \quad (3.8)$$

当 $r=s$ 时, 有

$$\begin{cases} \{X\}_r^T [m] \{X\}_s = M_r \\ \{X\}_r^T [k] \{X\}_s = K_r \end{cases} \quad (3.9)$$

常数 M_r 、 K_r 分别为系统第 r 阶模态质量 (或主质量) 和模态刚度 (或主刚度), 且有

$$\omega_r^2 = \frac{K_r}{M_r} \quad (r=1, 2, \dots, N) \quad (3.10)$$

N 个模态矢量 $\{X\}_r$ ($r=1, 2, \dots, N$) 构成一个 N 维矢量空间, 式 (3.8) 表明它们在此空间内是 (对 $[m]$ 和 $[k]$ 加权) 互相正交的。这 N 个矢量还是完备的, 即系统任意的一个位移矢量 $\{Y\}$ 均可表示为这 N 个模态矢量的线性组合, 即

$$\{Y\} = \sum_{r=1}^N a_r \{X\}_r \quad (3.11)$$

其中各常数 a_r 可由下式求得,

$$a_r = \frac{1}{M_r} \{X\}_r^T [m] \{Y\} = \frac{1}{K_r} \{X\}_r^T [k] \{Y\} \quad (3.12)$$



这种关系称为展开定理。展开定理在振动分析中十分重要，它是模态分析的基础。

常用的正则化方法有下列几种：

- (1) 各阶模态矢量均向某一指定的坐标（设为第 l 个坐标）归一，即令第 l 个元素

$$\phi_{lr} = 1 \quad (r = 1, 2 \cdots N) \quad (3.13)$$

- (2) 对各阶模态矢量，令其最大元素为 1，即

$$\phi_{\max, r} = 1 \quad (r = 1, 2 \cdots N) \quad (3.14)$$

各阶振型向不同的坐标归一，这种方法常用于以绘制振型图。

- (3) 令各阶模态矢量的模（相当于“当量长度”）为 1，即

$$\sqrt{\phi_{1r}^2 + \phi_{2r}^2 + \cdots + \phi_{Nr}^2} = 1 \quad (r = 1, 2 \cdots N) \quad (3.15)$$

- (4) 令各阶模态质量为 1，即令

$$M_r = \{\phi\}_r^T [m] \{\phi\}_r = 1 \quad (r = 1, 2 \cdots N) \quad (3.16)$$

这种正则化常用于理论推演。如把正则化前的振型记作 ϕ_r' ，则正则化后的振型

$$\phi_r = \frac{1}{\sqrt{M_r}} \phi_r' \quad (r = 1, 2 \cdots N) \quad (3.17)$$

此时，根据式 (3.9) 和 (3.10)，模态刚度

$$K_r = \{\phi\}_r^T [k] \{\phi\}_r = \omega_r^2 \quad (r = 1, 2 \cdots N) \quad (4.18)$$

将 N 个模态矢量组成一个方阵，称为系统的模态矩阵，或振型矩阵

$$[\Phi] = [\{\phi\}_1 \{\phi\}_2 \cdots \{\phi\}_N] = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} & \phi_{13} & \cdots & \phi_{1N} \\ \phi_{21} & \phi_{22} & \phi_{23} & \cdots & \phi_{2N} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \phi_{N1} & \phi_{N2} & \phi_{N3} & \cdots & \phi_{NN} \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

这样，特征值问题 (3.4) 式就写成

$$[k][\Phi] = [m][\Phi] \omega^2 \quad (3.20)$$

正交关系就综合写成

$$\begin{aligned} [\Phi]^T [m] [\Phi] &= [M] = [I] \\ [\Phi]^T [k] [\Phi] &= [K] = [\omega^2] \end{aligned} \quad (3.21)$$

式中 $[M]$ 、 $[K]$ 分别称为模态质量矩阵（或主质量矩阵）和模态刚度矩阵（或主刚度矩



阵)。

利用正交关系 (3.21) 式, 可以从另一个角度来看待求解 (3.2) 式的过程, 为此引入一组新坐标变量 $q_i (i=1, 2, \dots, N)$, 它与原坐标 $x_i (i=1, 2, \dots, N)$ 之间有以下变换关系:

$$\{x\} = [\Phi]\{q\} \quad (3.22)$$

代入式 (3.2), 得

$$[m][\Phi]\{\ddot{q}\} + [k][\Phi]\{q\} = \{0\}$$

左乘以 $[\Phi]^T$, 利用正交关系 (3.21) 式, 得

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{0\} \quad \text{亦即} \quad M_r \ddot{q}_r + K_r q_r = 0 \quad (r=1, 2, \dots, N) \quad (3.23)$$

这样, 方程组 (3.2) 式解耦称为 N 个独立的方程式 (3.23)。新变量 $\{q\}$ 称为系统的模态坐标, 或主坐标。式 (3.23) 的每一式的解为 $q_r = A_r \sin(\omega_r t + \theta_r)$ 是系统的第 r 阶模态, 将各解代入式 (3.22), 最后有

$$\{x\} = [\Phi]\{q\} = \sum_{r=1}^N A_r \{\phi_r\} \sin(\omega_r t + \theta_r) \quad (3.24)$$

这一结果与式 (3.7) 完全相同。

这种利用系统模态矩阵正交性进行解耦的方法称为模态分析。在物理上, 它把一个 N 个单自由度系统的振动问题分解为 N 个单自由度系统来解决。

2. 有阻尼的多自由度振动系统的自由响应

当考虑阻尼时, 系统自由振动的微分方程式为

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{0\} \quad (3.25)$$

利用模态分析方法求解, 即引入 $\{x\} = [\Phi]\{q\}$ 后, 得到

$$[M]\{\ddot{q}\} + [\Phi]^T [c] [\Phi]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{0\} \quad (3.26)$$

如果模态矩阵 $[\Phi]$ 能将阻尼阵 $[c]$ 对角化, 即

$$[\Phi]^T [c] [\Phi] = [C]$$

那么, 方程组 (3.25) 就可解耦为 N 个方程式

$$M_r \ddot{q}_r + C_r \dot{q}_r + K_r q_r = 0 \quad (r=1, 2, \dots, N) \quad (3.27)$$



每一个方程式都可用对待单自由度系统自由响应的方法求解，一般小阻尼时的解为

$$q_r = A_r e^{-\sigma_r t} \sin(\sqrt{\omega_r^2 - \sigma_r^2} t + \theta_r) \quad (r = 1, 2, \dots, N) \quad (3.28)$$

式中， A_r 、 θ_r 为积分常数。这表示坐标 q_r 为衰减振动。

由式 (3.22) 和 (3.28) 得有阻尼时自由响应的通解为

$$\{x\} = \sum_{r=1}^N A_r \{\phi\}_r e^{-\sigma_r t} \sin(\sqrt{\omega_r^2 - \sigma_r^2} t + \theta_r) \quad (3.29)$$

这是非常复杂的振动，但从式中看出它有下列特点：

(1) 自由响应由 N 个衰减振动组成，各衰减振动的圆频率为 ω_{dr} ，衰减指数为 σ_r 。
 ω_{dr} 和 σ_r 决定于振动系统本身的特性，一般而言，各阶的 ω_{dr} 和 σ_r 值并不相同。

(2) 各个衰减振动在总的自由响应中所占的比重的大小 A_r 及各自的初相位 θ_r 决定于初始条件——初始位移 $\{x_0\}$ 和初始速度 $\{\dot{x}_0\}$ 。

(3) 在每一个衰减振动过程中，系统的各坐标始终保持着对应的无阻尼系统的该阶模态振型 $\{\phi\}_r$ 。前面已经提到过，在振动过程中各坐标的相位相同（或相反），节点位置保持不变，故这仍是实模态。

大多数实际振动系统的阻尼阵都不满足解耦条件，而求解具有不能解耦阻尼阵的微分方程是十分麻烦的。在工程上通常是这样处理这一矛盾的，即对于小阻尼系统，只要不是十分必要，就人为地把系统的阻尼用等效的比例阻尼来代替。等效的原则是完成一个周期的振动过程中，等效阻尼所消耗的能量与实际阻尼所消耗的能量相等。

对于少数用比例阻尼来代替不能满足要求的场合，运用不能对角化阻尼阵的微分方程方法求解，所求得的频率和振型都是复数，这属于复模态问题，在此不作介绍。

最后，关于实模态问题总结如下：一个 N 自由度的振动系统有 N 个模态。每一个模态的特性由下列参数加以描述，这些参数称为模态参数。当系统是无阻尼或具有比例阻尼时，模态参数全是实数。

- (1) 模态频率 ω_{dr} 或无阻尼模态频率 ω_r
- (2) 模态质量 M_r
- (3) 模态刚度 K_r



(4) 模态阻力系数 C_r , 或模态阻尼比 ξ_r 、模态衰减指数 σ_r ,

(5) 模态矢量 $\{\phi\}_r$ ($r = 1, 2 \dots N$)

前四个参数之间有下列关系

$$\omega_{dr} = \sqrt{\omega_r^2 - \sigma_r^2}, \omega_r^2 = \frac{K_r}{M_r}, \xi_r = \frac{\sigma_r}{\omega_r}, \sigma_r = \frac{C_r}{2M_r} \quad (3.30)$$

3.2 利用 ANSYS 进行模态分析计算

结构的模态分析就是确定三角架结构的固有振动频率和振型。模态分析是其他更详细动力学分析的起点。ANSYS 中的模态分析实线性分析，任何非线性特性都将被忽略。它可以用于对有预应力的结构和循环对称结构进行分析。

一、三角架结构模态分析的步骤

1. 建立有限元模型

可以沿用第三章所建立的有限元模型。

◆ 定义线性单元，指定了非线性单元也只能按线性处理。

◆ 必须通过弹性模量 EX 和密度 DENS 或其他方式对材料的刚度与质量进行定义，这因为模态分析计算中涉及到刚度矩阵和质量矩阵。

2. 施加载荷并求解

进入 ANSYS 求解器求解，进行静力分析；

由于对三角架结构的模态分析需要考虑与三角架相连的桩架对三角架销孔 1 作用所引起的应力对模态的影响，所以需要先对其进行静力分析，求出桩架作用在销孔 1 处的应力。

3. 模态分析

定义分析的类型，选择新的分析类型为模态分析并设定求解选项。

① 模态提取方法：

◆ 子空间法 (Subspace)：求解精度高，计算速度慢，适用于大型对称特征值求解问题。

◆ 分块兰索斯法 (Block Lanczos)：求解精度高，计算速度较快，适用范围与子空间法相同。

◆ 缩减法 (Reduced)：精度较低，计算速度快，计算结果的精度和速度取决于所



选取的主自由度的数目和位置。

◆ 非对称法 (Unsymmetric): 适用于刚度和质量矩阵为非对称的问题。该方法可能遗漏一些高频模态。

◆ 阻尼法 (Damped): 适用于不可以忽略的阻尼问题。

◆ QR 阻尼法 (QR Damping): 适用于求解大阻尼系统问题。建议不要用于提取临界阻尼系统的模态或过阻尼系统的模态。计算精度取决于提取的模态数目。

由于本试验所要研究的是三角架的模态, 其结构属于大型对称结构, 同时为了缩短求解时间保证求解精度, 因此选用分块兰索斯法 (Block Lanczos)。

②定义所需模态提取阶数:

◆ 若采用缩减法提取模态, 则无需设置提取模态数。

◆ 若采用非对称或阻尼法提取模态, 为了降低丢失模态的可能性, 应提取比必要的阶数更多的模态。

③定义扩展模态选项

◆ 指定是否需要扩展模态, 需要扩展的模态的数目。

◆ 指定是否计算单元应力。

◆ 指定预紧力效应选项, 即是否包含预紧力作用的影响。由于三角架是旋挖钻机的一个结构件, 即使旋挖钻机不工作, 三角架也会受到与之相连结构作用力的影响, 因此在进行模态分析计算时应将前面静力分析求解所得的应力对刚度的影响考虑进去。

保存数据文件进入求解器求解并退出求解器。

④扩展模态

重新进入 ANSYS 求解器, 设置扩展模态选项

◆通过指定频率范围或给定数目定义要扩展的模态数。

◆定义应力选项, 选择考虑应力作用的影响。

⑤进入 ANSYS 求解器进行求解。

4. 结果后处理

①列表显示结构的固有频率, 对于三角架, 通常主要感兴趣的是其前几阶固有频率。

②观察前几阶固有频率所对应的振型。

③对前几阶模态的振型进行动画显示。

二、有限元模态分析过程的框图:

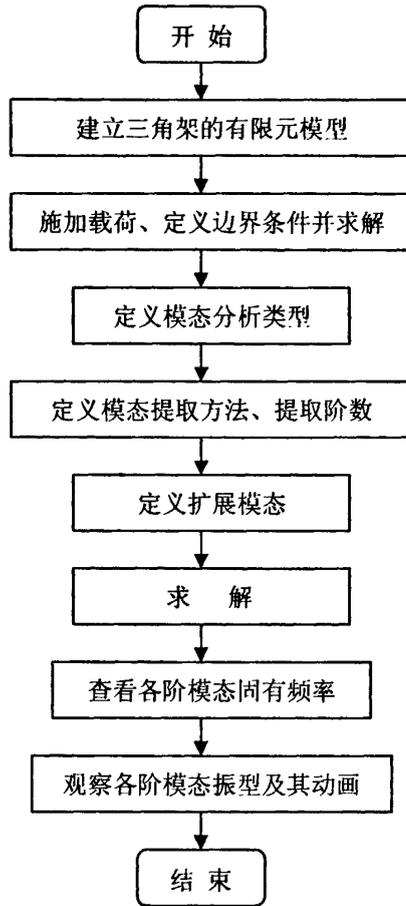


图 3.1 ANSYS 模态分析求解过程框图

3.3 三角架结构的模态分析结果

利用第三章建立的有限元模型，通过 ANSYS 模态分析模块进行逐步求解计算，可以得到前十阶模态，各阶的固有振动频率及振型特点如表 3.1：

阶次	频率 (Hz)	振型特点
1	1.8916	水平方向有振动
2	2.4820	两个铰孔座前后振动
3	3.0779	水平方向振动有增大趋势
4	3.5125	水平方向振动较大



5	4. 2480	立板（内侧）内孔边缘振动较大
6	4. 7939	水平方向有振动
7	5. 5088	立板（外侧）振动有增大趋势
8	6. 0143	立板（外侧）内孔下边缘振动较大
9	6. 3949	整个立板（立板）振动增大
10	6. 6783	立板（外侧）内孔上边缘振动较大

表 3.1 模态分析结果表

3.4 三角架结构的模态分析振型

由有限元分析软件得到以下各阶模态的振型，如下所示（这里只给出第一至第五阶的振型，第六至第十阶的振型参见附录二）：

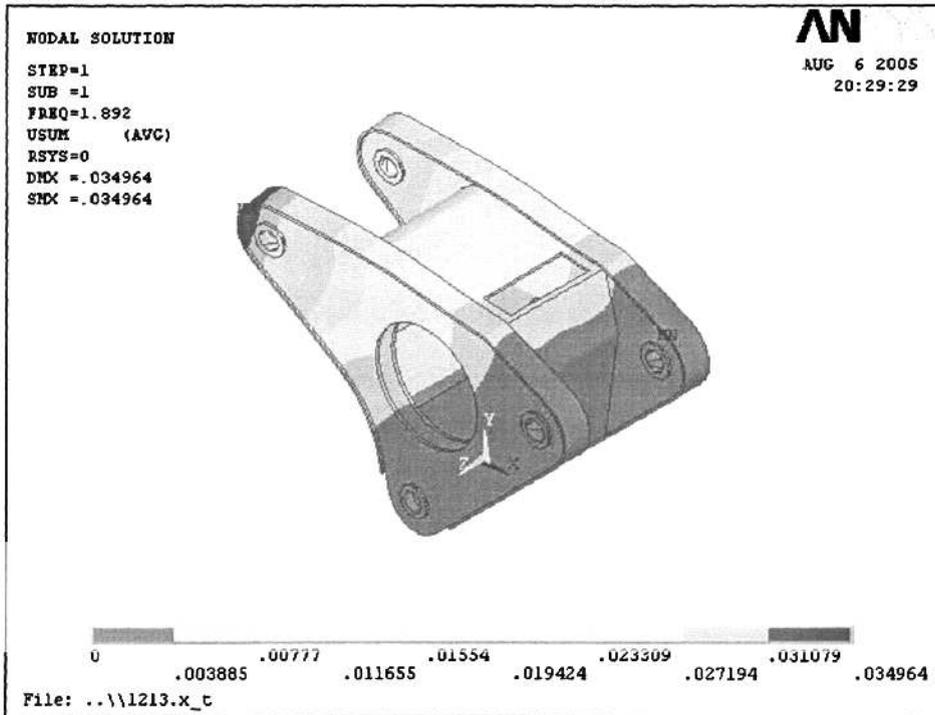


图 3.2 第一阶模态振型图

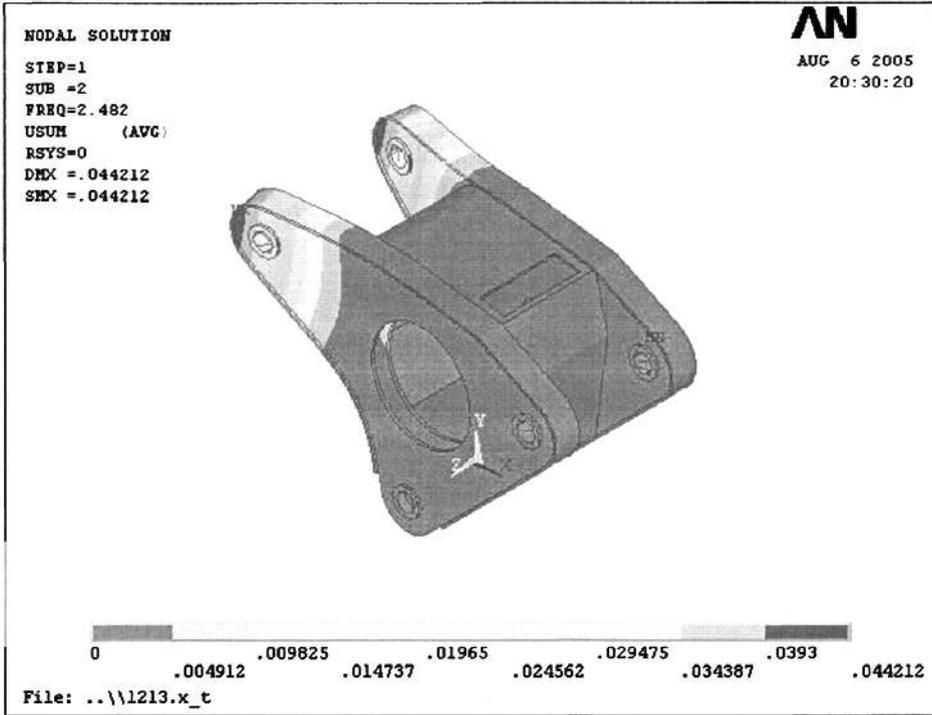


图 3.3 第二阶模态振型图

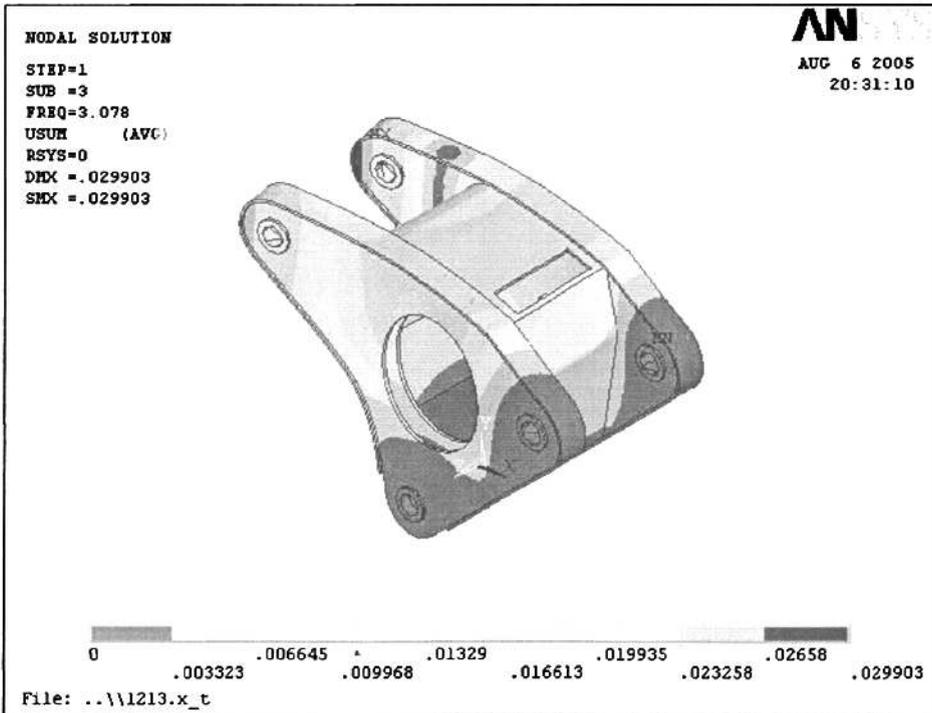


图 3.4 第三阶模态振型图

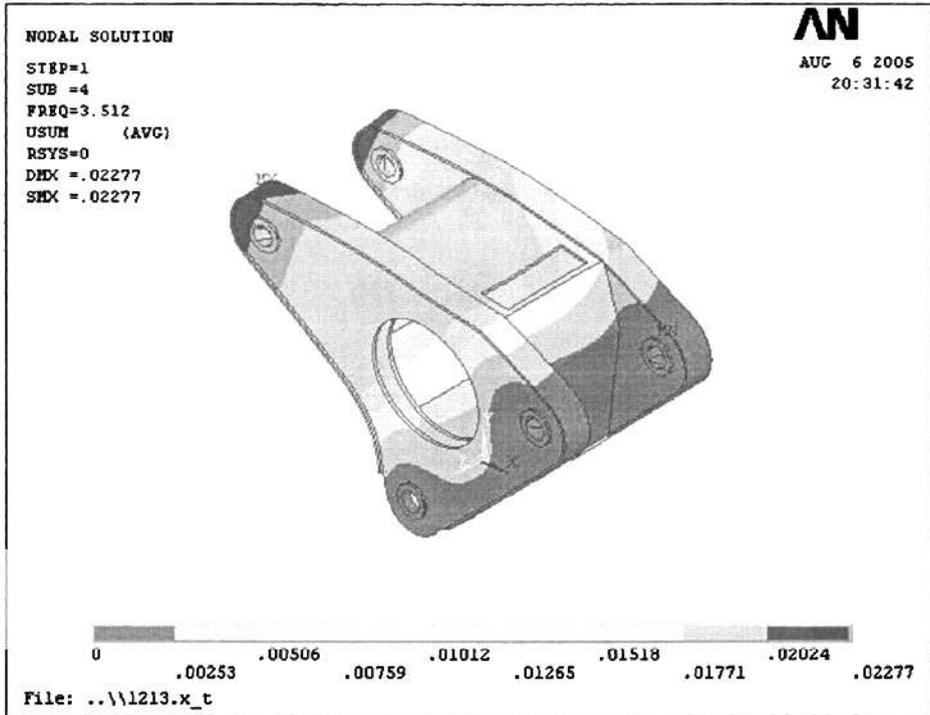


图 3.5 第四阶模态振型图

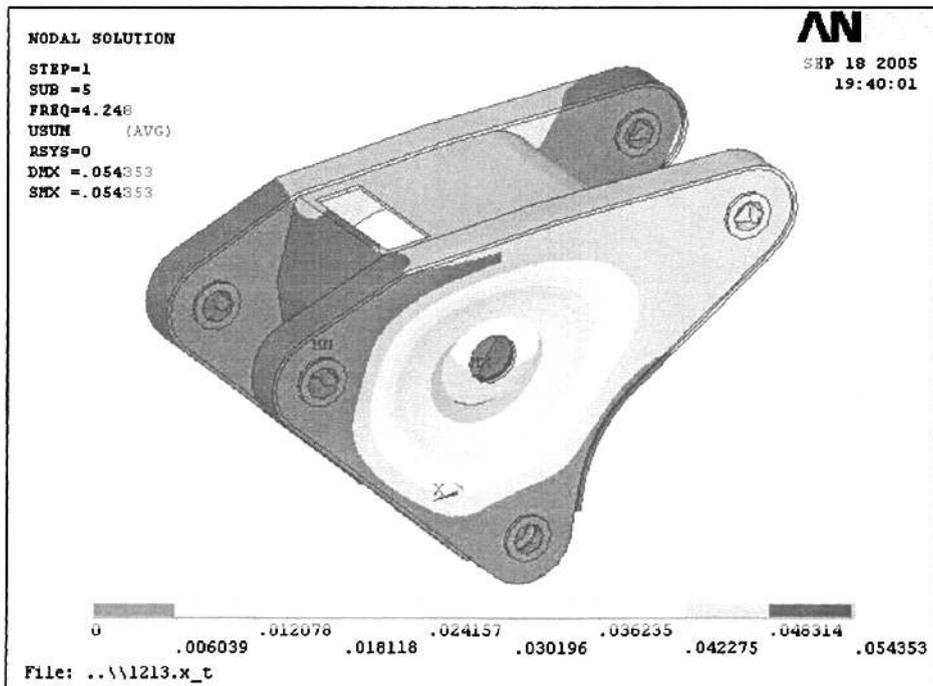


图 3.6 第五阶模态振型图



第四章 旋挖钻机的动应力及模态试验

4.1 三角架结构的动应力试验

4.1.1 试验工况

试验工况：旋挖钻机处于工作状态，从钻杆钻入地面并旋转直至满载后，旋出地面卸载的整个工作循环。

4.1.2 试验装置、仪器配置及测试系统

一、试验装置及仪器配置：

应变片（应变花、单片）、过桥、动态应变仪（型号：SDA 830C, 8 通道）、连接导线（10 根，用于连接应变片和动态应变仪输入端）、输出导线（用于连接动态应变仪输出端和 AZ116 采集箱）、AZ116 数据采集箱、万用表、补偿块（四块）、笔记本电脑(需安装软件 CRAS v6.2)。

二、测试系统

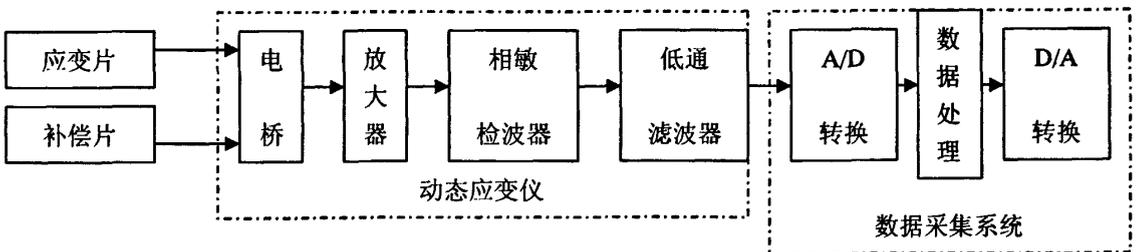


图 4.1 动应力试验测试系统

4.1.3 数据采集系统软件 AdCras 的应用及其功能介绍

数据采集系统软件 AdCras 是南京安正软件有限公司所研究开发出的振动及动态信号采集分析系统软件 CRAS V6.2 的重要模块之一，主要用于信号的采集和处理分析。

数据采集系统软件 AdCras 主要功能：

- 1、2、4、8、16 通道，在设置作业时根据试验的需要指定。



• 书签页式属性对话框选择

采样频率：基本配置 51.2KHz~1.28Hz，配相应的采集器允许最高到 20MHz。

对于二进制采样频率的数据采集器或采集卡，其采样频率等于分析频率的 2.56 倍。这是根据香农采样定理，采样频率必须是分析频率的 2.56 倍以上。

数据块数：1, 2, 4, ...512, 1024, 32768。（每块 1024 点）

触发参数：触发方式、触发电平、正负触发延迟、触发通道任意。

触发电平：开始采集的电平阈值，由电压范围的百分数决定。如量程为 5V，触发电平 10%，则信号到达 0.5V 时开始采集。

触发延迟：数字量，正值表示等待，负值表示提前。数字单位为采集时间间隔倍数。

触发通道：根据作业设置的通道数内任意一个通道均可作为触发通道，其它通道信号达到阈值不影响触发动作。

电压范围（程控放大）：±5000, ±2500, ±1250, ±625, ±312.5mV。不同的程控放大倍数对应不同的满量程电压（电压范围）。例如程控放大倍数等于 8，电压范围为 ±5V 则电压范围为 0.625V。

工程单位：数十种，由编辑控制任意检取。每个通道可任选不同的工程单位。未经工程单位设置，读出的数据单位为电压的单位 mV。不同的物理量通过各自的传感器变换器改变为电压量后均可由 CRAS 进行采集记录。

校正因子：每单位工程单位对应传感器的输出电压 mV 数，相当于各种传感器的灵敏度。当传感器灵敏度改变后，可以通过校正因子对测量结果进行修正，这个过程即所谓的“标定”。不同的通道允许不同的工程单位。在同一种工程单位情况下，也允许不同灵敏度的传感器。因此，每 1 个通道设定相应的校正因子。选用缺省工程单位 mV 则校正因子必须等于 1，读出数据单位为 mV。

通道标注：用户指定的每通道注解（中、英文）。

• 实时示波：允许在线改变 Y 轴刻度尺。

• 数据采集：



采集方式：监示采集及连续采集；

低频采集 ($\leq 256\text{Hz}$) 显示：逐页显示和逐点显示；

逐页显示：监示采集方式下，采集一块显示一页。

逐点显示：在 $\leq 256\text{Hz}$ 的低频采集情况下，每采集一个点立即显示一个点。即实时采集及显示方式。当采样频率很低时，实时显示有很多优点。例如采样频率等于 25.6Hz ，采集 1024 个点需要 40 秒，若不是实时显示，会感觉时间很长且无法确定在此 40 秒内信号是否还正常。

- 波形显示：级联方式及整体方式 (1~4, 通道)。整体方式下可选择任一通道建立单独子窗口显示，在子窗口内滚动显示全部时间历程波形、时间压缩和扩充、Y 刻度尺放大缩小。
- 数据处理：处理通道选择，零均值处理、数据平滑、积分、微分、光标带置零或扩充。
- 数字滤波：低通、高通、带通、带阻滤波，滤波通道选择。
- 波形数据列表：滚动显示任一通道任一块任一点的振动时间历程数据。
- 统计量列表：滚动显示每一通道的每一块的统计量。

4.1.4 动应力试验的准备与设备参数设置

一、试验准备：

1. 建立有限元模型，利用 ANSYS 软件初步分析计算静态时的应力；
2. 根据理论分析结果，确定实体的需要重点测试的应力点位置

根据第二章三角架结构所做的有限元分析，通过求解结果的应力、应变云图可知，哪些点的应力最大，在动应力试验中，就需要将这些点作为测点，只要最大应力点的应力满足强度要求，则整个结构的强度也必然满足要求，经过理论分析确定三角架结构的动应力试验测点布置如图 4.2。

3. 贴好补偿片和过桥

根据有限元分析可知，结构受具有平面应力和轴向应力状态，所以选择应变花和单向应变片。根据有限元分析以及三角架的结构特点，可知 1、3 两测点处承受的主要是单向应力，所以选用单片应变片，2、4 两测点处承受的应力可能较为复杂，所以选用应变花。

4. 测量电桥选用半桥测量

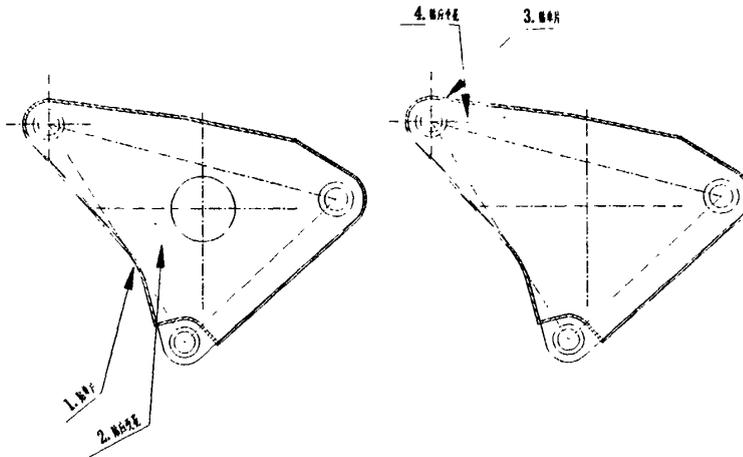


图 4.2 应力测点布置图

应变仪中的电桥，是由贴在试件上的应变片或由应变片与应变仪的固定电阻组成的。它的主要作用是将应变片的电阻变化按一定比例转换成电压或电流的变化，以便输入至放大器放大。测量电桥一般包括全桥测量、半桥测量和 1/4 桥测量等。全桥测量具有提高测量灵敏度和实现温度补偿的特点，但是采用全桥测量必须满足四个应变片互不干涉的前提条件；半桥测量可以实现温度补偿，由于无法满足全桥测量的前提条件，本试验采用半桥测量方法；1/4 桥测量不能实现温度补偿，而实际上工程机械处于工作现场，暴露在太阳照射下，所以需要考虑温度对应变的影响，所以该测量方法不适合。

二、设备参数设置：

打开 AdCras 数据采集系统板块（八通道），设置下列参数：

- ① 采样频率：25.6HZ(视具体情况)；采样频率愈高，分析带宽愈宽，但是频率分析精度愈差。因此从频率分析的角度，根据分析对象的特点及常见故障的带宽，尽可能选取较小的采样频率。另一方面，采样频率太低，在信号的 1 个周期内，采集的点数过少，获得的时间序列在表征信号的时域特征方面显得粗糙，甚至失真。因此为了进行正确的频率分析，在保证感兴趣频段的前提下，尽可能选取较低的采样频率以保证频率分析的精度。为了进行波形分析及相关分析、概率分析等时域分析，采样频率又应尽可能选得高一些，以保证在一个周期内有足够多的采集



点。必要时，应以高低两种频率分两次进行采集存盘。

- ② 数据块数：4；（在 25.6HZ 下，每块的采集时间为 80ms，块数=总的要采集的时间(ms)/80ms），每个数据块等于 1024 个采样点，采集记录占用的时间与通道数无关，等于数据块数乘以采样时间间隔再乘以 1024。
- ③ 触发参数：默认；通道标记：默认；
- ④ 电压范围：±5000mv；在测试过程中，首先选择满量程电压，当发现信号太小时再降低电压范围，直至波形在屏幕显示中既适中清晰又不超限。
- ⑤ 校正因子： $\frac{5000mv}{\text{微应变}(\mu\epsilon)}$ （见附录C中试验注意事项6中动态应变仪设置参数）；工程单位： $\mu\epsilon$ （前 8 个通道，用于采集应变信号）、mv（后 8 个通道的前 2 个通道，用于采集频谱）；通道标记：采用默认值；
- ⑥ 采集方式：
采集方式：监示采集；低频采集显示（≤256HZ）：逐点显示（否则低于 256Hz 下，选择逐页显示会很慢）

4.1.5 数据处理

1. 利用 CRAS 软件（数据采集系统 AdCras 板块）进行分析，将采集到的应变信号转变为应力数值（注应变片的灵敏系数 $K \neq 2.00$ ，而动态应变仪的灵敏系数 $K = 2.00$ ，故需修正）；
2. 所采集的 ϵ_0 、 ϵ_{45} 和 ϵ_{90} 的数值（必须先根据附录 C 中试验注意事项 7 进行修正），以及有关公式计算出最大（代数值）主应力 σ_1 、最小（代数值）主应力 σ_3 、夹角 α 、剪应力 τ ，公式如下：

$$\text{最大主应力 } \sigma_1 = \frac{E}{2} \left\{ \frac{\epsilon_0 + \epsilon_{90}}{1 - \mu} + \frac{1}{1 + \mu} \sqrt{(\epsilon_0 - \epsilon_{90})^2 + [2 \times \epsilon_{45} - (\epsilon_0 + \epsilon_{90})]^2} \right\}$$

$$\text{最小主应力 } \sigma_3 = \frac{E}{2} \left\{ \frac{\epsilon_0 + \epsilon_{90}}{1 - \mu} - \frac{1}{1 + \mu} \sqrt{(\epsilon_0 - \epsilon_{90})^2 + [2 \times \epsilon_{45} - (\epsilon_0 + \epsilon_{90})]^2} \right\}$$

$$\text{最大剪应力 } \tau_{\max} = \frac{E}{2(1 + \mu)} \sqrt{(\epsilon_0 - \epsilon_{90})^2 + [2 \times \epsilon_{45} - (\epsilon_0 + \epsilon_{90})]^2}$$

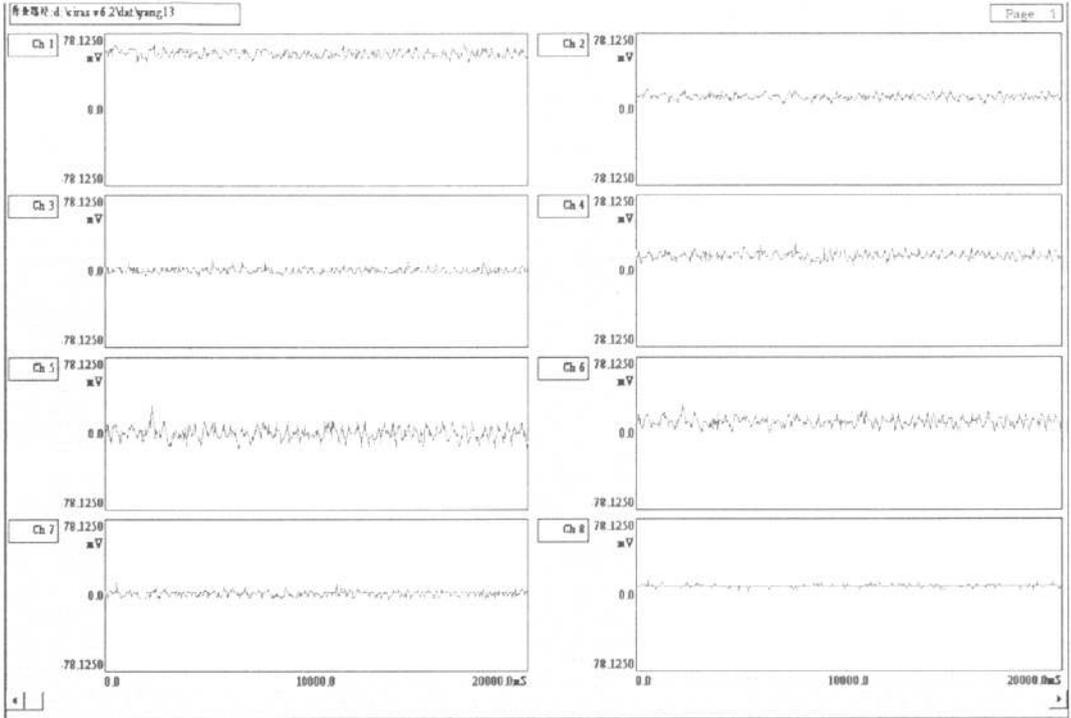
$$\text{主应力方向 } \alpha = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left[\frac{2 \times \epsilon_{45} - (\epsilon_0 + \epsilon_{90})}{\epsilon_0 - \epsilon_{90}} \right]$$



计算出上述结果后,再根据第四强度理论(形状改变比能理论),可以得到试验等效应力 σ_s 。

$$\sigma_s = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$$

4.1.6 动应力试验的结果



单位: Mpa

测 点	1	2	3	4
动应力测试值	13.481	71.393	28.889	53.367
静应力理论值	10.351	62.104	20.701	41.403

表 4.1 动应力试验与静应力理论值结果比较表

最大动应力测试点为第 2 点,安全系数 $n = \frac{350}{71.393} = 4.90 \geq [n] = 2.0$ 。

4.2 三角架结构的模态试验

4.2.1 试验模态分析的理论基础



一、试验模态分析现状

以前，一直把强度视为最重要的课题，按照在使用条件下不致破坏的原则来设计和制造机械。因此，对于作用在机械上的载荷，尽量加大安全系数，把机械设计得很笨重，因而出现保守设计的情况。在这种情况下，由于仅考虑静载荷，其结果使得机械的重量增加，而从成本方面考虑也不恰当，这样的设计不能认为是合理的设计。

最近几年来，随着机械性能和机械效率的提高，同时也出现了要求降低成本呼声，于是，在设计时，不仅要考虑静态强度的问题，而且还应当考虑动态特性。为了使机械在极高的速度下能工作，必须尽可能地设计得轻一些；但是，由于轻量化引起结构产生振动，从而噪声加大，出现相反的结果。

用有限元方法设计机械时，如果有了图形，即有了机械尺寸这种几何数据，再加上该机械的静态特性、应力分析、热分析就能直接计算出动态特性。

然而，尤其在动态特性分析中，机械的阻尼特性是很重要的，按照现在的技术水平还难以从图形上求得，同时也不能进行精确的动态分析，因此，期望有新的方法。

随着小型计算机的发展，根据 Cooley 和 Tukey 在 1965 年发表的快速 Fourier 变换方法，对试验测量的动态信号既能快速地又能实时地进行处理，同时还相继发表了试验测量机械动态特性分析方法。其中最先进的方法就是本节所属的模态分析方法。

该试验方法当然不能像有限元法那样，只要有了图形，不进行试验也能分析动态特性，而必须进行几种试验，测量它们的动态特性。很显然，这些试验所得到的数据具有较高的可靠性，再应用新的模态分析方法，对样机进行结构修改，使能定性地、定量地预测它具有良好的动态特性，这样，只要少量的试验便能达到有效的的设计。因此，在现阶段，无论从设计成本方面，还是从数据可靠性方面考虑，模态分析及其应用均称得上是有效的的设计方法。

每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机或试验取得。基于线性叠加原理，一个复杂的振动系统可以分解为许多模态的叠加。这样的一个分解过程称为模态分析。如果这个分解是通过试验采集的系统输入与输出信号经过参数识别获得模态参数，则称试验模态分析。通常，模态分析都是指试验模态分析。试验模态分析属于结构动力学的逆问题。

二、试验模态分析理论基础

1. 如果把机械系统的激振力 $f(t)$ 看作输入量，把振动的位移响应 $x(t)$ 看作输出量，



则机械系统的传递函数定义为

$$H(s) = \frac{\ell[x(t)]}{\ell[f(t)]} = \frac{X(s)}{F(s)} \quad (4.1)$$

其中, s 为复变量, 也称复频率, 其实部和虚部常用符号 β 和 ω 表示, 即 $s = \beta + j\omega$ 。

拉普拉斯变换的定义为

$$\left. \begin{aligned} F(s) &= \ell[f(t)] = \int_0^{\infty} f(t)e^{-st} dt \\ X(s) &= \ell[x(t)] = \int_0^{\infty} x(t)e^{-st} dt \end{aligned} \right\} \quad (4.2)$$

根据拉普拉斯变换及其性质, 对单自由度振动系统的运动微分方程

$$m[s^2X(s) - sx(0) - \dot{x}(0)] + c[sX(s) - x(0)] + kX(s) = F(s) \quad (4.3)$$

进行拉普拉斯变换, 可得

$$(ms^2 + cs + k)X(s) = F(s) \quad (4.4)$$

由此可以得出单自由度系统的传递函数为

$$H(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{ms^2 + cs + k} \quad (4.5)$$

前已指出, 线性系统的输出 $x(t)$ 与输入 $f(t)$ 的傅立叶之比, 就是系统的频响函数, 即

$$H(\omega) = \frac{F[x(t)]}{F[f(t)]} = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (4.6)$$

在一定的 premise 条件下, 也可以从信号的拉普拉斯变换式中, 以 $j\omega$ 置换 s 求得它的傅立叶变换, 因而有

$$H(\omega) = H(s) \Big|_{s=j\omega} \quad (4.7)$$

2. 传递函数矩阵和频响函数矩阵

多自由度系统在任意激励下的运动方程为

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{f(t)\} \quad (4.8)$$

对方程作拉普拉斯变换, 并设所有坐标的初始位移和初始速度均为零, 则有

$$(s^2[m] + s[c] + [k])\{X(s)\} = \{F(s)\} \quad (4.9)$$

其中, $X(s)$ 和 $F(s)$ 分别为 $x(t)$ 和 $f(t)$ 的拉普拉斯变换。



$$\text{令} \quad [Z(s)] = s^2[m] + s[c] + [k] \quad (4.10)$$

$$[H(s)] = [Z(s)]^{-1} = \frac{\text{adj}[Z(s)]}{|Z(s)|} \quad (4.11)$$

则方程 (4.1) 可以缩减为

$$[Z(s)]\{X(s)\} = \{F(s)\} \quad (4.12)$$

$$\text{或} \quad \{X(s)\} = [H(s)]\{F(s)\} \quad (4.13)$$

$[Z(s)]$ 称为系统的阻抗矩阵或特征矩阵, $[H(s)]$ 称为系统的传递函数矩阵, 对于 N 自由度系统, 均为 $N \times N$ 方阵。

若取 $s = j\omega$, 则拉普拉斯变换转化为傅立叶变换, 传递函数矩阵 $[H(s)]$ 转化为频响函数矩阵 $[H(\omega)]$, 这时可以得到下列定义式:

$$[Z(\omega)] = [k] - \omega^2[m] + j\omega[c] \quad (4.14)$$

$$[H(\omega)] = [Z(\omega)]^{-1} = \frac{\text{adj}[Z(\omega)]}{|Z(\omega)|} \quad (4.15)$$

本章讨论的模态试验分析, 就是建立在一组频响函数测量基础上的模态参数识别技术。

3. 实模态的模态参数

一个 N 自由度的线性系统, 有 N 个无阻尼固有频率 ω_r ($r = 1, 2, \dots, N$), 和相对应的

N 个模态振型 $\{\phi\}_r = \{\phi_{1r}, \phi_{2r}, \dots, \phi_{Nr}\}^T$ ($r = 1, 2, \dots, N$)

N 个模态振型可综合为一个模态振型矩阵

$$[\phi] = [\{\phi\}_1, \{\phi\}_2, \dots, \{\phi\}_N] = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} & \dots & \phi_{1N} \\ \phi_{21} & \phi_{22} & \dots & \phi_{2N} \\ \vdots & & & \vdots \\ \phi_{N1} & \phi_{N2} & \dots & \phi_{NN} \end{bmatrix}$$

模态振型对质量矩阵 $[m]$ 和刚度矩阵 $[k]$ 满足下面形式的加权正交关系:

$$\{\phi\}_s^T [m] \{\phi\}_r = \begin{cases} 0 & s \neq r \\ M_r & s = r \end{cases} \quad (4.16)$$



$$\{\phi\}_s^T [k] \{\phi\}_r = \begin{cases} 0 & s \neq r \\ K_r & s = r \end{cases} \quad (4.17)$$

并且有

$$\omega_r^2 = \frac{K_r}{M_r} \quad (4.18)$$

M_r 和 K_r 分别称为模态质量和模态刚度。

在比例粘性阻尼情况下，阻尼矩阵 $[c] = \alpha[m] + \beta[K]$ (α, β 为常数)，这时还有下面的正交关系：

$$\{\phi\}_s^T [c] \{\phi\}_r = \begin{cases} 0 & s \neq r \\ C_r & s = r \end{cases} \quad (4.19)$$

C_r 称为模态阻力系数。

有时用模态衰减系数 σ_r 或模态阻尼比 ξ_r 表征系统模态的阻抗特性，有

$$\sigma_r = \frac{C_r}{2M_r} = \xi_r \omega_r \quad (4.20)$$

$$\xi_r = \frac{\sigma_r}{\omega_r} = \frac{C_r}{2M_r \omega_r} \quad (4.21)$$

系统第 r 阶阻尼固有频率 ω_{dr} 与无阻尼固有频率 ω_r 的关系为

$$\omega_{dr} = \sqrt{\omega_r^2 - \sigma_r^2} = \omega_r \sqrt{1 - \xi_r^2} \quad (4.22)$$

通常称 ω_{dr} 为系统的模态频率。

$\omega_{dr}, \{\phi\}_r, M_r, K_r, C_r$ (或 σ_r, ξ_r) 统称为系统的模态参数。我们说，一个 N 自由度的机械系统，有 N 个模态，就是指它有 N 组模态参数。下标 r 表示模态的阶次。上述分析中，这些模态参数全都是实数，故称为实模态。

4. 实模态情况下的频响函数

N 自由度系统的频响函数可由其运动方程

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{f(t)\} \quad (4.23)$$

按简谐激励或任意激励的傅立叶变换式导出，现取前者，即取



$$\{f(t)\} = \{\bar{F}\} e^{j\omega t} \quad \{x(t)\} = \{\bar{X}\} e^{j\omega t} \quad (4.24)$$

对式(4.23)作拉普拉斯变换, 并设所有坐标的初始位移和初始速度均为零, 则有

$$(s^2[m] + s[c] + [k])\{X(s)\} = \{F(s)\} \quad (4.25)$$

其中, $X(s)$ 和 $F(s)$ 分别为 $x(t)$ 和 $f(t)$ 的拉普拉斯变换。

令

$$[Z(s)] = s^2[m] + s[c] + [k] \quad (4.26)$$

$$[H(s)] = [Z(s)]^{-1} = \frac{\text{adj}[Z(s)]}{|Z(s)|} \quad (4.27)$$

则方程单自由度系统的传递函数

$$H(s) = \frac{X(s)}{F(s)} \quad (4.28)$$

可以写为

$$[Z(s)]\{X(s)\} = \{F(s)\} \quad (4.29)$$

或

$$\{X(s)\} = [H(s)]\{F(s)\} \quad (4.30)$$

其中, $[Z(s)]$ 称为系统的阻抗矩阵或特征矩阵, $[H(s)]$ 称为系统的传递函数矩阵, 对于 N 自由度系统, 均为 $N \times N$ 方阵。

现将式(4.24)代入式(4.29)可得

$$([k] - \omega^2[m] + j\omega[c])\{\bar{X}\} = \{\bar{F}\} \quad (4.31)$$

利用前面第四章提到过的模态分析方法, 即引进一模态坐标向量

$$\{q\} = [\phi]^{-1}\{x\}, \quad \{x\} = [\phi]\{q\} \quad (4.32)$$

显然有

$$\{q(t)\} = \{\bar{Q}\} e^{j\omega t}$$

且

$$\{\bar{Q}\} = [\phi]^{-1}\{\bar{X}\}, \quad \{\bar{X}\} = [\phi]\{\bar{Q}\} \quad (4.33)$$



将式(4.33)代入式(4.31)并左乘 $[\phi]^T$, 根据正交关系式(4.16)、(4.17)和(4.19), 可得到N个解耦方程

$$(K_r - \omega^2 M_r + j\omega C_r)\bar{Q}_r = \bar{P}_r, \quad (r=1, 2, \dots, N) \quad (4.34)$$

其中
$$\bar{P}_r = \{\phi\}_r^T \{\bar{F}\} \quad (4.35)$$

这里, \bar{Q}_r 为模态坐标 q_r 响应的复数振幅, \bar{P}_r 为对应第 r 阶模态的激振力分量的复数力幅。

\bar{Q}_r 与 \bar{P}_r 的比值, 称为系统的第 r 阶模态导纳, 或第 r 阶模态频响函数, 用 $H_r(\omega)$ 表示,

即
$$H_r(\omega) = \frac{\bar{Q}_r}{\bar{P}_r} = \frac{1}{K_r - \omega^2 M_r + j\omega C_r} \quad (r=1, 2, \dots, N) \quad (4.36)$$

以模态导纳为对角线元素的对角矩阵 $\square H_q(\omega) \square$ 称为模态导纳矩阵, 即

$$\square H_q(\omega) \square = \begin{bmatrix} H_1(\omega) & & 0 \\ & H_2(\omega) & \\ 0 & & H_N(\omega) \end{bmatrix} \quad (4.37)$$

由式(4.34)可知

$$\{\bar{Q}\} = \square H_q(\omega) \square \{\bar{P}\} = \square H_q(\omega) \square [\phi]^T \{\bar{F}\} \quad (4.38)$$

而
$$\{\bar{X}\} = [\phi] \{\bar{Q}\} = [\phi] \square H_q(\omega) \square [\phi]^T \{\bar{F}\} \quad (4.39)$$

前面曾给出
$$\{\bar{X}\} = [H(\omega)] \{\bar{F}\} \quad (4.40)$$

可见, 导纳函数矩阵, 即频响函数矩阵 $[H(\omega)]$ 与模态导纳函数矩阵 $\square H_q(\omega) \square$ 之间满足下面的关系:

$$[H(\omega)] = [\phi] \square H_q(\omega) \square [\phi]^T \quad (4.41)$$

也即

$$[H(\omega)] = \sum_{r=1}^N \frac{\{\phi\}_r \{\phi\}_r^T}{K_r - \omega^2 M_r + j\omega C_r} \quad (4.42)$$

$$H_{pr}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{lr} \phi_{pr}}{K_r - \omega^2 M_r + j\omega C_r} = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{lr} \phi_{pr}}{M_r (\omega_r^2 - \omega^2 + j\xi_r \omega_r \omega)} \quad (4.43)$$



或

$$H_p(\omega) = \sum_{r=1}^N \phi_r \phi_{pr} H_r(\omega) \quad (4.44)$$

可见，系统的任一频响函数均可表示为其各阶模态导纳的线性和。

复模态就是实模态的延伸。实模态时，结构动变位同一时刻达到极值，适用于无阻尼系统或比例粘性阻尼系统；复模态时，结构各点动变位出现相位差，但相应点最大动变位差异并不大，特别是一般结构的阻尼对固有频率的影响较小，适用于非比例阻尼系统。因而工程上能够准确地应用实模态理论（略去阻尼因素）分析机械结构。在此，复模态的模态参数和频响函数不作介绍了。

4.2.2 模态试验的基本方法和基本过程

一、模态试验的基本方法

机器、建筑物、航天航空飞行器、船舶汽车等实际振动千姿百态、瞬息万变。模态分析提供了研究各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（实验室内）进行人为激振，通过测量激振力与响应并双通道 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型。根据模态叠加原理，在已知各种载荷的时间历程的情况下，就可以预言结构物的实际振动的响应历程或响应谱。

二、模态试验的基本过程

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：试验模态分析是在实验室内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。目前主要有单输入单输出（SISO）、单输入多输出（SIMO）、多输入多输出（MIMO）三种方法。依输入力的信号特征还可以分为稳态正弦激励测试法（包括单点激励、多点激励）、瞬态激励测试法（包括随机脉冲激励）和随机激励测试法（包括白噪声、宽带噪声或伪随机）。

(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共振数据。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，试验成本极高。

(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. 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的依据,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和复模态模型等。

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。

4. 振型动画

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型。由于结构复杂,由许多自由度组成的振型的数组难以引起对振动的直观想象,必须采用活动振型的方法,将放大的振型叠加到原始的几何形状上。

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装置、双通道 FFT 分析仪、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,本试验中用到的这个软件包就是 MaCras 软件包。

4.2.3 模态试验中激励方式的选择

模态试验可以分为传统的模态分析方法和环境激励下的模态参数识别方法。传统的模态分析方法的特点是同时利用激励和响应信号进行参数识别。

一、激励方式

激励方式包括随机激励、正弦扫描激励和冲击激励。

1. 随机激励

随机激励是对结构施加一个随机变化的,即不能用确定函数表达的激振力,使结构产生受迫振动。

随机激励的信号源分为纯随机、伪随机和猝发随机等几种类型。

纯随机信号一般由模拟式电子噪声产生,经低通滤波称为限带白噪声,在给定带宽内具有均匀连续的频谱,可以同时激励该频带内所有的振动模态。对信号作 FFT 时,一



般选用汉宁窗来减少数据截断引起的功率泄漏。

伪随机是由数据信号分析仪给出的零方差数字随机数据,经数模转换器成为一种周期性的模拟式随机信号,其周期恰等于 FFT 的分析周期 T ,因而具有离散性频谱,谱线的间隔 $\Delta f=1/T$ 与频响函数测量的分辨率相一致。对伪随机信号做 FFT 分析,可直接用矩形窗不致产生泄漏。

猝发信号源只在测量周期的初始一端时间输出信号,其占用时间可任意调节,以适应不同阻尼的结构。猝发随机信号的 FFT 仍可用矩形窗。

2. 正弦扫描激励

在缺少随机信号源的情况下可以考虑采用正弦扫描激励。如果在一个测量窗内,使正弦信号的频率按线性或对数规律从给定的最低频率连续调节到给定的最高频率,则这一扫描信号将具有该扫描频带的连续频谱,能激励该频带的所有振动模态。为了避免响应滞后引起幅频特性的峰值后移,可反复进行频率从低到高和从高到低的扫描激励,取得多测量的平均。

3. 冲击激励

随机激励和正弦扫描激励除要求相应的信号源外,还需有功率放大器和激振器等设备,激振器与试件的联接及支承要求特殊的考虑。模态试验最简单的的激励方式是采用装有力传感器的手锤进行激励。本试验采用的是冲击激励,该方法施加在试件上的力不是稳态的正弦力,而是瞬态变化的力,它是一种宽带激励法,试验时间短,一次能激出好几阶模态。给试件一激振力,使试件产生振动。它分为单点激励多点响应测量和多点激励单点响应测量。对于轻小试件,为减小传感器质量对试件的附加影响,采用后者。对于大试件,可在多个测点安装传感器。本试验采用后者。

冲击激励是一种宽带激励,可同时激励出多个模态,具有快速方便,成本低的优点。所需设备小,对试件没有附加质量约束和附加刚度约束,特别适用于轻小构件。由于激励频带宽,能量分布在很宽的范围,激励能量小,测试精度低。

用锤敲击试件,其激振力波形为半正弦波形状。该波形经过 Fourier 变换,可以表示出所包含的频率分量范围。为了能够准确地求得传递函数,在频率范围内应当加大激振力,因此,冲击激振力持续时间有着十分重要的意义。

然而这一特性也与结构的刚度有关。试件的机械刚度低则持续的时间长,可激振的频率分量降低,一般而言,激力锤的重量越大,则对持续的时间就越长,因此,对一定



的大型机械，固有频率较低，为了产生足够的响应，需要用较大的激振力，选择用重锤敲击，反之，对较轻的机械，且固有频率较高，应当选用轻锤敲击。

另外，由于冲击激励的作用时间比较短，输入能量少，激励信号和响应信号的信噪比一般都比较低。为了尽可能提高频响函数测量的信噪比，可对力信号和响应信号分别加载短的矩形窗（也称力窗）和指数衰减窗。同时，为了能捕捉到完整的冲击力波形，宜采用负延时触发采样。

随机激励及正弦扫描激励可通过选带分析来提高频率的分辨率。而冲击激励的频域细化却受到脉冲宽度窄的制约，细化倍数不宜太高。因此，虽然冲击激励具有设备简单，施力方便，测试速度快等优点，但由于测量信噪比较差，通过细化提高频率的分辨率受到限制等原因，测量结果有时很不满意。这种激励方式比较适合于中小型弱阻尼结构的模态试验，尤其适合于现场试验。

各种不同激励方式优缺点比较，如表 4.2:

	纯随机	伪随机	猝发随机	稳态正弦	扫描正弦	冲击
泄 漏	难免	无	可无	难免	可无	可无
信噪比	一般	一般	一般	高	高	较低
细化率	高	高	高	高	高	较低
有效值与峰值的比	中	中	中	大	大	小
非线性系统的线性化	佳	不良	佳	不良	不良	不良
测试速度	较快	较快	较快	最慢	一般	最快
激励设备	较复杂	复杂	复杂	较简单	较复杂	简单

表 4.2 不同激励方式的优缺点选择

二、本试验激励方式的特点

本次试验就属于传统的模态分析方法，是借助激励信号和响应信号进行参数识别的。试验的激励方式采用冲击激励方式，然而与普通的冲击激励又有所不同，在试验过程中，手锤不连接力传感器及电荷放大器，它只是用来冲击试件，产生响应信号，并通过测点处的力传感器及固定的激励传感器进行信号的采集。激励传感器是由两个传感器（分别代表 X 和 Y 向）组成，在测试过程中，其位置固定与某一点（不能与测点重合），



每次只测试一个测点的响应信号，直至所有的测点测试完毕。每次手锤敲击的位置及敲击方向均不变，每次敲击的力度应力求大小均衡适度，以保证试验结果准确可靠。本试验的对象是旋挖钻机的三角架，结构较大，固有频率较低，所以选用软材料锤头的激力锤。

4.2.4 试验装置、仪器配置及测试系统

一、试验装置及仪器配置

5852A 电荷放大器（3 台）、加速度传感器（至少三只）、AZ116 采集箱、笔记本电脑（安装软件 CRAS V6.2）、导线（两根, 用于连接加速度传感器和电荷放大器电荷输入端）、输出导线（连接电荷放大器输出端和 AZ116 采集箱）、榔头、万用表

二、测试系统

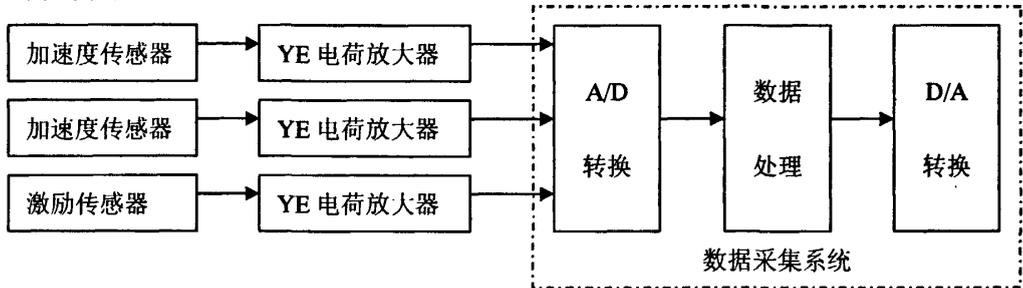


图 4.3 模态试验测试系统

4.2.5 模态分析软件包 MaCras 的应用及其功能介绍

Cras 软件中的 MaCras 模块主要用来采集动态数据以及频响函数或脉冲函数的分析并对采集的信号数据进行参数识别从而获得试件的模态参数（如固有频率、阻尼比和模态振型等）。

模态分析软件包 MaCras 的主要功能：

模态几何

- 模态作业：树型列表框自动生成新的目录。
- 几何模型：部件数 1~8，3 种部件坐标（直角、柱、球）。手工编辑或自动生成典型部件。
- 几何图形：绕 X, Y, Z 旋转、水平垂直移动；放大缩小；连续转动或静止。
- 标记自由度。
- 自由度不受限制。



模态参数测量

- 测量方向：X, Y, Z; XY, YZ, ZX; XYZ6 种方式任选。
- 测量个数不受限制。
- 约束方程：2 个自由度相等；通过两个自由度插值；固定约束。
- 根据自由度索引表任意次序分一次或多次完成测量，每个测量均可改变校正因子。
- 全部自由度测量力信号及响应信号振动波形显示。
- 频响函数显示（实、虚、幅、相及相干）。
- 自动测量过程同时显示相干函数及频响函数。根据相干函数，剔除不适当测试。

模态参数识别

- 全部频响函数集总平均法进行初始估计模态频率。
- 模态理论：实模态、复模态。
- 曲线拟合：阶数不受限制。
- 拟合方法：整体、自动、单条曲线。
- 导纳数据列表。
- 模态参数列表。
- 模态振型综合：测量方向处理、约束方程处理、模态振型归一。
- 任意自由度理论频响函数与试验频响函数对比。

4.2.6 MaCras 模态分析总框图

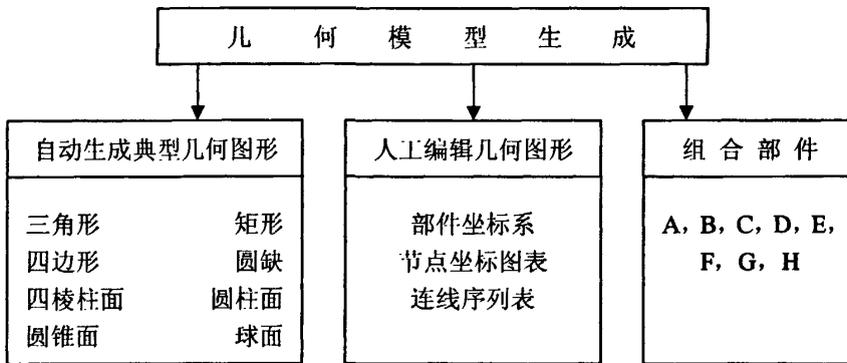


图 4.4 几何模型生成框图

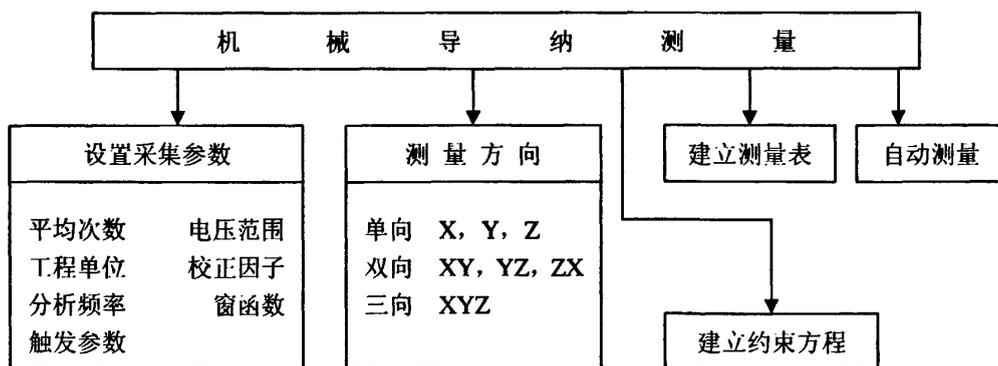


图 4.5 机械导纳测量框图

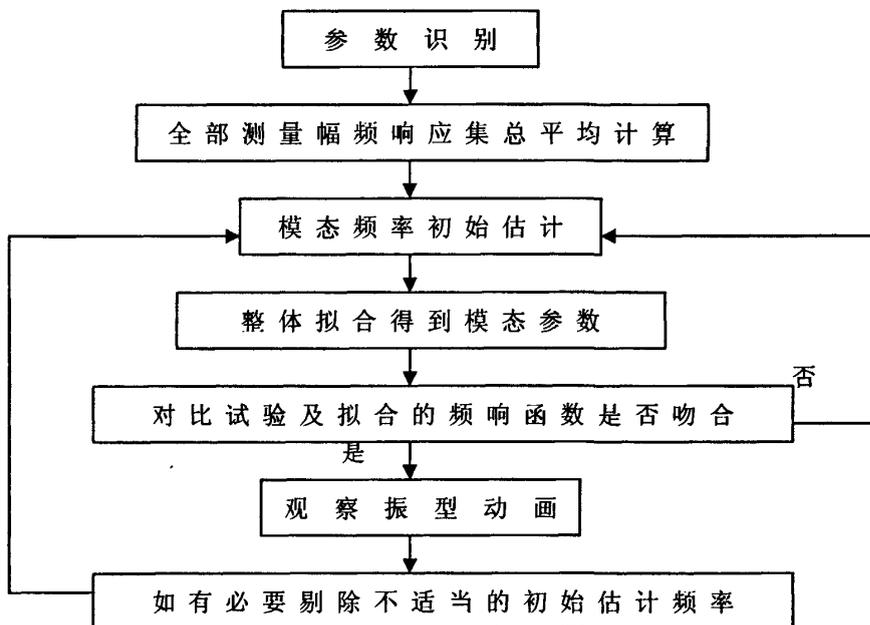


图 4.6 模态参数识别及振型动画框图

4.2.7 模态试验的准备及设备参数设置

一、试验准备:

1. 建立有限元模型，利用有限元分析软件 ANSYS 进行模态分析(至少 5 阶);
2. 根据理论分析结果，确定重点测试的加速度计（传感器）的布置点并标编号;
3. 利用 CRAS 软件（机械结构及模态分析板块）建立分析模型，划分网格，确定测试点，如图 4.7 所示:



由於分割點 7、8、10、11 和 13 點（虛線交點）不位於三角架的側板上而屬於副卷揚的蓋板上的點，1 是受力點，5 和 15 屬於邊界約束點，因此這些點均不屬於測點，具體測點只有 2 (A)、3(B)、4(C)、6(D)、9(E)、12(F) 和 14(G)。

4. 設置測試方向（測試 X 和 Y 方向，每次只能設定一個測試方向，通過所連接的通道來區分何種方向的振型）和導納測量表（測量/不測量）；

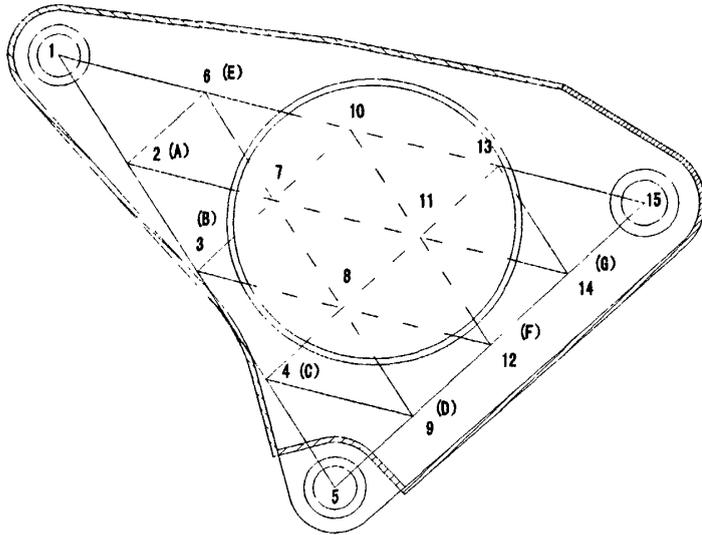


圖 4.7 模態試驗測點佈置圖

二、設備參數設置：

1. ①平均次數：4 次；

②時間窗處理函數，均設置為矩形窗（Rectangle）；

③分析頻率：500HZ（採樣頻率一般應為分析頻率的 2 倍以上）；

④觸發參數：正觸發，觸發電平 5，觸發通道 1（與激勵傳感器連接的通道），觸發延遲 -20；

⑤工程單位：mv；校正因子：1；

⑥電壓範圍：±5000mv；

2. 設置採集控制：選擇每次觸發採集允許客戶選擇有效/無效；

3. 根據試件的具體實際狀態設置約束方程，且必須跟用 ANSYS 軟件進行理論分析時設置的約束條件一致，且符合實際情況；

4. 佈置測試傳感器（每個測試點按照 X 方向和 Y 方向粘貼兩個傳感器，分別連接第 2、



- 3 通道) 和激励传感器 (沿 X 和 Y 合成的方向布置在整个测试过程中位置固定不动, 连接第 1 通道;
5. 连接导线和输出线, 根据传感器 (激励传感器也要连接电荷放大器) 的型号所对应的灵敏度调整相连的放大器的灵敏度;
 6. 电荷放大器的下限频率 (0.3HZ) 和上限频率 (选择 3KHZ), 放大倍数 (可以先选择 $\times 100$, 根据具体情况调整), 下限频率应置于被测信号中最低频率的 0.1 倍以下, 最高频率的 3 倍以上;
 7. 选择固定的敲击点, 用榔头按照 X、Y 合成的方向敲击试件, 每次敲击的力应尽可能大小均匀一致, 为了测量的准确, 每个测试点每个方向敲击 4 次, 采集四次数据;
 8. 打开所有的设备, 开始测量, 每测试完一个测试点的三个方向后, 根据编号选择下一测试点, 直至所有测试点的三个测试方向全部测试完毕;

4.2.8 模态试验的结果与理论分析比较

单位: Hz

	第一阶频率	第二阶频率	第三阶频率
理论值	1.892	2.482	3.078
试验值	1.673	2.215	2.847
误差	11.58%	10.76%	7.50%

表 4.3 模态试验与理论分析结果比较表

误差分析: 模态分析的理论值和模态试验结果的最大误差为 11.58%, 出现误差的原因可能是在力学建模上。模态试验是对整机进行的, 而模态分析的力学模型则只是单独对三角架结构进行模态分析, 没有考虑与三角架相连的其他结构对三角架结构的影响, 所以难免理论值与试验值之间产生误差。如果对整机建立力学模型, 分析的结果更会与试验结果更逼近。



第五章 三角架结构的谐响应分析

5.1 谐响应分析的概念

谐响应分析是用于确定线性系统结构在承受随时间按正弦规律变化的载荷时的稳态响应的一种技术，分析目的是计算出结构在几种频率下的响应并得到一些响应值（通常是位移）对频率的曲线。该技术只计算结构的稳态受迫振动，而不考虑发生在激励开始时的瞬态振动。它可以帮助设计人员预测结构的持续动力特性，从而使设计人员能够验证其设计能否成功地克服共振、疲劳及其他受迫振动所引起的有害效果。

谐响应分析是一种线性分析，任何非线性特性的成分都将会被忽略，在其分析中也可以包含非对称系统矩阵，也可以分析有预应力的结构。

5.2 利用 ANSYS 进行谐响应分析

在 ANSYS 中进行谐响应分析主要可采用三种方法进行求解计算：Full（完全法）、Reduced（缩减法）、Mode Superposition（模态叠加法）。以上三种方法各有优缺点，但是在进行谐响应分析时，它们存在共同的使用局限，即所有施加的载荷必须随时间按正弦规律变化，且必须有相同的频率。这些局限可以通过进行瞬态动力分析来克服，这时应将简谐载荷表示为有时间历程的体载荷函数。

5.2.1 模态叠加法

模态叠加法是指将 N 阶自由度系统的动力方程，经模态矩阵变换，化为互不耦合的 N 个单自由度问题；逐个求解后再叠加的动力方程求解方法。

如果结构在运动中受阻力，且为简单的比例阻尼情况；此种阻尼矩阵 $[C]$ 与质量矩阵 $[M]$ 成比例，则模态矩阵 $[A]$ 依权重 $[C]$ 也是正交的，有

$$[A]^T [C] [A] = [\bar{C}] \quad (5.1)$$



这里的 $[\bar{C}]$ 也是对角矩阵, 可称为模态阻尼矩阵。按式 $\{\delta\} = [A]\{a\}$ 将节点展开, 代入动力方程 $[M]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{Q\}$, 并将等式两端各左乘以 $[A]^T$, 有

$$[A]^T [M] [A] \{\ddot{a}\} + [A]^T [C] [A] \{\dot{a}\} + [A]^T [K] [A] \{a\} = [A]^T \{Q\} \quad (5.2)$$

或
$$[\bar{M}]\{\ddot{a}\} + [\bar{C}]\{\dot{a}\} + [\bar{K}]\{a\} = \{\bar{Q}\} \quad (5.3)$$

其中
$$\{\bar{Q}\} = [A]^T \{Q\}$$

可称为模态节点载荷。注意到 $[\bar{M}]$ 、 $[\bar{C}]$ 、 $[\bar{K}]$ 都是对角矩阵, 则上式可逐阶写为

$$\bar{M}_i \ddot{a}_i + \bar{C}_i \dot{a}_i + \bar{K}_i a_i = \bar{Q}_i \quad (i=1, 2, \dots, N) \quad (5.4)$$

其中 \bar{M}_i 、 \bar{C}_i 、 \bar{K}_i 为 $[\bar{M}]$ 、 $[\bar{C}]$ 、 $[\bar{K}]$ 的 i 阶对角元素, \bar{Q}_i 为 $\{\bar{Q}\}$ 的第 i 个分量。于是, 对应于经模态展开后的广义位移 $\{a\}$, 其各阶分量就都是单自由度系统问题了。式 (5.4) 可按单自由度系统动力相应求解。对应于每一阶模态干扰力 \bar{Q}_i 都可以求得其相应的稳态部分响应 $a_{2i}(t)$, ($i=1, 2, \dots, N$)。各阶模态响应组成模态响应列阵 $\{a\}$; 而实际结构的节点位移响应, 由式 $\{\delta\} = [A]\{a\}_2$ 。

如果须分析加载起始起结构的瞬态响应, 还应再加入系统的初始响应部分。设运动开始时, $t=0$, 各节点有初始位移列阵 $\{\delta\}_0$ 和初始速度列阵 $\{\dot{\delta}\}_0$ 。为应用模态叠加法, 这些初始条件也要经过模态矩阵的变换, 即展开为

$$\{\delta\}_0 = [A]\{a\}_0 \quad \text{和} \quad \{\dot{\delta}\}_0 = [A]\{\dot{a}\}_0$$

为求 $\{a\}_0$ 和 $\{\dot{a}\}_0$, 可利用模态正交性条件。将上述展开式两端各左乘以 $[A]^T [M]$, 有

$$[A]^T [M] \{\delta\}_0 = [A]^T [M] [A] \{a\}_0 = [\bar{M}] \{a\}_0$$



$$[A]^T [M] [\dot{\delta}]_0 = [A]^T [M] [A] \{\dot{a}\}_0 = [\bar{M}] \{\dot{a}\}_0$$

可解出
$$\{a\}_0 = [\bar{M}]^{-1} [A]^T [M] \{\delta\}_0$$

$$\{\dot{a}\}_0 = [\bar{M}]^{-1} [A]^T [M] \{\dot{\delta}\}_0$$

注意到 $[\bar{M}]$ 为对角矩阵，它的求逆是不困难的。因结构初始条件 $\{\delta\}_0$ 得到 $\{a\}_0$ 、 $\{\dot{a}\}$ ，则可以求出式 (5.4) 在 $\bar{Q}_i = 0$ 之下的各阶初始响应 $a_{iv}(t)$ ($t = 1, 2, \dots, N$)。不稳定情况下的瞬态模态响应为初始响应与稳态响应之和，即

$$\{a\} = \{a\}_1 + \{a\}_2$$

而实际节点位移的响应，按式 $\{\delta\} = [A] \{a\}$ 则为

$$\{\delta\} = [A] (\{a\}_1 + \{a\}_2)$$

按模态叠加法求得的节点位移响应是时间的函数，即 $\{\delta(t)\}$ ，由它插值的单元内部位移及应力、应变计算与静力分析方法一样，不同的是单元内位移、应力及应变都是时间的函数。

由有阻尼单自由度系统的动力响应计算可见，阻尼的作用完全决定于各阶阻尼比。因此对于比例阻尼来说，按模态叠加法求解，并不需要建立阻尼矩阵 $[C]$ ，而只需要有各阶阻尼比就可以了。实际上，阻尼矩阵也是很难得到的，按照单元阻尼矩阵的计算公式计算的阻尼矩阵 $[C]^e$ 再叠加也是十分粗略的， $[C]$ 矩阵是不准的。用模态叠加法计算，计入阻尼的影响时，一般可由实验测出或由经验估出各阶阻尼比，直接用它来计算各阶响应会更好一些。

对于非比例阻尼情况，也可以用模态叠加法求解结构动力响应，但要用到更为复杂的复模态概念。



5.2.2 ANSYS 谐响应分析（模态叠加法）过程

一、模态叠加法通过对模态分析得到的振型（特征向量）乘上因子并求和来计算谐响应，因为本课题采用的是模态叠加法进行谐响应分析，谐响应分析的步骤作以下说明：

1. 建立有限元模型

可以应用第三章建立地有限元模型。

2. 进行结构静力学分析

求解结构的应力、应变。

3. 进行模态分析

求解结构的固有频率、振型。

4. 模态叠加法谐响应分析

(1) 重新进入 ANSYS 求解器

(2) 定义分析类型对求解选项进行设置

(3) 施加载荷

(4) 指定载荷步选项

(5) 保存数据

(6) 开始求解

5. 查看模态叠加法求解数据

注：①根据定义，谐响应分析假定所施加的所有载荷随时间按简谐（正弦）规律变化。指定一个完整的简谐载荷需输入 3 个数据，即 Amplitude(振幅)，phase angle(相位角)和 forcing frequency range(强制频率范围)，如图 5.1 所示。

②谐响应分析不能计算频率不同的多个强制载荷同时作用时产生的响应；

③谐响应分析定义频率范围时，可以选定模态分析时求解的固有频率范围进行聚焦，得到更好的响应曲线。

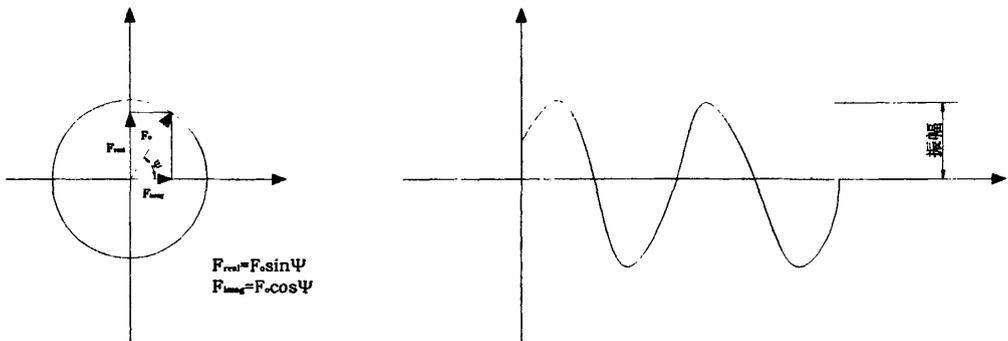
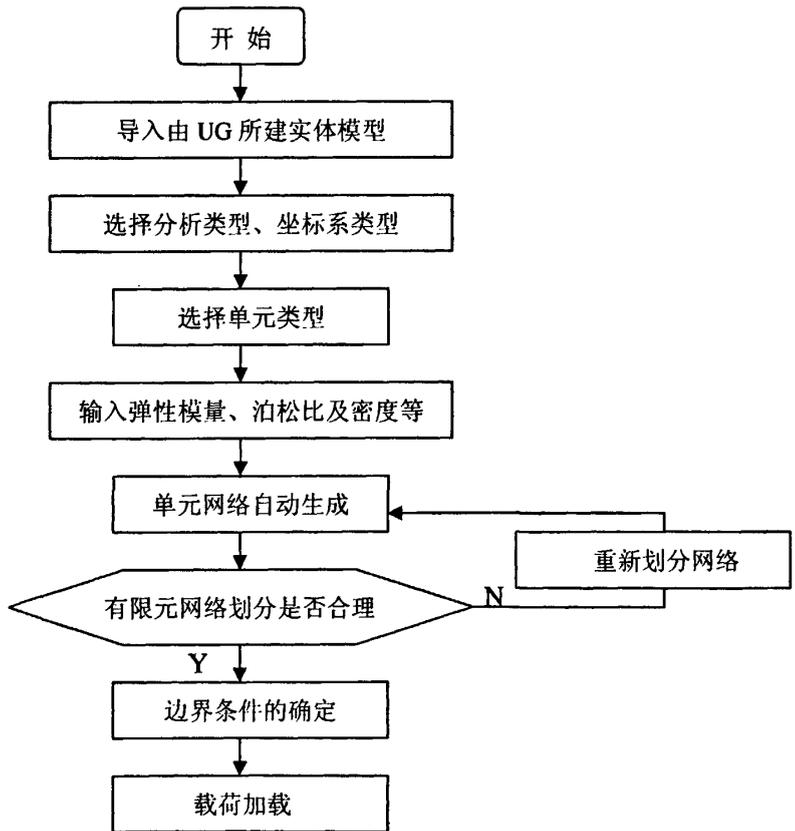


图 5.1 实部/虚部分量和振幅/相位角的关系

二、整个 ANSYS 模态叠加法谐响应分析过程框图：



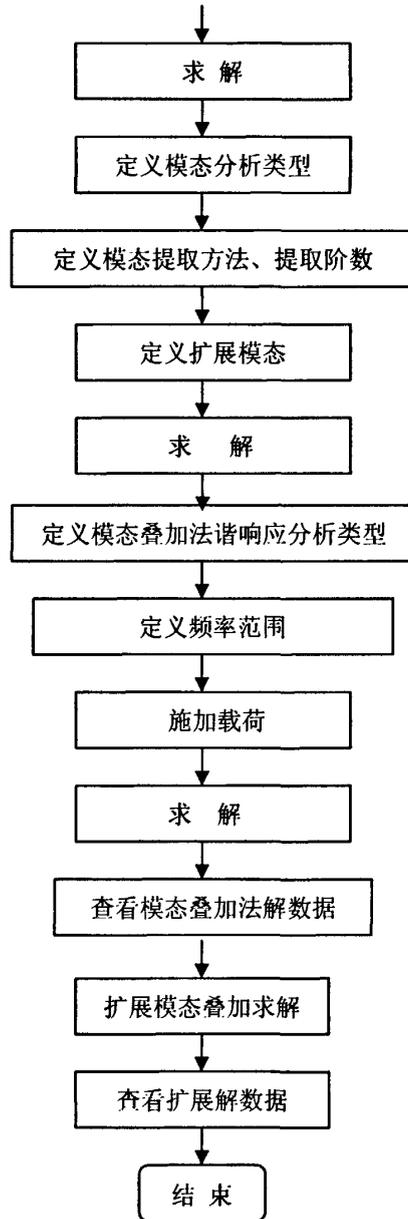


图 5.2 ANSYS 模态叠加法谐响应分析过程框图

5.3 三角架结构的谐响应分析计算

三角架结构谐响应分析的有限元模型借用第三章中的模型，如图 5.3，利用 ANSYS 软件的模态叠加法谐响应分析板块，可以求得三角架结构与桅杆相连的两个点在不同频



率下的位移情况。

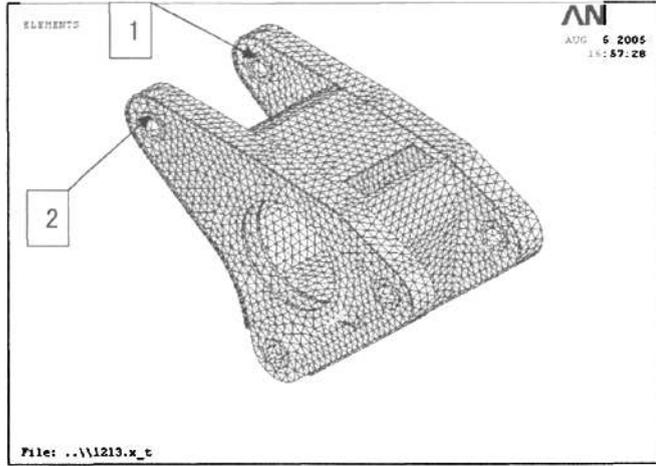


图 5.3 三角架结构有限元模型

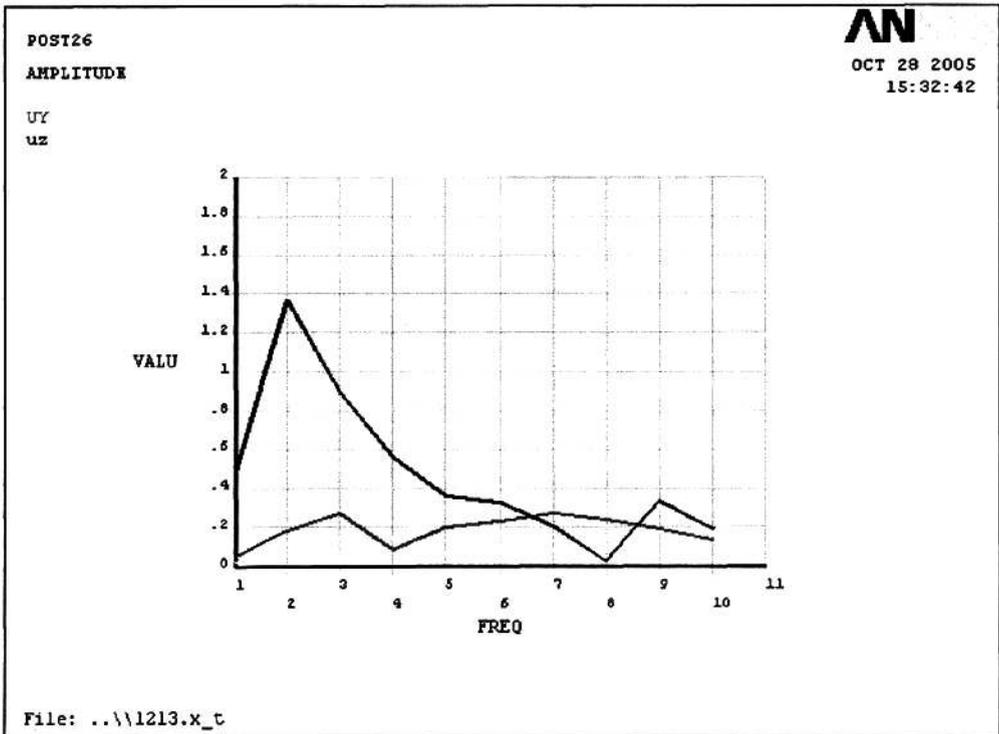


图 5.4 1 号点处铰接部位在不同频率下不同方向的振幅曲线图

通过曲线图 5.4 可以清楚地看到 1 号铰接部位在不同频率下的振幅变化,从曲线图上



我们可以看到，在简谐载荷的作用下，该点处沿 Z 向的振幅最大，且在频率为 2HZ 左右振幅最大，所以 2HZ 为尽可能避开的频率值。

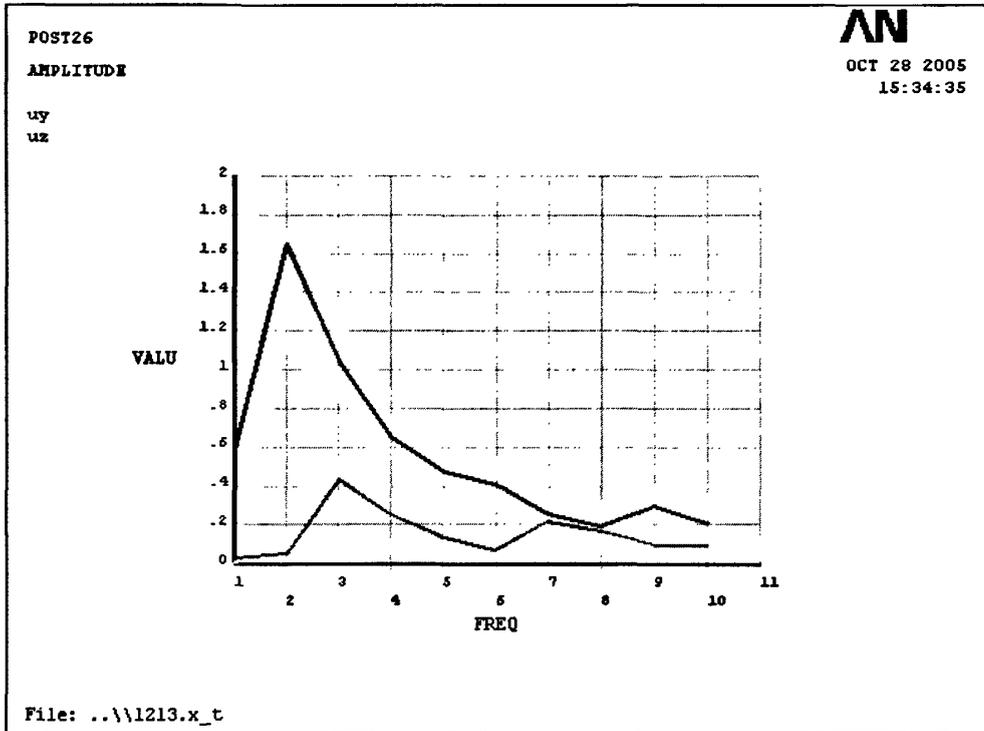


图 5.5 2号点处铰接部位在不同频率下不同方向的振幅曲线图

由于 1 号测点和 2 号测点的结构几乎对称，所以出现最大振幅的频率应近似相同，也即第一阶频率附近，通过以上曲线图可以得到验证。在频率为 2HZ 左右时，1 号测点铰接处的振幅为 1.38mm，2 号测点铰接处的振幅为 1.65mm，这样的振幅不会对三角架结构造成较大影响。



第六章 结论和展望

6.1 结论

本文对旋挖钻机三角架结构进行了有限元建模,在建模的基础上对三角架结构进行了静态有限元分析计算和模态分析计算,求得结构的应变、应力以及固有频率和振型,最后,对三角架结构响应的点进行了谐响应分析,得到了这些点在不同频率下不同方向的振幅值。为了验证理论分析的结果,对三角架结构进行了动应力试验以及模态试验。

6.1.1 三角架结构的有限元静态分析

※ 三角架结构的最大静应力为 93.156Mpa,而三角架结构许用应力是 250Mpa,所以设计余量较大,结构设计较为安全,可以进一步优化结构尺寸,降低成本,提高经济性。

6.1.2 三角架结构的动应力试验

※ 旋挖钻机在工作时由于挖掘地面,载荷会急剧增大,最大应力产生于动应力而不是静应力,所以需要动应力试验而静应力试验则可不需要。根据理论分析,靠近铰孔处以及盖板下弯曲处的应力一般比较大,通过动应力试验结果表明在该处的应力值均较大,从而说明在该处布置测点是正确的。

※ 由于动应力试验的实际试验结果与旋挖钻机所挖掘的地面土质有关,挖掘松软的土质所获得的最大动应力数值要比坚硬的土质所得的数值小。

6.1.3 三角架结构的模态分析

※ 固有频率和模态试验中得到的频率最大误差是 11.58%,属误差允许的范围,再次说明有限元力学模型的建立基本上是正确的。

※ 在建立有限元力学模型时,只考虑了三角架结构,而没有考虑与三角架结构相连的其他结构的影响。因此,在进行模态分析时,在一定程度上会影响分析结果的准确性。

6.1.4 三角架结构的模态试验



※ 通过试验结果表明，试验值与理论分析值两者之间的误差最大是 11.58%，这个误差在允许的范围之内，说明有限元模型的建立以及模态分析理论结果基本上反映了三角架结构的真实情况。在试验时，由于周围环境特别是由于在施工现场受到了其他工程机械噪声信号的干扰，因此给试验结果产生一定的影响。

6.1.5 三角架结构的谐响应分析

※ 由第五章振幅曲线图可以看到，在频率为 2HZ 左右，两个与桅杆相连的铰接处的振幅都处于最大值，这个频率也就是三角架结构水平方向的第一阶频率。

※ 由第五章的振幅曲线图可知，在频率为 2HZ 左右时，1 号铰接处的振幅为 1.38mm，2 号铰接处的振幅为 1.65mm，这样的振幅不会对三角架结构造成较大影响。

6.2 本课题深入研究设想

本课题针对旋挖钻机三角架结构在建立有限元力学模型的基础上，进行有限元静态分析、模态分析、谐响应分析以及进行动应力试验。由于仅取自旋挖钻机三角架结构，而没有对整机进行建立力学模型，而试验是在整机的基础上实施的，所以理论分析不能完全反映实际情况。如果能够考虑相关结构对三角架结构的影响，那么所得到的动态性能可能会更完善、更准确。因此，可在本课题的基础上进一步分析旋挖钻机其他结构以及优化旋挖钻机的结构尺寸，为在满足各种技术要求以及强度、刚度等前提下降低成本提高经济性提供了理论依据。



致 谢

经过两年半的学习和研究，我的论文得以圆满的结束。两年半在同济大学的硕士研究生学习和生活也将随着这篇论文的答辩而结束。掩卷遐思这段经历，回想在同济的若干个日日夜夜，心中感慨万千，这两年多的经历对我的思想改变很大，这将会影响我的一生。

本文的顺利完成首先感谢我的导师郑惠强教授，两年多来对我学习和研究的悉心指导和谆谆教诲，令我终身受益。虽然郑老师工作十分繁忙，但他仍旧抽出时间在专业上对我精心指导。郑老师的高尚品德、渊博学识、严谨的作风对我耳濡目染，这也将使我受益终生。

我的试验和论文工作得以顺利的完成还离不开李万莉教授的积极帮助。李老师为了我提供了该项研究课题，同时在论文的开题以及论文思路等方面出谋划策，并提供了试验机会，在论文的写作过程中提出了很多中肯的意见和建议。

在试验期间，邓国萍老师在试验的方案、试验分析方面给了我极大的帮助和支持，在暑假，邓老师放弃休息帮助我做试验，在试验的分析讨论中也给了我许多很好的启示。在我进行有限元分析过程中，张氢老师给予我不厌其烦的指导。

在我的研究生学习期间，我的父母和兄妹在生活上给了我很大的帮助，并且一直无私的在背后给我理解和支持。

在此，我谨向所有关心和支持我的各位老师和同学以及家人一并表示衷心的感谢。

在本文结束后，我的求学生涯也将告一段落，在这期间师长的教诲、同窗的帮助、父母兄妹的支持对我的学业的完成起了很大的作用，这也将是我人生的宝贵精神财富，将伴随着我在漫漫人生之路上渡过更多的风风雨雨。

杨善亮

二零零五年十二月



参考文献

- [1] 管迪华. 模态分析技术. 北京: 清华大学出版社, 1996. 5
- [2] 颜运辉, 谢里阳, 韩清凯. 结构分析中的有限单元法及其应用. 沈阳: 东北大学出版社, 2000. 12
- [3] [日]大久保信行, 机械模态分析. 上海: 上海交通大学, 1985. 9
- [4] 李方泽, 刘馥清, 王 正. 工程振动测试与分析. 北京: 高等教育出版社, 1992. 10
- [5] 叶远林, 秦四成《ZY-200 型旋挖钻机钻杆应力的有限元分析》 工程机械, 2003. 10
- [6] 王世圣, 张 宏. DZ450/9-S 自升式底座的起升三角架的有限元分析 西部探矿工程, 2002. 1
- [7] 郑秀瑗, 谢大吉. 应力应变电测技术. 北京: 国防工业出版社, 1985. 9.
- [8] 张亚欣, 谷志飞, 宋勇. ANSYS7.0 有限元分析实用教程 北京: 清华大学出版社, 2004. 7.
- [9] 叶先磊, 史亚杰. 北京: 清华大学出版社, 2003. 9.
- [10] 韩克平 李平《基于 ANSYS 环境下结构的模态分析》内蒙古农业大学学报, 2002. 9
- [11] 任 重. ANSYS 实用分析教程. 北京: 北京大学, 2003. 3.
- [12] 郭 峰, 赵为民等. 北京:《平行四边形起落架有限元计算》 建筑机械, 2002. 8
- [13] 刘 涛, 杨凤鹏. 精通 ANSYS. 北京: 清华大学出版社, 2002. 5.
- [14] 张克猛, 沈卫洪, 王鸿雁. 工程动力学试验. 西安: 西安交通大学出版社, 2002. 5.
- [15] 赵汝嘉. 机械结构有限元分析. 西安: 西安交通大学, 1990. 3
- [16] 王勖成, 邵 敏. 有限单元法基本原理和数值方法. 北京: 清华大学出版社. 1997. 8.
- [17] 马建敏, 吕景林等. 《用 ANSYS 对复杂结构进行动态响应计算》, 1998. 11
- [18] 王美娥. 《有限元分析在结构设计中的应用》 航天控制 , 2004. 2
- [19] 梁德沛. 机械参量动态测试技术. 重庆: 重庆大学出版社, 1987. 5.
- [20] 柳昌庆, 刘 二. 测试技术与试验方法. 江苏: 中国矿业大学出版社, 1997. 3.
- [21] 倪 栋. 通用有限元分析 ANSYS7.0 实例精解. 北京: 电子工业出版社, 2003. 10
- [22] 夸克工作室. 有限元分析基础篇. 北京: 清华大学出版社, 2002. 9.



- [23] 宋勇, 艾宴清, 梁波. 精通 ANSYS7.0 有限元分析. 北京: 清华大学出版社, 2003. 5.
- [24] 易 日. 使用 ANSYS6.1 进行结构力学分析. 北京: 北京大学出版社, 2003. 4.
- [25] 徐加惠, 夏立新等. 《基于 ANSYS 的框架变形分析及优化设计》 机械制造, 2004. 4
- [26] 龚曙光. ANSYS 工程应用实例解析. 北京: 机械工业出版社, 2003. 2.
- [27] 嘉木工作室. UG18 实体建模实例教程. 北京: 机械工业出版社, 2002. 5.
- [28] 马 霄. 《利用 ANSYS 软件分析悬臂起重机金属结构的应力》 起重运输机械, 2004. 5
- [29] 王 浩, 乔建东. 《桥梁结构动力特性的有限元分析与试验研究》 公路交通科技, 2004. 6
- [30] 车仁炜, 陆念力. 《液压挖掘机铲斗机构的动力分析》 农机化研究, 2004. 5
- [31] 丁汉哲. 试验技术. 机械工业出版社. 吉林: 吉林工业大学出版社, 1982. 7.
- [32] 刘国庆, 杨庆东. ANSYS 工程应用教程. 北京: 中国铁道出版社, 2003. 1.
- [33] 郭成壁, 陈全福. 有限元法及其在动力机械中的应用. 北京: 国防工业出版社, 1984.
- [34] 赵经文, 王宏钰. 结构有限元分析. 黑龙江: 哈尔滨工业大学出版社, 1988. 4
- [35] 石来德, 袁礼平. 机械参数电测技术. 上海: 上海科学技术出版社, 1981. 6.
- [36] 蒋孝煜. 有限元法基础. 北京: 清华大学出版社, 1992. 3.
- [37] 张来仪, 孙贤. 结构力学(下册). 重庆: 重庆大学出版社, 1998.
- [38] 龙驭球, 包世华. 结构力学(下册). 北京: 高等教育出版社, 1992.
- [39] 陆劲昆, 初利宝. Unigraphics V18 初级教程. 北京: 北京大学出版社, 2002.
- [40] 博嘉科技. 有限元分析软件—ANSYS 融会与贯通. 北京: 中国水利水电出版社, 2002.
- [41] 王荣桥. UG 零件设计进阶教程. 北京: 北京希望电子出版社, 2002.
- [42] 黄贵东, 韦志林, 范建文. UG 范例教程. 北京: 清华大学出版社, 2002. 7.
- [43] ANSYS 分析指南[M] 北京: 美国 ANSYS 公司北京办事处 1999
- [44] F·Zandman, S.Rendner. J. W. Dally. Photoelastic Costiety for Experimental.
Stress Anlysis Monograph 1997: (3)
- [45] ANSYS, Inc. is a UL registered Iso 9001: 1994, Company
- [46] R. W. Clough, Thoughts about the origin of the finite element method. Computer
and Structures. 2001
- [47] JU Jian-hua, XIA Yi-ben 等, Study on the Stress of DLC/MCT Interface by finite
Element Method. Journal of Shanghai University, 2000 (1)



附录 A 三角架结构应力云图

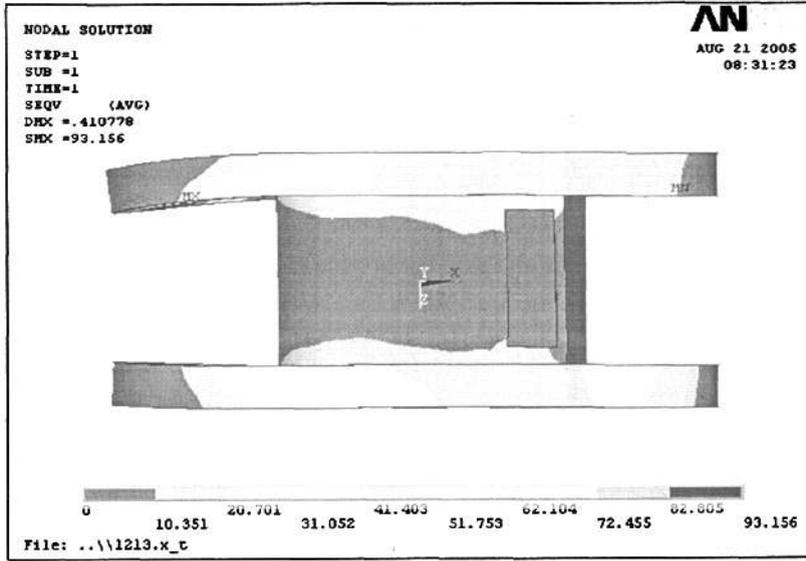


图 1.1 三角架结构应力云图俯视图

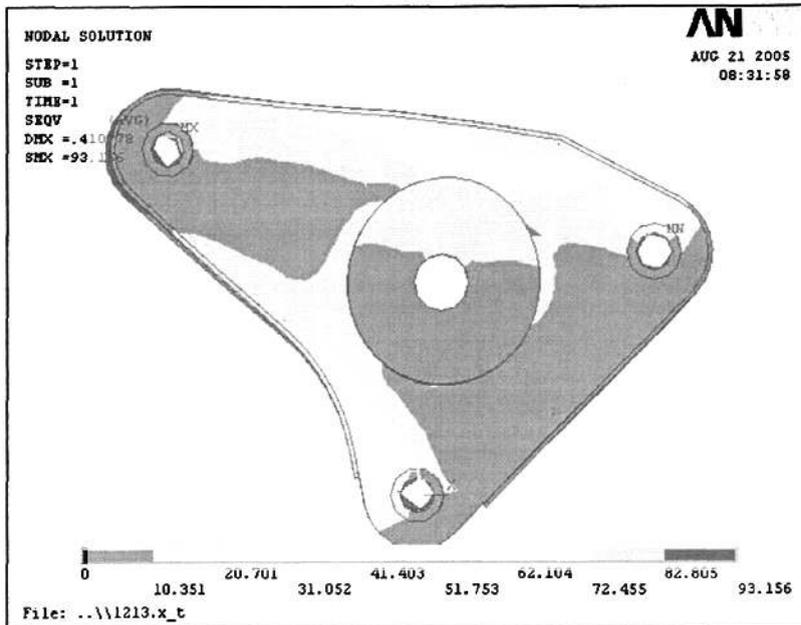


图 1.2 三角架结构应力云图主视图

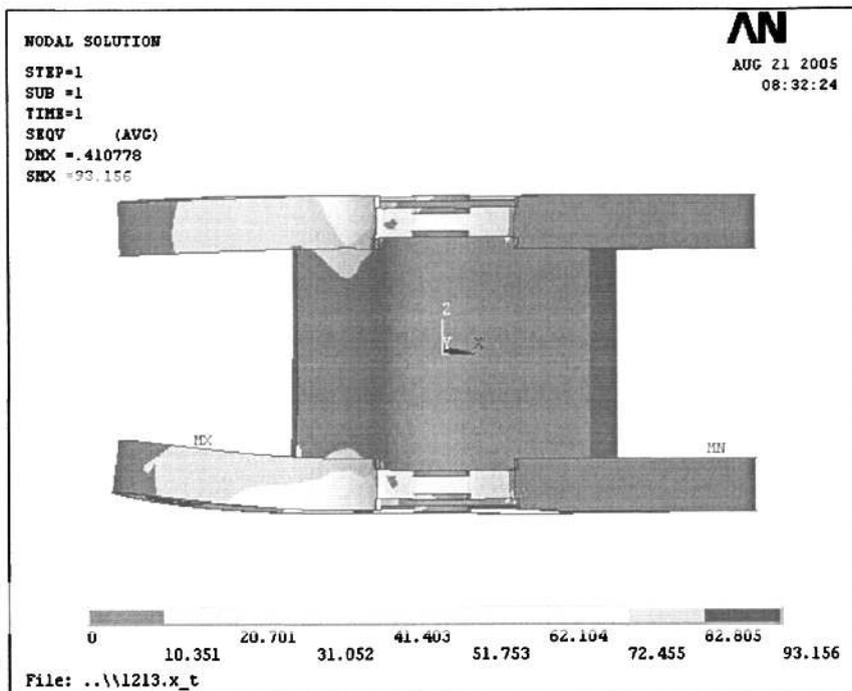


图 1.3 三角架结构应力云图仰视图

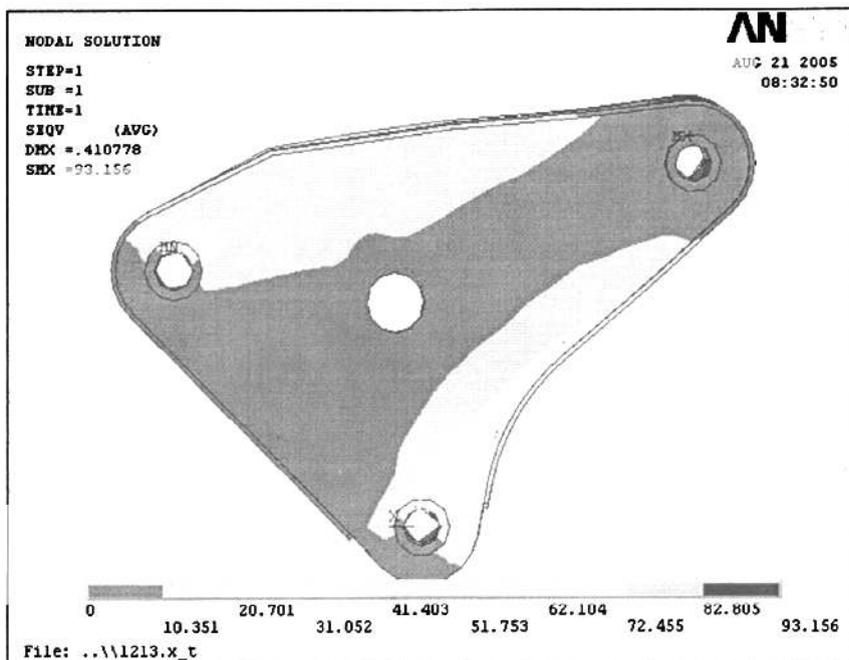


图 1.4 三角架结构应力云图后视图

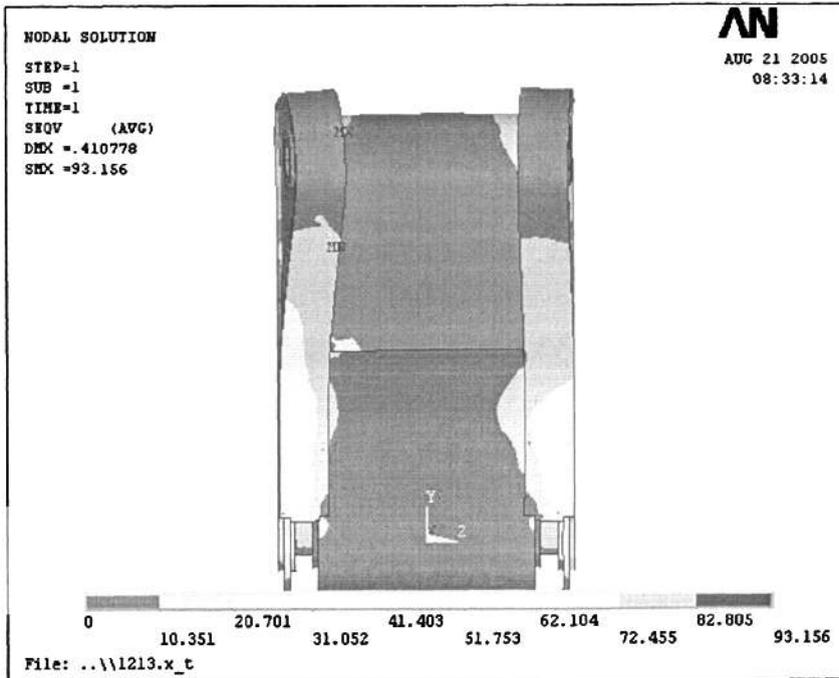


图 1.5 三角架结构应力云图左视图

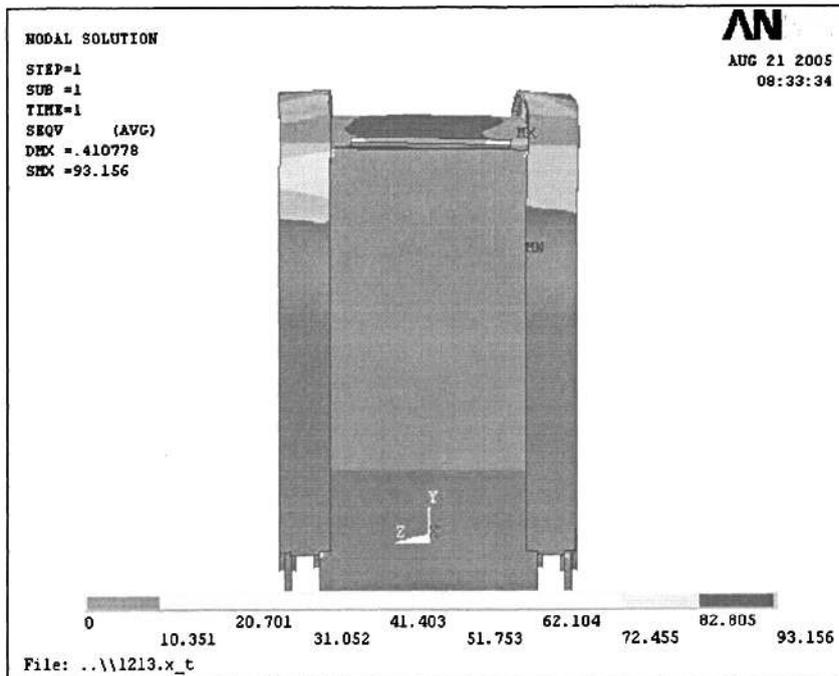


图 1.6 三角架结构应力云图右视图

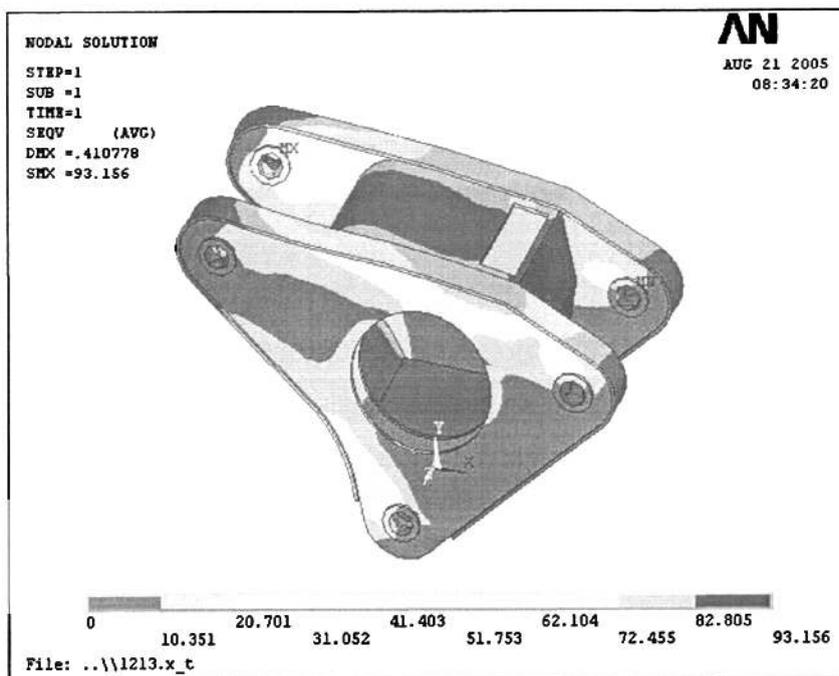


图 1.7 三角架结构应力云图斜轴测视图



附录 B 三角架结构模态分析振型图

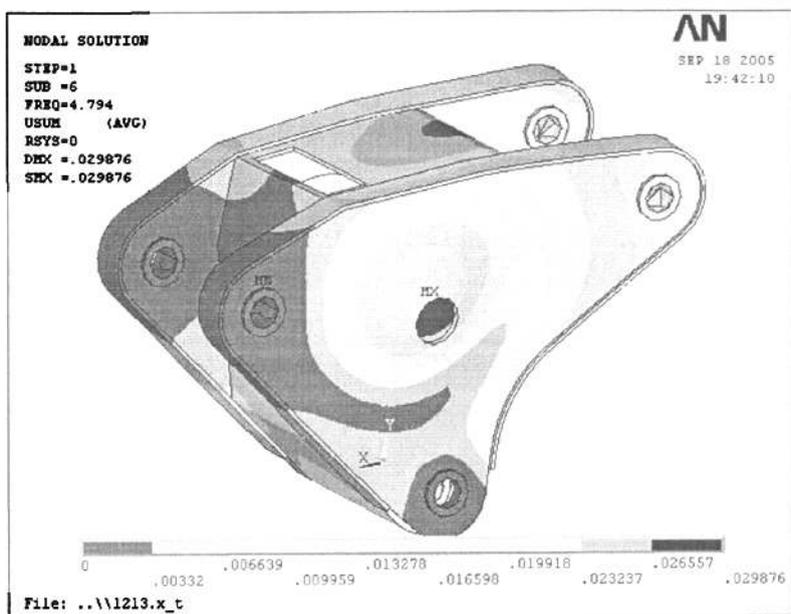


图 2.1 第六阶模态振型图

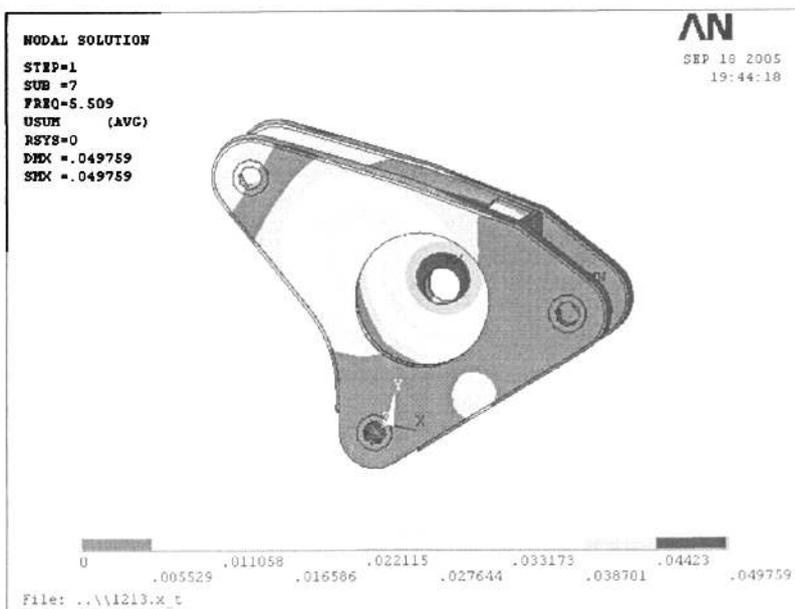


图 2.2 第七阶模态振型图

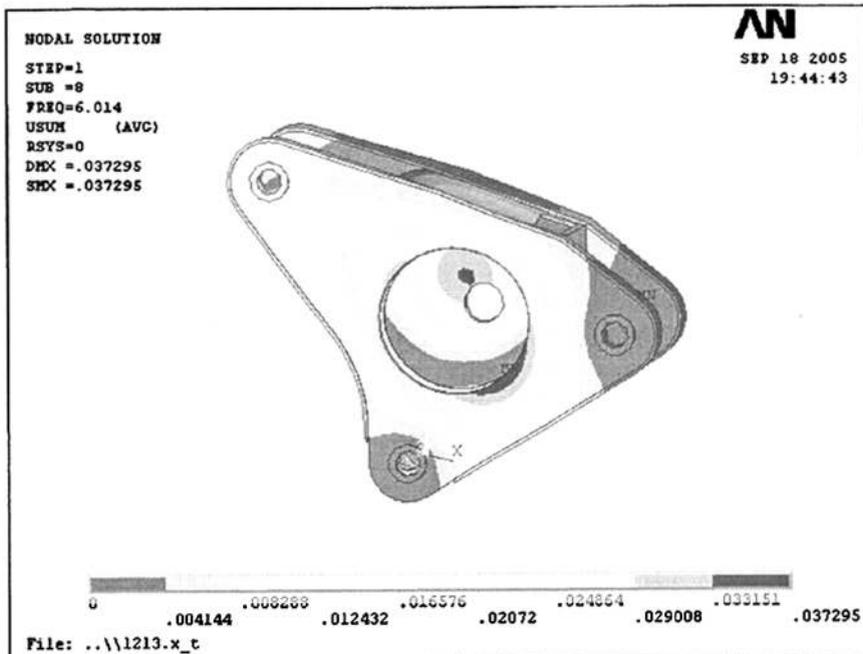


图 2.3 第八阶模态振型图

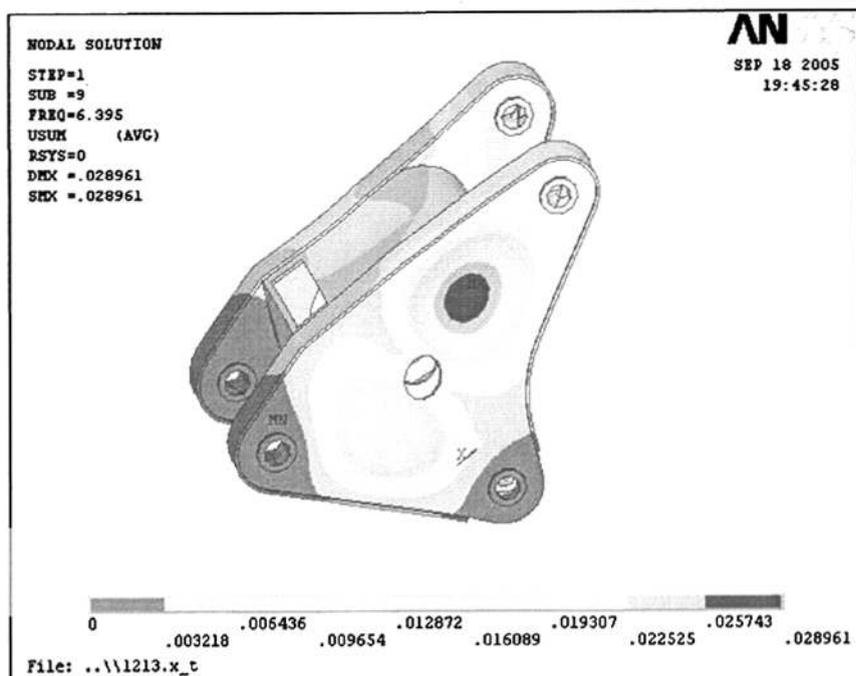


图 2.4 第九阶模态振型图

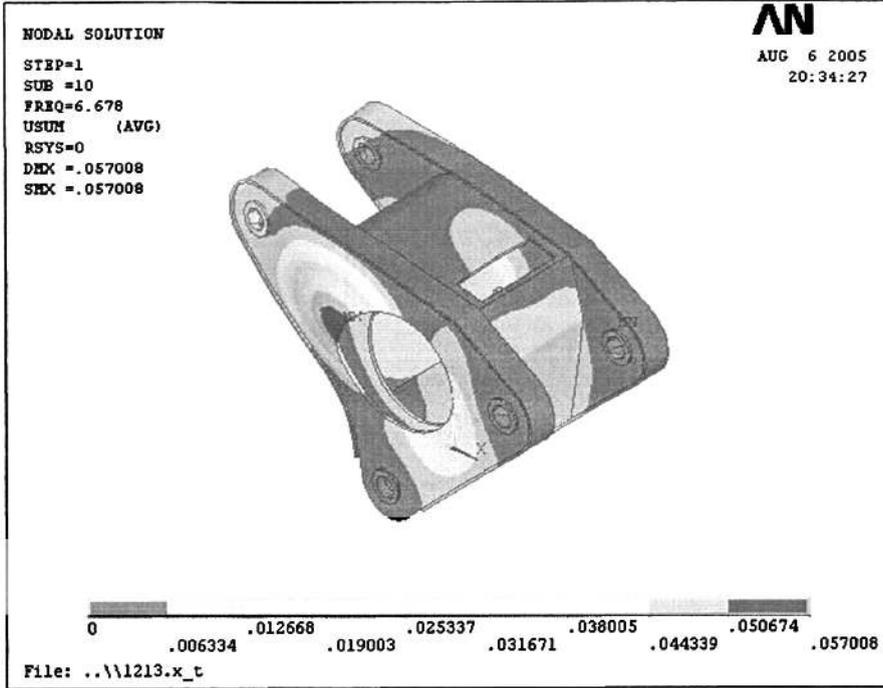


图 2.5 第十阶模态振型图

附录 C 试验注意事项

一、 动应力试验过程中应注意的事项

1. 事先用万用表测试各连接导线看是否有断路情况，用万用表测试焊接后的过桥看是否有短路情况
2. 贴应变片时，应注意有导线的面朝上，导线不能粘在试件上，单片应变片一定沿着主应力方向，应变花尽量保证 ε_0 与水平面平行；
3. 焊接应变片的导线于过桥时，电烙铁不能在焊点处停留时间过长，否则温度过高会导致导线从应变片上熔断，同时注意焊点不能过大否则会引起过桥短接；
4. 连接工作片、补偿片和动态应变仪时，连接工作片的导线和接入 A（或 1），工作片的另一根导线和补偿片的一根导线相连接入 B（或 2）接口，补偿片的另一根导线接入 C（或 3）插口，见附录三图 1；
6. 动态应变仪的测量范围(应变) $500 \mu\varepsilon \sim 5000 \mu\varepsilon$ （注 $0.2 \times \text{应变}(\mu\varepsilon) = \text{应力}(\text{MPa})$ ），频率滤波选用 30HZ，输出满量程选择 5V，+CAL\ -CAL 用来调整数值大小，all 表示所有的通道设置一致，设置完毕之后需要按 ENT 键以确认，BAL 用于调平衡，平衡调整好后，十字光标应处于中间位置，所有通道调整完之后，按 ENT 键确认并置于 LOCK 位置锁定所有的设置，见附录图 2；
7. 采用半桥测量，在本试验中，由于 SDA 830C 动态应变仪的灵敏度系数 $K=2.0$ ，而应变片的灵敏度系数 $K \neq 2.00$ ，因此，实测应变必须按下式进行修正：

$$\varepsilon_{\text{实}} = \frac{2.00}{K_{\text{实}}} \varepsilon_{\text{仪}}, \quad \varepsilon_{\text{仪}} - \text{SDA 830C 动态应变仪显示的应变值}, \quad K_{\text{实}} - \text{实际选取用的应变片}$$

灵敏度系数

8. AZ116 采集箱的前 8 个通道用于采集动应变信号，第 9、10 通道用于采集振动信号用作频谱分析；
9. 打开数据采集菜单进行加载采集前，如发现波形偏离零线，应再次进行调平衡 BAL。



10. 应变片的粘贴方法:

- ① 应变片的准备。观察应变片的丝栅是否整齐，引出线是否牢固，纸基之间是否有气泡。因为应变片粘贴后，其阻值还要改变，若工作应变片与补偿应变片的阻值相差超过 $\pm 0.5 \Omega$ ，应变仪的电桥就无法调节初平衡。
- ② 试件的表面处理。首先用刮刀或锉刀清除应变片粘贴位置的油漆、氧化皮或污垢(面积要大于应变片的面积)，然后用砂轮将表面打平，再用0号或1号砂纸磨光，一般要求粗糙度为 $6.3 \sim 3.2 \mu\text{m}$ 。如果试件表面本来就光滑，还要用0号或1号砂纸沿与应变片粘贴方向成 $\pm 45^\circ$ 的打磨出一些纹路，打磨面积为应变片面积的3~5倍。最后用划针在测点处划出应变片粘贴方位线。
- ③ 应变片的粘贴。应变片粘贴前先用棉纱或脱脂棉球蘸丙酮(或无水酒精、四氯化碳)擦洗测点表面清楚污垢，清洗后的表面切勿用手触摸。用502胶，可在应变片的粘贴面上滴适量的胶水，然后放在测点位置上，用尖嘴镊子大致找正正应变片的方位，在应变片上盖上一层四氟乙烯薄膜(或玻璃纸)，一手捏住引出线，另一手用拇指(或食指)沿应变片的粘贴方向轻轻滚压一下，使应变片与被贴面均匀浸胶并挤出多余的胶水，然后去掉薄膜，重新校正应变片的方位，换一片新的薄膜盖上，用拇指或食指沿应变片的轴向用力滚压数下挤出多余胶水和气泡。最后用拇指沿应变片方向用力垂直全面加压数分钟，使应变片初步贴住后，将薄膜从应变片无引出线的一端回折，紧靠测点表面沿应变片方向轻轻拉下即可。切记加指压时不要使应变片移离欲贴方位和加滑动力或扭动力。整个过程要小心谨慎、动作迅速，达到方位准确，粘贴平正无气泡。
- ④ 粘贴质量的检查。首先观察粘贴的应变片的位置是否正确，粘贴面有无气泡。再用万用表测量应变片的阻值，看是否有短路或断路现象，若无异常，再用低电压高阻表测量应变片与试件表面的绝缘电阻看是否达到要求。在一般精度要求下，绝缘电阻应大于 $50\text{M}\Omega$ 。不符合要求的应变片，应刮掉重新粘贴新应变片。
- ⑤ 应变片的防护。应变片接好导线后，应立即涂上防护层，以防大气水分或其他介质的侵入。短期防护可在应变片上涂上一层凡士林或蜂蜡，将应变片及焊接处全部覆盖。

二、 模态试验过程中应注意的事项:

1. 注意根据相联接的加速度传感器的灵敏度调整电荷放大器的灵敏度；
2. 加速度传感器通过导线接入电荷放大器的电荷输入端而非电压输入端；
3. 根据所采集信号的幅值实时调整输出倍数；
4. 激励传感器通过电荷放大器连接 AZ116 采集箱的第 1 通道，其他两个传感器分别通过电荷放大器连接到 AZ116 采集箱的第 2、3 通道。
5. 1 个模态作业中所有的测量方向数应该相同，即所有测点测量同 1 个方向，或同样 2 个方向或 3 个方向都测量。如果构件空间上比较复杂，希望某些点测量某 1 个方向，另一些点测量另 1 个方向。则只有两种方法处理：第 1 种方法是将测量方向选择 3 向，将每 1 个不测量的方向约束掉；第二种方法是将相同测量方向的点组成 1 个部件，然后 2 个或 3 个部件进行拼装。
6. 在选用加速度传感器时，首先考虑电荷灵敏度、使用频率范围、动态范围和质量大小等性能参数是否符合测试要求。这四者是相互制约的。例如测量微弱振动时，要求具有较高的电荷灵敏度，相应的传感器质量就大一些，使用频率上限也必定低一些；再如测量冲击过程，特别是爆炸过程，要求传感器具有很高的可测振级和较宽的频率范围，与此相应的传感器的电荷灵敏度也低一些。通常在满足频率范围和质质量大小的前提下，选用灵敏度较高一些的传感器总是有利于提高信噪比。对于小型模型，存在传感器质量大小的矛盾，这时可以降低灵敏度要求而选用质量较小的传感器。
7. 安装加速度传感器时，还要注意使其灵敏度主轴与测量方向一致。这是因为加速度传感器对非主轴方向的振动也会产生响应输出。随着振动方向与主轴之间的夹角增大，主轴灵敏度逐渐变小。当振动方向处在与主轴垂直的平面内时，加速度传感器的灵敏度即为横向灵敏度。



个人简历 在读期间发表的学术论文与研究成果

个人简历:

杨善亮, 男, 1975 年 12 月生。

2001 年 7 月毕业于武汉理工大学机械制造及自动化专业 获学士学位。

2003 年 9 月入同济大学读硕士研究生, 专业机械设计与理论。

已发表论文:

[1] 杨善亮, 郑惠强. 机械链传动设计数学模型的建立及其优化设计. 中国工程机械学报, 2005, Vol. 3 (1): 8-11

[2] 杨善亮, 郑惠强, 李万莉. 集装箱吊具改造设计及结构有限元分析. 机械设计, 2005. 8