


Y1530593

SCARA 机器人小臂结构特性分析

**Structural Characteristic Analysis Of The
SCARA Robot's Small Arm**

硕士学位论文

学科专业：机械制造及其自动化

研 究 生：张 红

指导教师：王 刚 教授

天津大学机械工程学院

二零零八年八月

中文摘要

SCARA机器人由于体积小，传动原理简单，被广泛运用于电子电气、家用电器，精密机械等领域。随着社会需求的增大和技术的进步，SCARA机器人将会得到迅速的发展。为了尽快将我国的装配机器人产业化，SCARA机器人的设计和生产单位急需对这种机器人的结构和性能进行充分的理论分析和优化。因此，研究和应用先进的分析计算方法，解决结构的优化问题，具有十分重要的理论意义和实用价值。

本文针对SCARA机器人小臂，首先从最为有效的数值计算方法——有限单元法入手，通过弹性力学和有限元的相关理论分析，为小臂的结构特性分析奠定了理论基础；然后，利用ANSYS软件对小臂建立有限元分析模型，并在此基础上进行结构静力分析，研究其应力、应变分布状况，分析其强度和刚度等力学性能，为结构优化设计提供依据；又运用模态分析理论，在ANSYS模态分析软件中进行小臂模态分析，获取小臂的前五阶固有频率和振型，对小臂结构的振动特性进行了初步的研究。最后，本论文又利用ANSYS的优化功能，优化了小臂的截面尺寸，从而减少了小臂的质量。

计算结果表明，本文所建立的有限元模型合理，静、动态分析结果准确，优化效果较为明显，为SCARA机器人的改进和今后的结构设计提供了依据。

关键词：SCARA机器人 有限元分析 ANSYS 结构特性 优化设计

ABSTRACT

The SCARA robot is widely utilized in the field of electronic,electrical household,precision machinery, and so on, for its small in size and simple principle. With the accretion of demand and progress of technique, the SCARA robot will be developed quickly. For the industrialization of our country's assembly robot as soon as possible, the full theoretical analysis and optimization to the SCARA robot's structure and capability is urgently needed for design and the production unit. So, study and apply the advanced method of analysis and calculation, solve the problem of optimization of the SCARA robot's structure, which is very important and valuable.

This article's attention is concentrated on the small arm of the SCARA robot. Firstly, study the theories of elasticity and finite element analysis, which is the foundation of analysis the small arm's structure; Then, build a model of the small arm with the ANSYS software, and analysis the statics of its structure, study the distribution of stress and strain, analysis the intensity and rigidity, which provide a basis for the optimum design of structure; And then, the model analysis of small arm is carried on with the ANSYS software based on the theory of modal analysis, then the first five step natural frequency and vibration mode is to get.Finally,by using the optimization function of the ANSYS software ,the section dimensions of the small arm is optimized, thus the weight of the small arm is reduced.

The computed result indicated that finite element model is reasonable, the result of the static state and the dynamic analysis is accurate, the effect of optimization is obvious, which provide a theoretically basis for the betterment and design of the SCARA robot.

KEY WORDS: the SCARA robot, finite element analysis, ANSYS, structure characteristic, optimization design

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作和取得的研究成果，除了文中特别加以标注和致谢之处外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得天津大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

学位论文作者签名：张红 签字日期：2008 年 9 月 8 日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解 天津大学 有关保留、使用学位论文的规定。特授权 天津大学 可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，并采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编以供查阅和借阅。同意学校向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘。

（保密的学位论文在解密后适用本授权说明）

学位论文作者签名：张红

导师签名：王刚

签字日期：2008 年 9 月 8 日

签字日期：2008 年 9 月 8 日

第一章 绪论

1.1 引言

机器人技术综合机械设计、机构学、传感技术、控制工程、计算机科学技术、人工智能和仿生学等学科而形成，是当代研究十分活跃，应用日益广泛的领域。

由于机器人应用水平是一个国家工业自动化水平的重要标志^[1]，所以各工业化国家近几年都把它的研究和开发列为国策，制订一系列规划，多方采取措施，以加快发展。许多发展中国家也纷纷建立技术开发中心，应用和生产机器人，可以说，当今世界正在掀起一个机器人研制热潮。

从应用的角度讲，可以将机器人分为两大类：用于一般工业生产的工业机器人和用于特种用途的特种作业机器人。本文所谈机器人主要指工业机器人，它是一种机械和电子相结合的高级机器，是一种仿人操作、自动控制、可重复编程、能在三维空间完成各种作业的自动化生产设备。

一个工业机器人系统，一般由操作机（机械本体或机械手）、驱动单元、控制装置和为使机器人进行作业而要求的外部设备组成^[2]。

(1) 操作机：由臂、关节和末端执行装置构成，是机器人完成作业的实体，具有和手臂相似的功能，可在空间抓放物体或进行其它操作；

(2) 驱动单元：由驱动器、减速器、检测元件等组成；

(3) 控制装置：包括检测（如传感器）和控制（如计算机）两部分，可用来控制驱动单元，检测其运动参数是否符合规定要求，并进行反馈控制；

(4) 人工智能系统：主要由两部分组成，一部分为感觉系统（硬件），主要靠各类传感器来实现其感觉功能。另一部分为决策——规划智能系统（软件），包括逻辑判断、模式识别、大容量数据库和规划操作程序等功能。

在发达国家，机器人已广泛地应用于工业、国防、科技各个领域。产业部门应用最多的当属汽车工业，它占现有机器人总数的 28.9%。其次是电子工业，约占 16.4%，化工业占 11.7%，在金属加工、塑料成型、机械制造等行业也有普遍应用，并逐渐向纤维加工、食品工业、家用产品制造等行业发展。

现在，工业机器人仍以焊接机器人、喷涂机器人、装配机器人、切割机器人、检测机器人、清理机器人为主^[3]。图1-1和图1-2分别为用于焊接和喷涂的机器人。

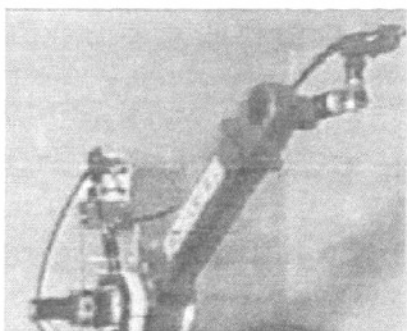


图1-1 焊接机器人

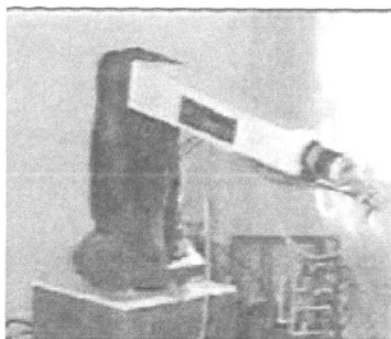


图1-2 喷涂机器人

1.2 工业机器人的类型

按坐标形式（指执行机构的手臂在运动时所取的参考坐标系的方式）分，工业机器人的主要类型有：

a. 直角坐标型：直角坐标机器人的末端执行器（或手部）在空间位置的改变是通过三个互相垂直的轴线移动来实现的，即沿X轴的纵向移动，沿Y轴的横向移动及沿Z轴的升降，如图1-3 a)所示。这种机器人的位置精度较高，控制无耦合，比较简单，避障性好，但结构庞大，动作范围小，灵活性差。

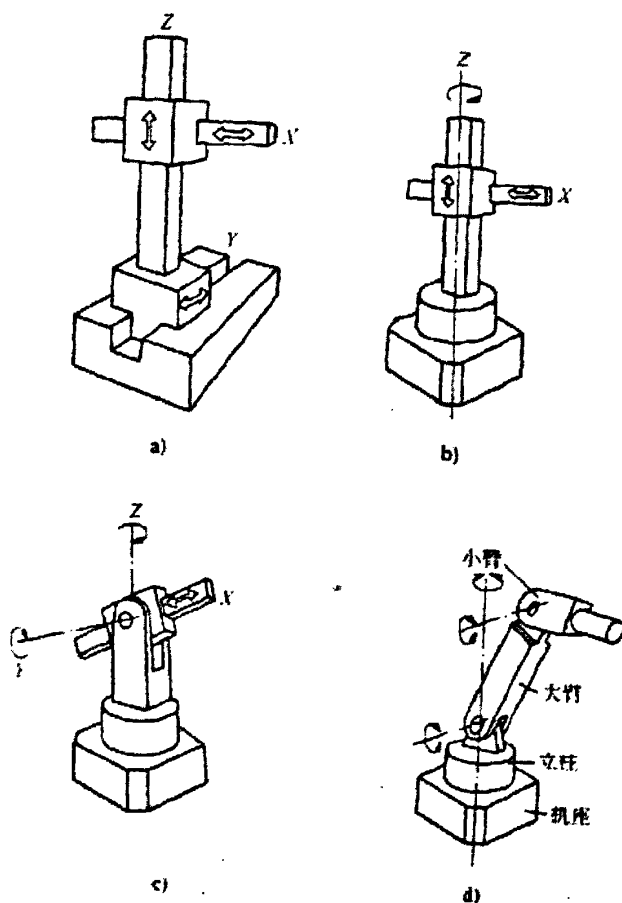


图1-3 工业机器人的类型

a) 直角坐标式 b) 圆柱坐标式 c) 极坐标式 d) 关节坐标式

b. 圆柱坐标式 圆柱坐标机器人是通过两个移动和一个转动来实现末端执行器空间位置的改变，其手臂的运动由在垂直半径的平面伸缩和沿立柱的升降两个直线运动及手臂绕立柱的转动复合而成的，如图 1-3 b) 所示，这种机器人位置精度高，控制简单，避障性好，但结构也比较庞大。

c. 极坐标式 极坐标式机器人手臂的运动由一个直线运动和两个转动组成，即沿手臂方向 X 轴的伸缩，绕 Y 轴的俯仰和绕 Z 轴的回转，如图 1-3 c) 所示。这种机器人占地面积小，结构紧凑，位置精度尚可，但避障性差。

d. 关节坐标式 关节坐标式机器人主要由立柱、大臂、小臂组成，立柱绕 Z 轴旋转，形成腰关节，立柱和大臂形成肩关节，大臂和小臂形成肘关节。关节坐标型机器人又有垂直关节型(即空间关节型)和平面关节型(即 SCARA 型)两种。空间关节型机器人的大臂和小臂做俯仰运动，如 1-3 d) 所示；SCARA 是 Selective

Compliance Assembly Robot Arm 的缩写,意思是具有选择顺应性的装配机器人手臂,这种 SCARA 机器人在水平方向具有顺应性,在垂直方向具有很大的刚性。由于各个臂都只沿水平方向旋转,故又称为平面关节型机器人或装配机器人。

1.3 SCARA 机器人的研究现状及发展趋势

机器人化装配近年来取得了极大进展。根据十几个主要机器人使用国家的统计数据,用于装配作业的机器人增长速度最快,平均每年达到10%左右。目前,国外已有各种专用和通用的装配机器人^[4]在生产中得到应用。

1.3.1 SCARA 机器人的国外研究状况

在各种工业机器人中,SCARA机器人结构紧凑、动作灵活,运动速度和位置精度都较高,特别适合小规格零件的插接装配。它的使用大大提高了机器人对复杂装配任务的适应性,同时也降低了成本,提高了工作空间利用率。SCARA机器人是当今世界应用数量最多且较为广泛的一种装配机器人^[5],1991年世界上4万余台应用在生产上的装配机器人中,SCARA机器人约占3/4左右。其主要应用领域为:电子电气、家用电器和精密机械,如从事印刷电路板上电子元器件的插入作业;家用电器及仪器仪表的组装作业;小型电器开关、接触器等电器产品的组装作业等。

日本开发的SCARA平面关节式机器人是目前使用最广泛的机器人。它专门用于垂直安装作业,共有四个关节:三个水平转动关节和一个垂直滑动关节。机器人能抓取元部件在水平方向定位,在垂直方向进行插入作业。它的平面转动关节可以“放松”,使插入元件时可以顺应孔的位置作微小调整,具有柔顺性,但其只能纠正侧向误差,适合于“上下”安装的装配任务。SCARA装配机器人有较大的工作区域,使进料更容易。

随着计算机技术、微电子技术、网络技术等的快速发展,装配机器人也得到飞速发展^[6]。当前国际机器人界都在加大科研力度,进行机器人共性技术的研究,并朝着智能化、多样化方向发展。一些公司通过有限元分析、模态分析及仿真设计等现代设计方法的运用,机器人操作机已实现了优化设计。以德国KUKA公司为代表的机器人公司,已将机器人并联平行四边形结构改为开链结构,拓展了机器人工作范围,加之轻质铝合金材料的应用,大大提高了机器人性能;同时机械结构向模块化可重构化发展,例如关节模块中伺服电机、减速器、监测系统三位一体化;由关节模块、连杆模块用重组方式构造机器人整机,国外已有模块化装配机器人产品问世。

随着控制技术的进步,装配机器人控制系统向基于PC机的开放型控制器方向发展,便于标准化、网络化;元器件集成度提高,控制柜日益小巧,且采用模块化结构,大大提高了系统可靠性、易操作性和可维修性;控制系统性能进一步提高,并且实现软件伺服和全数字控制;人机界面更加友好,基于图形操作的界面也已问世;编程方式仍以示教编程为主,但在某些领域,离线编程已实现实用化。有些装配机器人应用激光、视觉、力觉等传感器,实现自动化生产线上物体的自动定位以及精密装配作业等,大大提高机器人作业性能和对环境适应能力。另一方面由于微电子技术的快速发展和大规模集成电路的应用,使机器人系统可靠性有了很大提高。过去机器人系统可靠性一般为几千小时,而现在已达五万小时,几乎可以满足任何场合需求。

最新一代的SCARA机器人不仅整合了智能技术,采用了流线型的部件,而且在其它方面性能如:有效载荷、最大合成速度、位置重复精度、简洁的电缆和更小的空间需要等方面都有了提升^[7]。图1-4为用于实验室的SCARA机器人。

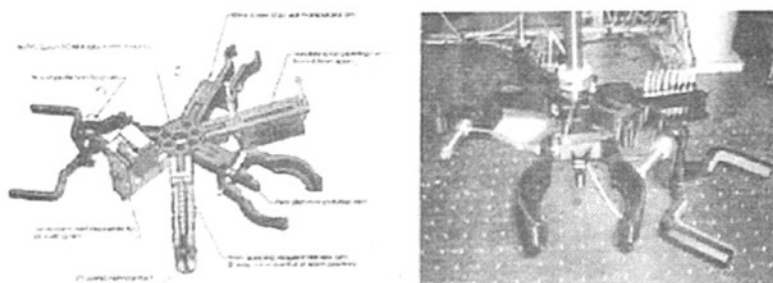


图1-4 用于实验室的SCARA机器人

1.3.2 SCARA 机器人的国内研究状况

我国有组织有计划地开展机器人研究,是从“七五”期间科研攻关及实施“863”计划开始,但受经济、观念等因素的制约,发展缓慢。直到1986年,沈阳机器人研究所成立,中国的机器人才向实用阶段发展。随着国内教育和科技发展,哈工大等高校出现了专门的机器人机构,研究水平在某些方面已达到国际先进水平。进入90年代,在国内市场经济发展的推动下,确定了特种机器人与工业机器人及其应用工程并重、以应用带动关键技术和基础研究的发展方针,实现了高技术发展与国民经济主战场的密切衔接,研制出有自主知识产权的工业机器人系列产品,并小批试产,完成了一批机器人应用工程,建立了九个机器人产业化基地和七个科研基地。

我国的高等院校,如长沙国防科技大学、上海交通大学、北京航空航天大学、

哈尔滨工业大学等在步行机器人、精密装配机器人及七自由度机器人研制等前沿领域内做出了可喜的成绩，正逐步缩短在机器人技术方面与世界先进水平的差距。上海交通大学研制的“精密一号装配机器人”是一台带有多传感器（两维视觉，六维力觉传感器）和多任务操作系统、可离线编程的高速、高精度、四轴SCARA平面关节式智能精密装配机器人。在研制过程中，解决了很多项关键技术，如六维力传感器系统、分体式码盘设计制造、大转角钢带传动设计与制造等等，达到九十年代先进水平。

目前，我国机器人的研制已跨过了起步阶段，走上了进步和发展的道路。今后的任务是把机器人技术推广到更多的工业自动化生产领域和其它更广泛的应用领域，大力开展跨区域交流合作，与国际接轨，早日跻身于世界先进行列。

1.3.3 SCARA 机器人的发展趋势

由于机器人技术发展水平的不平衡性，各个国家对机器人发展趋势有不同理解，但从技术先进性来看，在这一领域，代表国际发展趋势的装配机器人研究方向主要有^[6]：

直接驱动装配机器人：传统机器人都要通过减速装置达到降速并提高输出力矩，这些传动链会增加系统功耗、惯量、误差等，并降低系统可靠性。为了减小关节惯性，实现高速、精密、大负载及高可靠性，一种趋势是采用高扭矩低速电机直接驱动。

智能装配机器人：装配机器人的一个目标是实现工作自主，因此要利用知识规划、专家系统等人工智能研究领域成果，并开发出智能型自主移动装配机器人，能在各种装配工作站工作。

并联机器人：传统机器人采用连杆和关节串联结构，而并联机器人具有非累积定位误差，执行机构的分布得到改善，结构紧凑，刚性提高，承载能力增加等优点，而且其逆位置问题比较直接，奇异位置相对较少，所以近些年来倍受重视。

协作装配机器人：随着装配机器人应用领域的扩大，对装配机器人也提出一些新要求。如多机器人之间的协作，同一机器人双臂的协作，甚至人与机器人的协作，这对于重型或精密装配任务非常重要。

可以预见的是，当机器人正在深入到自动化生产的各个领域时，SCARA机器人还将继续领导潮流。

1.4 SCARA 机器人本体结构

1.4.1 SCARA 机器人本体结构

机械本体是SCARA机器人组成的关键部分，要求机械本体能实现高速、高精度运动。如图1-5所示，SCARA机器人的机械本体主要由以下几部分组成：

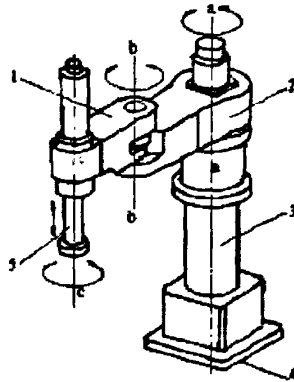


图1-5 SCARA机器人本体结构

1. 小臂 2. 大臂 3. 立柱 4. 底座 5. 主轴

（1）小臂 通常把靠近主轴的一节叫做小臂，选用轻质高强度铝合金，淬火后进行时效及稳定化处理。小臂电机安装在小臂内部，这样虽然增加了小臂惯量，但有利于简化结构设计和零部件制造工艺。

（2）大臂 通常把靠近立柱的一节叫做大臂，也采用轻质高强度铝合金材料。大、小臂均采用精密摆线减速器加推力向心交叉短圆柱滚子轴承。精密摆线减速器减速比大、同轴传动、传动精度高、刚度大、结构紧凑，适用于重载、高速、高精度。而推力向心交叉短圆柱滚子轴承刚度高，能承受轴向压力与径向扭矩，与精密摆线减速器配合，正符合装配机器人大小臂刚性高及有倾倒力矩的要求，也有利于缩短传动链，简化结构设计。

（3）立柱 是SCARA机器人机构中相对固定并承受响应力的基础部件。

（4）底座 主要起支撑作用，在不影响性能情况下采用铸铁材料，并经充分回火时效处理。

（5）主轴 是机械本体直接执行工作的装置，可设置夹持器、工具、传感器等，是SCARA机器人直接与工业对象接触以完成作业的机构。

SCARA机器人的结构特点^[9]是：具有两个平行的回转关节，其回转轴线a-a和b-b垂直于机座4的安装平面。大臂2和立柱3组成一组回转关节结构，小臂1和

大臂2组成另一组回转关节结构，且其轴线a-a平行于b-b。主轴5与小臂的滑套组成一组滑动关节。当驱动系统通电后，大臂和小臂分别绕轴线a-a、b-b旋转，导柱沿轴线c-c作上下运动。

1.4.2 SCARA 机器人工作要求

本课题的SCARA机器人要求实现水平面内运动，包括XY平面运动，以及Z轴垂直运动。总体要求如表1-1所示。

表1-1 SCARA机器人总体要求

项目	要 求
结构类型	平面关节式机器人（SCARA）
自由度	四个，大臂回转、小臂回转、主轴垂直运动、主轴旋转
控制方式	点位、轨迹控制，采用管理、控制、伺服三级结构
驱动方式	交流伺服电机
传动方式	电机加减速器，电机加同步齿行带，滚珠丝杠

SCARA机器人的相关传动链：

大臂回转： 电机M1→精密摆线减速器→大臂

小臂回转： 电机M2→精密摆线减速器→小臂

主轴垂直： 电机M3→滚珠丝杠→滚珠螺母→主轴

主轴旋转： 电机M4→同步齿形带→花键→主轴

1.4.3 SCARA 机器人工作空间及主要技术指标

机器人末端执行器能够达到的空间位置的集合称为机器人的工作空间, 机器人工作空间决定机器人末端执行器的工作范围。

该SCARA机器人外形尺寸及工作空间见图1-6, 技术指标见表1-2。

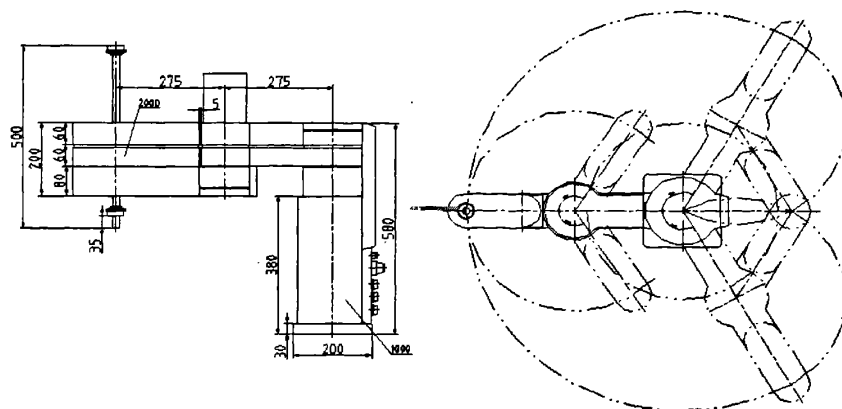


图1-6 SCARA机器人外形尺寸及工作空间

表1-2 SCARA机器人主要技术指标

构件名称	大臂	小臂	Z轴垂直运动	Z轴旋转
运动范围	120°	120°	250mm	360°
最大速度	200°/s	300°/s	200mm/s	360°/s
最大负荷	5kg			
重复定位精度	± 0.05mm			

1.4.4 SCARA 机器人小臂结构

SCARA 机器人小臂结构见图 1-7

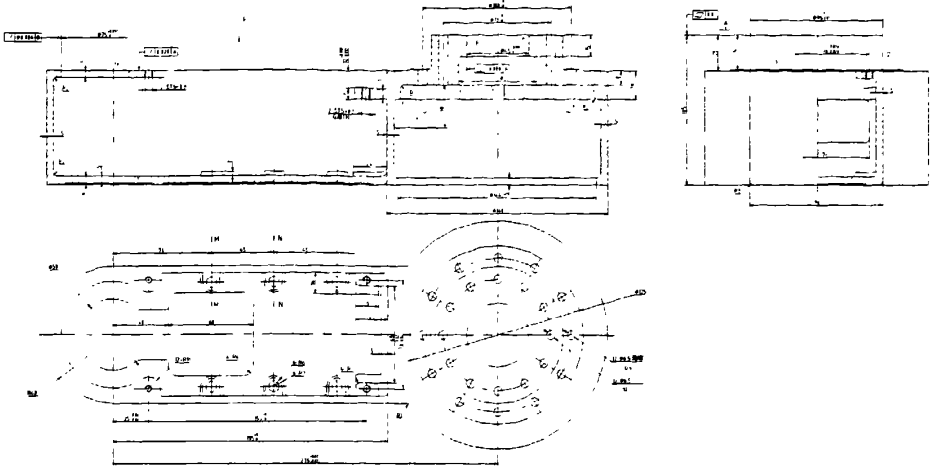


图 1-7 小臂结构图

1.5 本课题的意义及研究内容

1.5.1 选题的目的和意义

传统的机械设计与制造首先是概念设计和方案论证,然后进行产品设计,设计完成后,为了验证设计,通常要制造样机进行试验,有时这些试验是破坏性的,当通过试验发现缺陷时,再回过头来修改设计,并用样机来验证。只有通过周而复始的“设计——试验——设计”过程,产品才能达到要求的性能。这一过程是冗长的,尤其是对于结构复杂的系统,设计周期无法缩短。再者,对于结构的优化设计,往往凭经验或已有的工程实例,用比拟的方法来进行设计,其结果是安全系数过大、笨重、浪费材料,难以达到最优设计。由于机械结构的形体多变性、数学模型复杂性、优化方法的有效性,使得选用不同的初始设计方法,在机械行业都难以推广和应用。如何有效的将有限元结构分析方法和优化技术用于工程实际中,是当前我国机械制造业急待解决的问题。

随着我国加入WTO,市场竞争的不断加剧,为尽快将我国的装配机器人产业化,SCARA机器人的设计和生产单位急需对这种机器人的结构和性能进行充分的理论分析和优化。对SCARA机器人进行性能测试的目的就在于检验所研制的平面关节型装配机器人的各项性能是否达到了相应的指标。因此,研究和应用先进的计算分析方法,解决结构的优化问题,具有十分重要的理论意义和实用价值。

1.5.2 本课题的主要研究内容

本课题用CAE领域广泛应用的大型通用有限元分析软件——ANSYS作为分析工具，在计算机虚拟环境中完成SCARA机器人小臂静、动态结构有限元分析，根据分析结果进行优化设计，以期提高机械性能并减小质量。本文的研究内容主要包括以下几个方面：

1. 对SCARA机器人进行本体结构、传动过程、工况分析；通过弹性力学和有限元的相关理论分析，为小臂的结构特性分析奠定理论基础；

2. 根据小臂的结构特点和工况条件，在设计允许的范围内，对小臂简化，利用ANSYS软件建立实体模型，选择合理的单元类型和网格划分方法，得到小臂有限元分析模型；

3. 选择合适的求解器，设置模型的静、动态性能分析参数，根据分析类型，合理施加载荷和约束条件，计算出小臂结构的应力、应变和固有频率、振型，根据计算结果，采用数据统计和图表处理方法，分析小臂结构的强度、刚度和振动情况，并以此分析结果作为优化设计的依据；

4. 根据分析结果进行结构性能评估，将有限元分析方法和结构优化方法相结合，利用ANSYS对小臂进行结构参数化优化设计，对优化后的小臂结构进行静、动态分析，并与原结构对比分析，达到提高小臂机械性能并减小其质量的目的。

在确保结构安全可靠的前提下，利用有限元分析方法和优化技术使小臂结构更加合理；在保证结构有足够的强度、刚度的条件下，节省材料，降低产品成本。

第二章 SCARA 机器人有限元理论分析及软件介绍

2.1 SCARA 机器人小臂有限元数值计算方法

SCARA机器人的小臂是一个较为复杂的结构,传统的结构分析方法往往局限于简化条件下,用解析法求解问题,先将结构简化为许多便于计算的“平面结构”或进行截断、分解成各个单一的零部件,再运用材料力学、弹性力学等相应力学理论进行分析,得出一些计算公式,按公式计算各处参量。由于过多的简化,计算模型构造的非常简单,计算结果粗略,与实际情况相差较大。

随着计算机和计算技术的飞速发展,人们寻求和发展了另一种求解途径——数值方法。实践证明,有限单元法^[10]是最为成功,最为有效的数值计算方法。可用有限元方法解决的有关工程和数学领域内的典型问题包括结构分析、热传导、流体流动、质量传输和电磁电位等。

2.1.1 有限元数值计算方法的特性

涉及复杂几何形状、载荷和材料特性的问题通常不能得到解析形式的数学解答,我们需要依靠数值方法。有限元方法求解一个问题是要求解联立代数方程组,而不是解微分方程,这些数值解给出连续体中多个离散点的未知量的近似值。其特性归结如下,

(1) 对于复杂几何形状的适应性。有限元的单元在空间上可以是一维、二维、三维,每一种单元可以有不同的形状,因此,工程实际中非常复杂的结构都可以离散为有限元模型。

(2) 对各种物理问题的可应用性。有限元能够解决的问题包括线性、非线性、静力、动力等,几乎涵盖了所有的物理问题。

(3) 建立于严格理论基础上的可靠性。建立有限元方程的变分原理或加权余量法是微分方程和边界条件的等效积分形式^[11],随着单元尺寸的缩小或单元自由度数目的增加及插值函数阶次的提高,有限元的近似解最后收敛于原数学模型的精确解。

(4) 便于计算机实现高效性。有限元分析的各个步骤可以表达成规范化的矩阵形式,特别适合计算机编程和运行。

2.1.2 有限元数值计算方法的一般步骤

有限元数值计算方法的一般步骤如下：

步骤1 离散和选择单元类型：将物体划分为具有相关节点的等价系统，选择最适当的单元类型来最接近地模拟实际的物理性能；

步骤2 选择位移函数：选择每个单元内的位移函数，该函数是用单元的节点值在单元内部定义的，线性、二次和三次多项式是常常使用的位移函数^[12]；

步骤3 定义位移和应力关系：推导每一个有限单元的方程，需要位移和应力关系(通常叫做本构关系)；

步骤4 推导单元刚度矩阵和方程：主要方法有直接平衡法、功和能量法、加权残余法；

步骤5 组装单元方程得出总体方程并引进边界条件：使用叠加法(称为直接刚度法，其理论基础为节点力平衡)将第4步得出的单个单元方程加在一起得出整个结构的总体方程；

步骤6 解未知自由度(或广义位移)；

步骤7 求解单元应变和应力。

2.2 有限元法的优越性与局限性

2.2.1 有限元法的优越性

有限元法能够得到迅速的发展与越来越广泛的应用，除高速电子计算机的出现与发展提供了充分有利的条件外，还与有限元法所具有的优越性^[13]是分不开的。

有限元的优越性主要有：

1、在固体力学及其它连续体力学中，只有一些特殊类型的位移场和应力场才能求得微分方程的解，而对于复杂结构的分析，有限元法是一种十分有效的数值方法。有限元法是利用离散化，将无限自由度的连续体力学问题变为有限单元结点参数的计算，虽然它的解是近似的，但恰当地选择单元的形状与大小，可使近似解达到满意的精度。

2、有限元法另一个优点在于引入边界条件的方法简单，边界条件不需要进入单元有限元的方程，而是求得整个集合体的代数方程后再引进。所以对内部和边界上的单元都采用相同的场变量函数，而且当边界条件改变时，场变量函数不需要改变，这对编制通用化的程序带来了很大的简化。

3、有限元法不仅适应复杂的几何形状和边界条件，而且能处理各种复杂的

材料性质问题，例如材料的各向异性，非线性，随时间或温度而变化的材料性质问题。另外它还可以解决非均质连续介质的问题。其应用范围极为广泛。有限元法通常采用矩阵表达形式，非常便于编制计算机程序，从而适应于电子计算机的工作。

2.2.2 有限元法的局限性

有限元法的局限性主要有：

1、有限元法的应用与电子计算机紧密相关，计算的精度与速度取决于计算机的储存容量和速度，先进的计算机将有利于有限元的发展。

2、有限元法作为一种计算方法已经达到了成熟的程度，但在具体应用中还有不小的差距。对于一些复杂的问题，如固体力学领域中断裂形态，接触问题与其它领域中的瞬态问题的数值解，目前虽有进展，但还不能十分令人满意，需进一步研究。

3、目前在许多有限元通用程序中，增加了前、后处理功能，网格能自动生成或分割，有利于更广泛的应用与推广。尽管结构的网络划分与输入数据的工作在某种程度上可以自动化，但还不能全靠计算机实现，因为在离散化过程中，还必须根据不同的要求来决策。在输入数据中，如有差错，且未被发现，将会导致错误计算结果，而且往往较难发现，带来不少麻烦。对于输出数据的整理与判断也是很费时间与精力的。

2.3 有限元法的基本理论

2.3.1 弹性力学的基本方程

在工程技术领域，许多问题需要求解弹性连续体的应力与应变分布状况。

弹性体在载荷作用下，体内任一点的应力状态可由6个应力分量： σ_x ， σ_y ， σ_z ， τ_{xy} ， τ_{yz} ， τ_{zx} 来表示。其中为 σ_x ， σ_y ， σ_z 正应力； τ_{xy} ， τ_{yz} ， τ_{zx} 为剪应力。应力分量的正负号规定如下：如果某一个面的外法线方向与坐标轴的正方向一致，这个面上的应力分量就以沿坐标轴正方向为正，与坐标轴反方向为负；相反，如果某一个面的外法线方向与坐标轴的负方向一致，这个面上的应力分量就以沿坐标轴负方向为正，与坐标轴同方向为负。应力分量的矩阵表示称为应力列阵或应力向量，即：

$$\sigma = \{\sigma\} = [\sigma_x \quad \sigma_y \quad \sigma_z \quad \tau_{xy} \quad \tau_{yz} \quad \tau_{zx}]^T \quad (2-1)$$

弹性体在载荷作用下, 还产生位移和变形, 即弹性体位置的移动和形状的改变。弹性体内任一点的位移可由直角坐标轴方向的三个位移分量 u, v, w 来表示。位移分量的矩阵为

$$u = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} = [u \quad v \quad w]^T \quad (2-2)$$

弹性体内任一点的应变, 可以由6个应变分量来 $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$ 表示。其中为 $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ 正应变; 为 $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$ 剪应变。应变的正负号与应力的正负号相对应, 即应变以伸长时为正, 缩短为负; 剪应变是以两个沿坐标轴正方向的线段组成的直角变小为正, 反之为负。应变分量的矩阵形式是:

$$\varepsilon = \{\varepsilon\} = [\varepsilon_x \quad \varepsilon_y \quad \varepsilon_z \quad \gamma_{xy} \quad \gamma_{yz} \quad \gamma_{zx}]^T \quad (2-3)$$

由弹性力学的基本方程(2-1)、(2-2)和(2-3)推导成如下形式:

1、平衡方程

弹性体V域内任一点沿坐标轴 x, y, z 方向的平衡方程为式:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + f_x = 0 \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + f_y = 0 \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + f_z = 0 \end{cases} \quad (2-4)$$

其中 f_x, f_y, f_z 为单位体积的体积力在 x, y, z 方向的分量, 且有 $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, $\tau_{yz} = \tau_{zy}$, $\tau_{zx} = \tau_{xz}$ ^{[14] [15]}。

2、几何方程——应变—位移关系

在微小位移和微小变形情况下, 应变向量和位移向量的几何关系为:

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}, \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{cases} \quad (2-5)$$

物理方程——应力—应变关系

弹性力学中应力—应变之间的转换关系也称弹性关系。对于各向同性的线弹性材料，应力通过应变的表达式用矩阵表示为：

$$\sigma = D\varepsilon \quad (2-6)$$

$$D = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ & 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ & & 1 & 0 & 0 & 0 \\ & & & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 & 0 \\ & & & & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 \\ & & & & & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \end{bmatrix} \quad (2-7)$$

式(2-6)中的D称为弹性矩阵，它完全取决于材料的弹性模量E和泊松比 ν ^[16]
^[17]。

3、力的边界条件

弹性体V的全部边界为S，一部分边界上的已知外力 $\bar{T}_x, \bar{T}_y, \bar{T}_z$ 称为力的边界条件，这部分边界用 S_σ 表示，另一部分边界上已知位移 $\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$ 称为几何边界条件或位移边界条件，这部分边界用 S_u 表示。这两部分边界构成弹性体的全部边界S，即 $S_\sigma + S_u = S$

弹性体在边界上单位面积的内力为 T_x, T_y, T_z ，在边界 S_σ 上已知弹性体单位面积上作用的面积力 $\bar{T}_x, \bar{T}_y, \bar{T}_z$ ，根据平衡应有： $T_x = \bar{T}_x, T_y = \bar{T}_y, T_z = \bar{T}_z$

矩阵形式为： $T = \bar{T}$ （在 S_σ 上）

设边界外法线的方向余弦 n_x, n_y, n_z , 则边界弹性体的内力可表示为 (2-8):

$$\begin{cases} T_x = n_x \sigma_x + n_y \tau_{yz} + n_z \tau_{zx} \\ T_y = n_x \tau_{xy} + n_y \sigma_y + n_z \tau_{yz} \\ T_z = n_x \tau_{xz} + n_y \tau_{yz} + n_z \sigma_z \end{cases} \quad (2-8)$$

式 (2-4) 至式 (2-8) 是三维弹性力学问题中的一组基本方程和边界条件。

2.3.2 虚功原理

变形体的虚功原理可以描述如下: 变形体中任意满足平衡的力系在满足协调条件的变形状态上作的虚功等于零, 即体系外力的虚功与内力的虚功之和等于零。

虚功原理是虚位移原理和虚应力原理的总称^[18]。它们都可以认为是与某些控制方程相等效的积分“弱”形式。

1、虚位移原理

它是平衡方程和力的边界条件的等效积分“弱”形式, 它的矩阵是:

$$\int_V (\delta \varepsilon^T \sigma - \delta u^T \bar{f}) dV - \int_{S_\sigma} \delta u^T \bar{T} dS = 0 \quad (2-9)$$

式 (2-9) 的力学意义是: 如果力系 (包括内力 σ 和外力 $\bar{f}, \bar{T}$) 是平衡的, 则它们在虚位移和虚应变上所做的功总和为零。反之, 如果力系在虚位移 (及虚应变) 上所作之功的和等于零, 则它们一定是平衡的。所以虚位移原理表述了力系平衡的必要而充分的条件。

应该指出, 作为平衡方程和力边界条件的等效积分“弱”形式——虚位移原理的建立是选择在内部连续可导和在以上满足位移边界条件的任意函数为条件的。

在导出虚位移原理过程中, 未涉及物理方程 (应力—应变关系), 所以虚位移原理不仅用于线弹性问题, 而且可以用于非线性弹性及弹塑性等非线性问题。

2、虚应力原理表示为 (2-10)

$$\int_V \delta \sigma^T \varepsilon dV - \int_{S_\sigma} \delta u^T \bar{T} dS = 0 \quad (2-10)$$

式 (2-10) 的物理意义是: 如果位移是协调的 (即在内部连续可导, 满足几何

方程,并在给定位移的边界 S_u 上等于给定位移),则虚应力(在内部满足平衡方程,在给定的外力边界 S_t 上满足力的边界条件)和虚边界约束反力在它们上面所作之功的总和为零。反之,如果上述虚力系在它们上面所作之功的和为零,则它们一定是满足协调的。所以,虚应力原理表述了位移协调的必要而充分的条件。

和虚位移原理相同,在导出虚应力原理过程中,未涉及物理方程(应力-应变关系),所以虚位移原理不仅用于线弹性问题,而且可以用于非线性弹性及弹塑性等非线性问题。

应当指出,虚功原理所依赖的几何方程和平衡方程都是基于小变形理论,所以,不能直接应用于基于大变形理论的力学问题。

2.3.3 线弹性力学的变分原理

线性力学变分原理包括基于自然变分原理的最小位能原理和最小余能原理,以及基于约束变分原理的广义变分原理和Hellinger-Reissner混合变分原理等,这里只讨论前两种。

1、最小位能原理表示为

$$\delta \Pi_\rho = 0 \quad (2-11)$$

$$\begin{aligned} \Pi_\rho &= \sum \Pi_\rho(u_i) = \sum_V \int [U(\epsilon_{ij}) + \varphi(u_i)] dV + \sum_{S_t} \int \varphi(u_i) dS \\ &= \sum \left[\int_V \left(\frac{1}{2} D_{ijkl} \epsilon_{ij} \epsilon_{kl} - \bar{f}_i \right) dV - \int_{S_t} \bar{T} u_i dS \right] \end{aligned} \quad (2-12)$$

式(2-11)和式(2-12)中的 Π_ρ 是系统的总位能,它是弹性体变形位能和外力位能之和。在所有区域内连续可导的并在边界上满足给定位移条件的可能位移中,真实位移使系统的总位能取驻值。还可以进一步证明在所有可能位移中,真实位移使系统总位能取最小值。

2、最小余能原理表示为

$$\delta \Pi_c = 0 \quad (2-13)$$

$$\begin{aligned}
\Pi_c &= \sum \Pi_c(\sigma_{ij}) = \sum_V \int_V (\sigma_{mn}) dV + \sum_{S_u} \int_{S_u} T_i(\bar{u}_i) dS \\
&= \sum_V \left(\int_V \frac{1}{2} C_{ijkl} \sigma_{ij} \sigma_{kl} dV - \int_{S_u} T_i \bar{u}_i dS \right)
\end{aligned} \tag{2-14}$$

式(2-13)和式(2-14)中的 Π_c 是弹性体余能和外力余能的总和,即系统的总余能。在所有在弹性体内满足平衡方程,在边界上满足力的边界条件的可能应力中,真实的应力使系统的总余能取驻值。还可以用于证明真实位移使系统总位能取最小值类同,证明在所有可能的应力中,真实应力使系统总余能取最小值。

由于最小位能原理和最小余能原理都是极值原理,可以给出能量的上界或下界,这对估计近似解的特性有重要意义。

利用最小位能原理求得位移近似解的弹性变形能是精确解变形能的下界,即近似的位移场在总体上偏小,也就是说结构的计算模型显得偏于刚硬;而利用最小余能原理得到的应力近似解的弹性余能是精确解余能的上界,即近似的应力解在总体上偏大,结构的计算模型偏于柔软。当利用这两个极值原理求解同一个问题时,将获得这个问题的上界和下界,可以较准确的估计所得近似解的误差,这对工程计算具有实际意义。

2.3.4 结构有限元法

1. 弹性体的离散化

将要分析的结构分割成有限个单元体,并在单元体的指定点设置节点,使相邻单元的有关参数具有一定的连续性,并构成单元集合体,以它代替原来的结构,并把弹性体边界的约束用位于弹性体边界上节点的约束去代替^[19]。

2. 单元分析

用固体力学理论研究单元的性质,从建立单元位移模式入手,导出计算单元的应变、应力、单元刚度矩阵和单元等效节点载荷向量的计算公式,讨论单元平衡条件,建立单元节点力和节点位移之间的关系。

(1) 建立单元位移模式

为了能用节点位移表示单元体的位移、应变和应力,在分析连续体问题时,必须对单元中位移的分布做出一定的假设,也就是假定位移是坐标的某种简单的函数,这种函数称为位移模式或插值函数。选择适当的位移模式是有限元分析的关键,通常选择多项式作为位移模式。根据选定的位移模式,即可得出单元位移与节点位移关系为:

$$\{f\} = [N]\{\delta\}^e \quad (2-15)$$

式(2-15)中的 $\{f\}$ ——单元内任一点的位移列阵； $\{\delta\}^e$ ——单元的节点位移列阵； $[N]$ ——单元位移模式矩阵。

(2) 单元应变分析

由式(2-15)可导出节点位移表示的单元应变关系式：

$$\{\varepsilon\} = [B]\{\delta\}^e \quad (2-16)$$

式(2-16)中的 $\{\varepsilon\}$ ——单元内任一点的应变列阵； $[B]$ ——单元应变矩阵。

(3) 单元应力分析

利用式(2-16)可导出应力与节点位移关系式：

$$\{\sigma\} = [D][B]\{\delta\}^e \quad (2-17)$$

式(2-17)中的 $\{\sigma\}$ ——单元内任一点的应力列阵； $[D]$ ——与单元有关的弹性矩阵。

(4) 单元刚度矩阵与单元平衡方程

单元刚度矩阵与平衡方程为：

$$[K]^e = \iiint [B]^T [D] [B] dx dy dz \quad (2-18)$$

式(2-18)中的 $[K]^e$ ——单元刚度矩阵

导出单元刚度矩阵是单元特性分析的核心内容。利用最小势能原理，导出单元平衡方程：

$$\{F\}^e = [K]^e \{\delta\}^e \quad (2-19)$$

式(2-19)中的 $\{F\}^e$ ——等效节点力

3. 整体分析

在单元分析的基础上，建立系统总势能计算公式，应用最小势能原理建立有限元基本方程；引入位移边界条件；求解弹性体的有限元方程，解出全部节点位

移，最后逐个计算单元的应力。

(1) 建立整体有限元方程

这一过程包括两方面的内容：一是将各个单元的刚度矩阵，组集成整体刚度矩阵；二是将作用于各单元的等效节点力列阵，组集成总的载荷列阵。

最常用的组集刚度矩阵的方法是直接刚度法，即要求所有相邻的单元在公共节点处的位移相等，得到有限元基本方程：

$$[K]\{\delta\} = \{F\} \quad (2-20)$$

(2) 引入边界条件，求节点位移和单元应力

利用式(2-20)可解出未知位移，利用式(2-17)可计算各单元的应力，整理即可求得所要的结果^[20-22]。

2.3.5 小臂结构振动的基本方程

小臂的实际结构是一个多自由度系统。在小臂结构的有限元分析中，通常将结构看成是质点、刚体、弹性体及阻尼器构成的系统，将其离散成为有限多个相互弹性连接的刚体，此时，运动状态中各点的动力平衡方程为^[23]：

$$\{F_i\} + \{F_d\} + \{F_s\} = \{P(t)\} \quad (2-21)$$

式(2-21)中的 $\{F_i\}$ —惯性力向量；

$\{F_d\}$ —阻尼力向量；

$\{F_s\}$ —弹性力向量；

$\{p(t)\}$ —动力载荷向量；

惯性力向量可用节点位移 $\{\delta\}$ 和质量矩阵 $[M]$ 表示，即

$$\{F_i\} = [M] \frac{\partial^2}{\partial t^2} \{\delta\} \quad (2-22)$$

弹性力向量可用节点位移和刚度矩阵 $[K]$ 表示：

$$\{F_s\} = [K]\{\delta\} \quad (2-23)$$

如果是粘滞阻尼，阻尼力向量可用阻尼矩阵 $[C]$ 和节点位移表示：

$$\{F_d\} = [C] \frac{\partial}{\partial t} \{\delta\} \quad (2-24)$$

则 (2-21) 式变为:

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{P(t)\} \quad (2-25)$$

此即系统的振动微分方程。

若 $\{P(t)\} = \{0\}$ ，则得到结构的自由振动方程。在求结构的固有频率及固有振型时，阻尼的影响不大，可略去，此时，无阻尼自由振动的运动方程为：

$$[K]\{\delta\} + [M]\{\ddot{\delta}\} = \{0\} \quad (2-26)$$

若结构作如下简谐运动： $\{\delta\} = \{\delta_0\} \cos \omega t$ ，代入式 (2-26) 得：

$$[K]\{\delta_0\} + \omega^2 [M]\{\delta_0\} = \{0\} \quad (2-27)$$

由于自由振动中各点振幅 $\{\delta_0\}$ 不全为零，所以式(2-27)的系数行列式必须等于零，由此得到结构的频率方程为：

$$\| [K] - \omega^2 [M] \| = 0 \quad (2-28)$$

这是一个典型的特征值问题，若 $[K]$ 、 $[M]$ 为 n 阶，则将有 n 个不同的角频率 ω 。对于每一个固有频率，可由式(2-27)确定一组振幅值 $\{\delta_0\}$ ，它们构成的向量，在工程上通常称为结构的振型^[24-26]。

2.4 有限元分析软件

2.4.1 ANSYS 在有限元分析软件中的地位

目前国内外应用比较成熟的有限元软件有 ANSYS、I-DEAS、ALGOR、ABACUS、MARC 等，其中 ANSYS 以其自身的特点，应用最为广泛。近些年已逐渐应用于机械结构强度的分析计算和设计中。

多年来, ANSYS 一直在有限元分析(FEA)软件中排名第一, 它是第一个通过ISO9001质量认证分析设计类软件, 也是通过美国机械工程师协会、美国核安全局及近20种专业技术协会认证的标准分析软件^[27]。

ANSYS 在中国也得到了日益广泛的认可和应用。它是唯一被中国铁路机车车辆总公司选定的有限元软件, 被广泛应用于机车提速及高速机车的研制; 也是第一个通过中国压力容器标准化技术委员会认证, 并在全中国压力容器行业推广使用的分析软件。目前, 中国有100多所理工院校采用ANSYS软件进行有限元分析, 而且ANSYS公司也为院校免费提供教育版软件, 广泛提供有限元学习、研究、应用的交流和咨询。

2.4.2 ANSYS 的特点

ANSYS的基本特点可以概括为三个“强大”: 强大的前处理能力、强大的加载求解能力和强大的后处理能力。另外, 良好的开放性使得用户能够在ANSYS系统上进行二次开发和扩展新的功能^{[28] [29]}。

(1) 强大的前处理能力

强大的前处理能力主要包括强大的几何建模能力、强大的网格划分能力、强大的参数设置功能和与CAD软件的无缝集成能力。

(2) 强大的加载求解能力

在ANSYS中, 包括位移、力、温度等在内的任何载荷均可直接施加在任意几何实体或者有限元实体上, 载荷可以是具体数值, 也可以是与时间或者是坐标有关的任意函数。求解时有多种求解器可供选择。

(3) 强大的后处理能力

利用ANSYS可以获得任何节点、单元的数据。这些数据具有列表输出、图形显示、动画模拟等多种数据输出形式。

(4) 良好的开放性

ANSYS为从根本上满足用户的需求, 给用户提供一个开放的环境, 允许用户根据自己的实际情况对软件进行扩充, 这个开放环境允许用户自定义边界条件、材料本构、结构断裂判据等。

ANSYS 软件发展至今已经成为能够紧跟计算机硬、软件发展的最新水平、功能丰富、用户界面友好、前后处理和图形功能完备、使用高效的有限元软件系统。ANSYS 软件的友好图形用户界面和程序结构使得用户易于学习和掌握, 它的完全交互式前后处理和建模软件, 大大减轻了用户创建工程模型、生成有限元模型以及分析和评价计算结果的工作量。

2.4.3 ANSYS 软件的分析步骤:

ANSYS分析过程中包含三个主要的步骤^[30]:

- 1. 创建有限元模型，其中包括创建或读入几何模型、定义材料属性和划分网格。
- 2. 施加载荷及载荷选项、设定约束条件并求解。
- 3. 查看分析结果及检验结果。

ANSYS 的分析流程如图 3-1 所示。

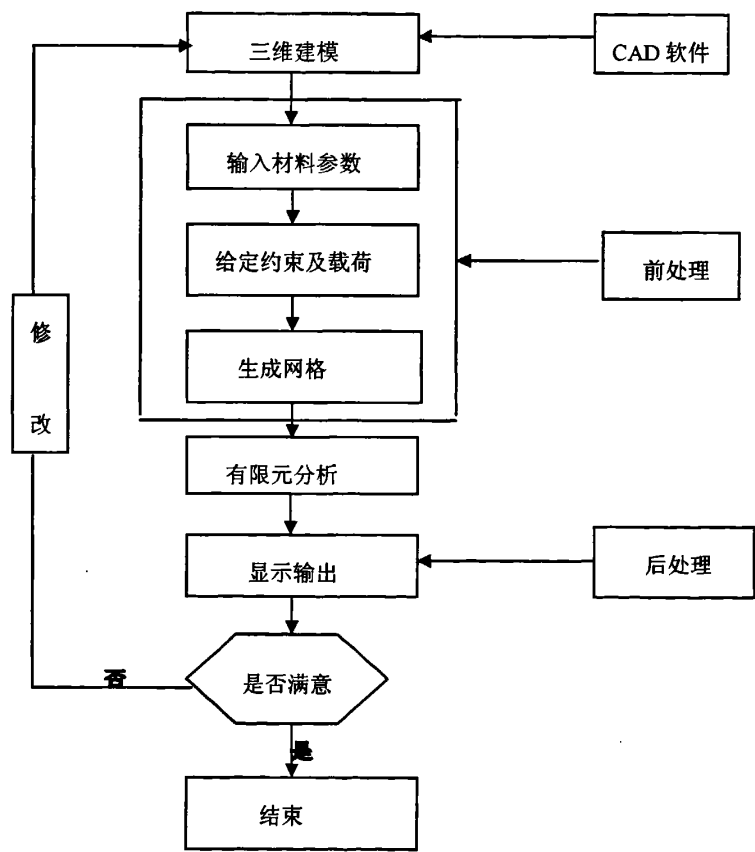


图3-1 ANSYS分析流程图

第三章 SCARA 机器人小臂结构有限元分析

3.1 概述

有限元分析是对物理现象（几何及载荷工况）的模拟，是真实情况的数值近似。通过对分析对象划分网格，求解有限个数值来逼近和模拟真实环境的无限个未知量。

本章将以ANSYS为支撑软件，对SCARA机器人小臂进行结构有限元分析，包括静力学分析和动力学分析两部分。

3.2 小臂实体模型的建立

3.2.1 基于 ANSYS 平台的建模设计

在ANSYS软件中，有两种途径可以获得实体模型^[31]：

一、用UG、Solidwork、Pro/E、AutoCAD、Parasolid或I-deas等绘图软件建立实体模型，保存为适合ANSYS要求的格式，如IGES、SAT、Parasolid等，然后导入ANSYS软件中。这种方法建模比较简单易得，但是由于ANSYS与上述绘图软件分属不同体系，模型输入：

1. 一般需要相应的接口产品；
2. 一般需进行大量的拓补修复工作，这种工作量随模型的复杂程度急剧增加；
3. 其图元点、线、面、体编号随图元的增加更难以把握，不利于实现建模及分析程序化；

二、在ANSYS软件中直接建立实体模型，这种建模方法比较繁琐，但模型具有：

1. 直接可控性；
2. 无需针对导入转换进行大量的拓补修复工作；
3. 可根据ANSYS软件特点进行合理的等效简化；
4. 各图元（点、线、面、体）编号可控或可预先获得，有利于实现建模及分

析程序化。

鉴于以上原因，小臂实体模型采用在ANSYS软件中直接建模方式。

3.2.2 ANSYS 实体建模方法

在ANSYS中，直接建立实体模型有下列方法：

(1) 自下往上法

由建立最低单元的点到最高单元的体，即建立点，再由点连成线，然后由线组合成面，最后由面组合建立体。

(2) 由上往下法

此方法直接建立较高单元对象，其所对应的较低单元对象一起产生，对象单元高低顺序依次为体、面、线、点。

(3) 混合使用前两种方法

根据模型的特点，依照个人经验，可结合前两种方法综合运用，但应考虑到要获得什么样的有限元模型，即在网格划分时，要产生自由网格划分或对应网格划分。自由网格划分时，实体模型的建立比较简单，只要所有的面积或体积能结合成一个体就可以。对应网格划分时，平面结构一定要四边形或三边形面积相接而成，立体结构一定要六面体相接而成。

ANSYS软件还具有许多强大的功能以辅助建立模型：

(1) ANSYS采用基于NURBS的三维实体描述法，几十种图素库可以模拟任意复杂的几何形状。

(2) 强大的布尔运算能实现模型的精雕细刻，包括加、减、交、分割、粘接和搭接的运算，可以输入任何几何实体。

(3) 方便的拖拉：由已有面快速生成体或由线生成面或由关键点生成线，如果面已划分了网格，可以连同面拖拉出单元。

(4) 移动：通过指定坐标系将实体平移或旋转。

(5) 旋转、拷贝、缩放：用于单位制转换。

(6) 反射：沿一个平面反射实体。

(7) 合并：通过去掉重合的关键点，将两个实体合并。

(8) 蒙皮、倒角。

这些建模方法的综合合理运用，能大大减少建模时间和建模工作量，辅助工具为建模提供了极大方便。

3.2.3 小臂实体模型的简化

对于复杂的结构，在进行有限元分析时，为了保证计算的准确性以及减小计

算规模,在尽可能如实地反映具体结构主要力学特性的前提下,应该尽量简化具体结构的几何模型,以便有限元模型采用较少的单元和较简单的单元形态。这样还可以减少许多繁琐的工作,大大减少工作量,并且可以缩短设计周期,为进一步改善设计创造条件。

简化过程中必须区分承载件、辅助承载件和工艺装饰件三类构件。对承载件应尽量保留其原结构形状、位置,才能比较真实反映结构的应力分布;辅助承载件一般可以保留原力学性质,即单元刚度矩阵的主要特征,为减少计算工作量,突出主要矛盾,可以适当进行简化、合并等效;工艺装饰件可以略去^[32]。

模型简化必然涉及结构的细节处理问题,所谓“细节问题”,就是不能根据大小来一概而论,而是必须根据其对分析结果可能产生影响的大小来进行评价和取舍。对分析并不重要的一些微小细节,可以在建模的时候忽略它,否则这些细节不仅会增大建模的复杂度,导致求解时间长,而且还可能导致错误的结果。然而有些细节,例如某些结构上的倒角和孔,可能是应力集中的地方,很有可能出现最大应力,因此显得十分重要。必须对所有的细节进行了解,足够理解结构的预期行为,权衡模型简化的利弊,以确定是否可以进行预期的简化。因此,对于任何一个实体模型,首先要进行分析,分析完成后再开始实体模型的建立,这样可以避免多次的反复,提高建模的效率。

有限元分析计算结果的准确度高低,直接受有限元模型、约束条件、载荷处理等的影响,若有失误,则会造成有很大误差,甚至得出错误结果。

本文在简化小臂结构时做了以下工作:

(1) 建模时,简化为安装某些附件而设置的小孔、凸缘等。实践证明,这对小臂整体强度、刚度影响很小,在划分网格时,可以节省大量的计算机资源。

(2) 一些细小部件对有限元网格划分有较大影响,有时甚至无法进行。建模时略去产生微小角度的圆角,这些圆角在非受力部件上,对有限元分析无影响。

(3) 对于用螺纹连接的部件,可将它们视为一个整体,避免出现装配错误和给网格划分带来麻烦。

综上所述,建立的小臂的实体模型如图3-1所示

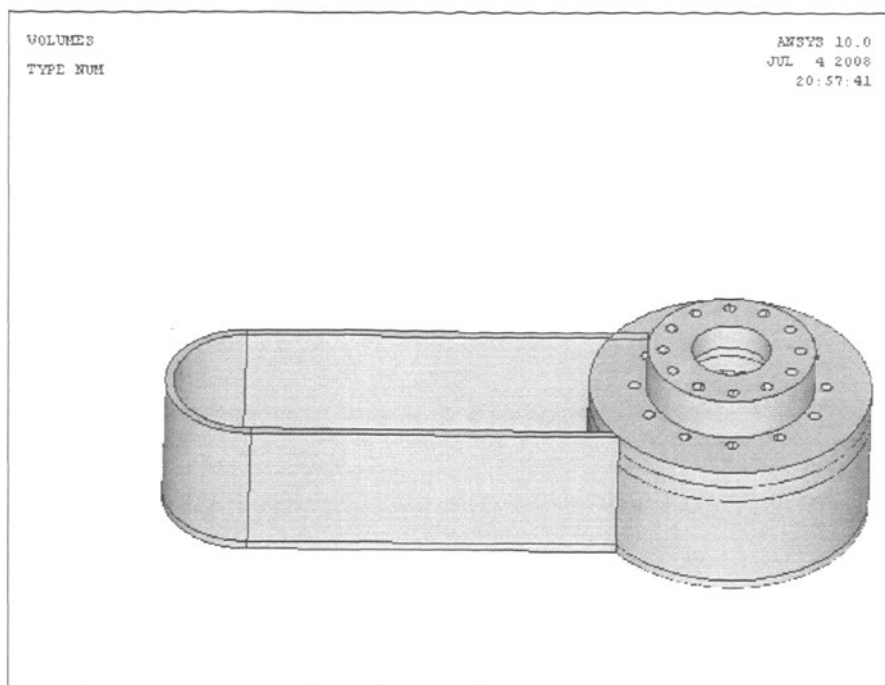


图3-1 SCARA机器人小臂实体模型图

3.3 小臂有限元模型的建立

几何实体模型并不参与有限元分析，所有施加在几何实体边界上的载荷或约束必须最终传递到有限元模型上（节点或单元上）求解。由几何实体模型创建有限元模型的过程叫做网格划分。网格划分是有限元分析中一个重要的步骤，网格划分的好坏直接影响到计算的精度和速度。

3.3.1 网格划分的步骤

网格划分^[39]主要包括以下三个步骤：

1. 选取单元数据，这些数据包括单元类型、单元的几何实常数和单元的材料性质及单元形成时所在的坐标系统，也就是说当对象进行网格化分后，单元的属性是什么。
2. 设定网格划分的参数（控制网格密度），最主要是定义对象边界单元的大小和数目。网格设定所需的参数，将决定网格的大小、形状，这一步非常重要，将影响分析时的正确性和经济性。
3. 执行网格划分，完成前两步即可进行网格划分，完成有限元模型的建立。

如果不满意网格划分的结果,也可以清除网格,重新定义单元的大小、数目,再进行网格划分,直到得到满意的有限元结果为止。

3.3.2 网格划分应注意的问题

网格划分应注意的问题:

1. 在划分网格时,首先要考虑模型的网格数目。

网格数量的多少将影响计算规模的大小。一般来讲,网格数量增加,计算精度会有所提高,但同时计算规模也会增加。ANSYS软件规定了模型的最大节点数目,以限制其计算模型。所以在确定网格数量时,应权衡两个因素综合考虑。网格较少时,增加网格数量可以使计算精度明显提高,而计算时间不会有大的增加。当网格数量增加到一定程度后,再继续增加网格时,精度提高甚微,而计算时间却有大幅度增加。所以应注意增加网格的经济性。

2. 考虑分析数据类型,选择合适的网格数量。

在决定网格数量时,应考虑分析数据的类型。在静力分析时,如果仅仅是计算结构的变形,网格数量可以少些。如果需要计算应力,则在精度要求相同的情况下,应取相对较多的网格。在计算结构动力特性时,若仅仅是计算少数低阶模态,可以选择较少的网格,如计算的模型阶次较高,则应选择较多的网格。

3. 用结构的对称性来减少模型的网格数量。

结构的对称性是指假想结构的某一部分对称于某一平面、轴线或点经反射或旋转之后,得到与结构其余部分在形状、物理特性、载荷情况和约束条件等完全一致的特性。结构对称性的利用就是根据分析结构的对称特性,只取结构的一半或者若干分之一进行分析。利用结构的对称性,可以大大减少计算机分析所需计算时间和存储容量。但此时要注意的是:施加边界条件时,不要忘记确定对称面上的节点施加必要的位移约束条件,使约束条件具有连续性。

4. 保证分析精度的前提下,略去结构细节。

在实际结构中,常常会遇到一些复杂的细节或结构复杂的构件,但分析的目标又不是这些细节,而是整个结构的特性。这时在建立模型时,应该本着着眼于整体特征的基本思想,将构件或零件上的一些对问题求解影响很小的细节加以忽略,如倒角、圆角、安装孔等。

5. 应力梯度较大时采取疏密不同的网格

在计算数据变化梯度较大的部位(如应力集中处),为了较好地反映数据变化规律,需要采用比较密集的网格。而在计算数据变化梯度较小的部位,为减小计算规模,则应划分相对稀疏的网格。采用疏密不同的网格划分,既可以保持相当的计算精度,又可使网格数量减小。因此,网格数量应增加到结构的关键部位,

在次要部位增加网格是不必要的，也不经济。

3.3.3 选取单元数据

ANSYS软件提供了160多种单元，其单元特征分别对应不同的分析类型与不同的材料，用来模拟工程中的各种结构和材料。单元特征是指单元类型、材料属性、实常数等单元力学或物理特征，它须在划分网格前定义好。ANSYS所有的分析都需要定义单元类型，输入材料属性——例如在结构分析中至少要输入材料的杨氏模量，热分析中至少要输入材料的导热系数等。实常数是用于描述某一种单元的几何特征，例如：梁单元的横截面积，壳单元的厚度；并不是所有的单元都需要实常数；实常数项目依单元类型而异，但它并不依附于单元，即一种单元可以有多种不同的实常数，一种实常数可以对应几种单元，知道这一点，可以节省建模工作量。

3.3.4 小臂实体模型的网格划分

本小臂用铸造铝合金，密度为 2.7kg/mm^3 ，其弹性模量取 70GPa ，泊松比在一般静力学计算中取值范围是 $0.28\sim 0.3$ 之间，综合本例实际情况考虑，选用 0.3 。

根据模型特性及其在运动中所反映的结构力学特性，采用Solid95三维实体单元建立其有限元模型。此时，尽量不选用线性六面体单元（如45号单元）。因为线性六面体单元有过高的刚度，将会影响计算的精度。Solid95用于三维实体结构模型，单元由二十个节点定义而成，每个节点具有三个自由度。这个单元通常是六面体单元，但当某些节点重叠在一起时，这个单元可以退化成四面体或三棱柱。图3-2即为solid95的单元几何形状。

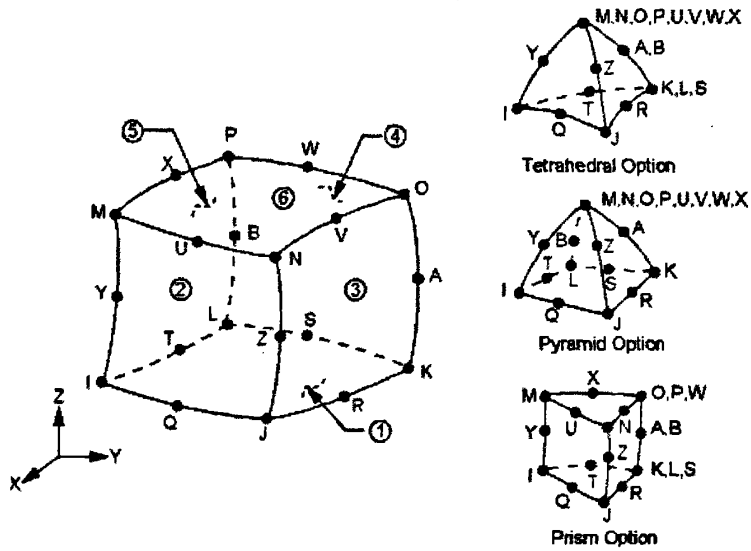


图3-2 Solid 95 单元几何形状

该实体单元无需定义实常数，利用Mesh Attributes将Solid95单元属性赋于小臂，对模型进行划分网格。采用自由网格划分，网格细化水平为6。

对小臂模型进行网格划分后，共得到102397个单元，164253个节点。小臂有限元模型如图3-3所示。

3.4 小臂结构有限元静力分析

3.4.1 引言

静力分析，用于静态载荷，考虑结构的线性或非线性行为如大变形、大应变、应力刚化、接触、塑性、超弹及蠕变等，是几何实体在某工况条件下的结构响应。通过静力分析可以得到结构的静力学特性，由此可以分析结构在这种工况下的最薄弱环节及各节点间的强弱差异，为几何实体的设计与优化提供依据。

3.4.2 小臂有限元模型载荷的施加

ANSYS中的静力分析中，载荷施加的合理与否直接影响分析的准确性，在ANSYS中可以运用各种方式对模型加载^{[34] [35]}。

载荷是指加在有限元模型上的位移、力、温度、热、电磁等。ANSYS中的载荷包括边界条件和内外环境对物体的作用，可分为以下几类：

- (1) 自由度约束：就是给某个自由度指定一个已知值（值不一定是零），

在结构分析中就是固定位移（零或非零值）。

（2）集中载荷：就是作用在模型一个点上的载荷。实际中是没有真正的集中载荷的，此种载荷是对实际中比较集中的载荷的一种抽象。集中载荷可以加在节点或关键点上（添加到关键点上的力将自动转化到相连的应力节点上）。

（3）面载荷：就是作用在单元表面上的分布载荷。

（4）体载荷：是分布于整个体内或场内的载荷。

（5）惯性载荷：是由物体的惯性引起的载荷，例如重力加速度、加速度及角加速度。惯性载荷有以下几个特点：惯性载荷只有在结构分析中才存在；惯性载荷是对整个结构定义的，是独立于实体模型和有限元模型的；考虑惯性载荷就必须定义构件的重力加速度、加速度及角加速度。

添加约束应尽量遵循以下几条原则：简化的假定越少越好；尽可能使施加的载荷与结构的实际承载状态保持吻合；加载时，必须十分清楚每个载荷的施加对象。

根据小臂在整个工作系统中与其他零部件之间的约束关系，确定小臂带孔端上表面所有节点的UX,UY,UZ三个轴向位移为零。

根据小臂的实际运动情况，小臂所承受的载荷主要两个部分：

1. 惯性力：包括小臂自身重量和离心力。在ANSYS中输入重力加速度，就可以模拟结构的自重，不过需注意：重力加速度施加方向的反方向为所受重力方向。例如，Z轴正方向施加重力加速度可获得沿Z轴负方向的重力作用；输入角加速度就能模拟结构的离心力。

2. 集中载荷：小臂的集中载荷主要来自负载。根据静力等效原则，将装配反力和工件自重等效为一个集中载荷，作用在无孔端底部的中心上。小臂模型的载荷数据见表3-1

表3-1 小臂模型的载荷数据

重力加速度 (m/s^2)	旋转角加速度 (rad/s^2)	集中载荷 (N)
9.8	17	108

3.4.3 小臂有限元模型静力计算求解及后处理

在定义了材料特性、网格划分、施加载荷及边界条件之后，就可以利用ANSYS软件的强大求解功能，求解每个节点的应力和应变，并通过不同的颜色反映在实体模型上，计算的结果可以从应力云图及应变云图上看。图3-4至图3-8为小臂的位移云图、应力云图：

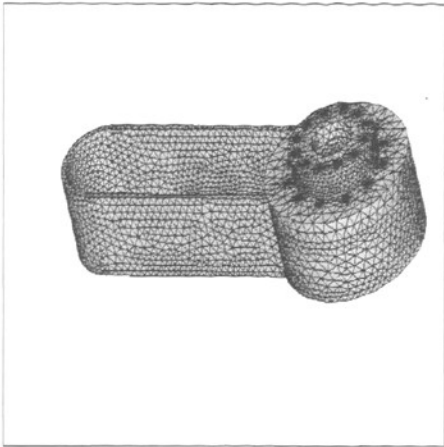


图3-3 小臂有限元模型

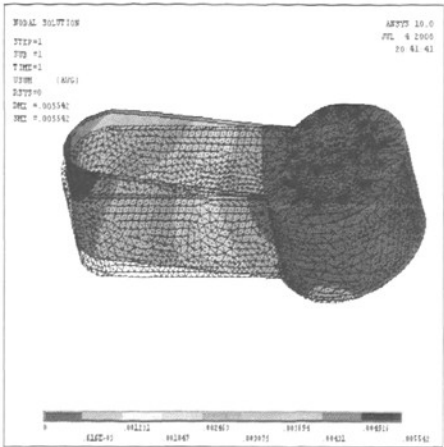


图3-4 小臂节点位移云图

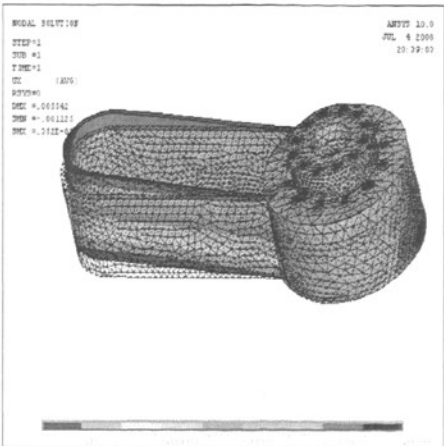


图3-5 小臂 X 方向节点位移云图

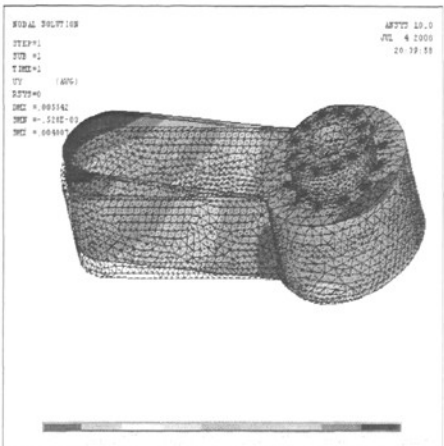


图3-6 小臂 Y 方向节点位移云图

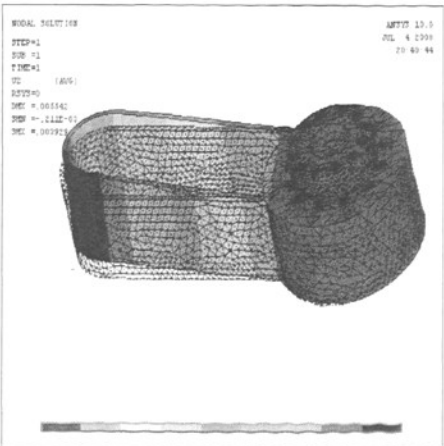


图3-7 小臂 Z 方向节点位移云图

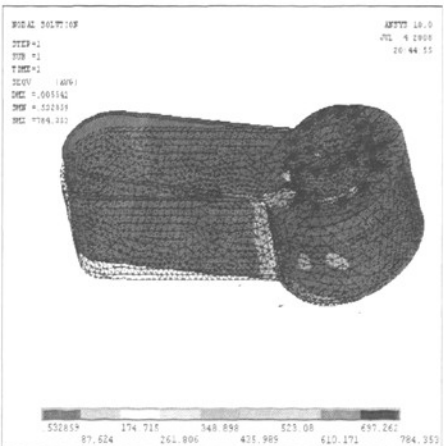


图3-8 小臂应力云图

3.4.4 小臂有限元静力计算结果分析

一、模型与计算结果精度分析

1. 建模时采用与原结构几何形状、尺寸相一致的实体建模,使得模型的刚度不会发生大的变化。选择与其结构相适应的六面体单元solid95,确保有限元模型处理的精确度。

2. 小臂总重量为2.4141kg,比实际重量2.46kg减少了2.1%,两者的重量相近,表明结构建模时,对结构的简化较为合理,实体模型与有限元模型都具有较高的精度。

二、强度分析

该小臂采用铸造铝合金,安全系数 $n=2$,许用应力 $[\sigma]=96\text{Mpa}$ 。

应力云图(图3-8)的颜色由深变浅,由冷变暖,代表节点的应力值逐渐变大。从节点等效应力VonMises的分布云图可以看出,小臂大部分区域的等效应力VonMises的值在 $0\sim 87.624\text{KPa}$ 之间(图中呈现蓝色的区域),最大值为 784.353KPa (图中呈现绿色的部位)。从应力分析的角度,小臂的最大工作应力值远小于材料的许用应力值,说明材料抵抗破坏的能力很强,尤其是小臂无孔端的应力分布均为低应力区,这表明该结构设计趋于保守,小臂能在危险工况下安全工作,而且还有较大的优化空间,可通过优化来合理而又经济的使用材料。在节点等效应力VonMises最大处存在轻微的应力集中,但此处的应力值仍远低于材料的强度极限,其应力集中不会产生太大影响。

三、刚度分析

从小臂的位移云图(图3-4)可以看出,小臂结构大部分区域的总变形值在 $0\sim 4.91\mu\text{m}$,最大值为 $5.542\mu\text{m}$ 。在建模时,由于对小臂有孔一侧的上端面施加了约束,故此处的变形值较小,从有孔端向无孔端变形值呈增大的趋势;从X(长度方向)、Y(宽度方向)、Z(高度方向)三个方向的位移云图(图3-5至图3-7)可知,三个方向的变形Translation USUM值分布不均,小臂在三个方向的最大位移分别为 $0.35\mu\text{m}$, $4.01\mu\text{m}$, $3.93\mu\text{m}$ 。说明小臂结构的变形小,刚性好,能保证在最大承载条件下具有较高的精度。

分析结果表明,小臂的强度和刚度均满足设计要求,同时,结构还具有较大潜力,需要进一步的优化设计。

3.5 小臂结构有限元动力分析

3.5.1 引言

静刚度只能反映在静力作用下抵抗变形的能力，随着对环境要求的不断提高，机器人的振动问题越来越引起人们的注意，机器人是一个弹性系统，在一定条件下，例如，当旋转不平衡时会产生激振力，引起振动。当振幅超出允许范围时，将会影响定位精度。所以只研究小臂的静刚度是不够的，还需要研究小臂的动态特性。

结构动力学分析用来求解随时间变化的载荷对结构的影响。与静力分析不同，动力分析要考虑随时间变化的载荷以及它对阻尼和惯性的影响。ANSYS可进行的结构动力学分析类型包括：模态分析、瞬态动力学分析、谐波响应分析。本文主要进行模态分析。

3.5.2 模态分析的作用

模态分析是研究结构动力学特性的一种方法^[36]，是系统辨别方法在工程振动领域中的应用，它的出现为结构动力学研究注入了新的动力。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，这样一个计算或试验分析过程称为模态分析。振动模态是弹性结构的固有的、整体的特性。

通过模态分析方法，搞清楚结构在某一个易受影响的频率范围内各阶主要模态的特性，就可预言结构在此频段内，在外部或内部各种振源作用下的实际振动响应。通过模态分析知道了模态参数，并给予验证，就可以把这些参数用于(重)设计过程，优化系统动态特性，或者研究把该结构连接到其它结构上时所产生的响应。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。

模态分析用于确定结构或机器部件的振动特性，即固有频率和振型。它是承受动态载荷结构设计中的重要参数，同时也可以作为其它更详细的动力学分析的起点，例如瞬态动力学分析、谐波响应分析、谱分析等。

模态分析的作用^[37]主要有以下三个方面：

一是使结构避免共振或按特定频率振动；

二是了解结构对不同类型的动力载荷的响应；

三是有助于在其它动力学分析中估算求解控制参数，例如时间、步长等。

在很多场合，模态分析都起到举足轻重的作用。例如，很多机械都必须避免

共振,进行模态分析后,可以了解结构的固有频率和振型,并采取必要的措施,避免在使用中由于共振造成不必要的损失。由于结构的振动特性决定了结构对各种动力载荷的响应情况,因此在进行其它动力学分析之前最好首先进行模态分析。

3.5.3 模态分析的步骤

模态分析包括建立模型、加载与求解、扩展模态和观察结果等几个步骤^[38]:

1. 建立模型

模态分析的建模过程与其它分析中的建模过程相类似,但在模态分析中建模应注意以下两个问题。

ANSYS模态分析属于线性分析,也就是说,在模态分析中只有线性行为是有效的。如果在分析中指定了非线性单元,在计算中将被忽略并作为线性行为处理。例如,在分析中包括了接触单元,则刚体矩阵是基于初始状态并在分析中不再改变的。

在模态分析中,材料的性质可以是线性的、各向同性的或各向异性的、恒定的或与温度相关的,但是分析中必须通过弹性模量和密度或以其它方式对材料的刚度与质量定义,忽略非线性性质。

2. 加载与求解

主要定义分析类型、指定分析设置、定义载荷和边界条件、指定加载过程设置,然后进行有限元分析求解固有频率。在求解结束后,要扩展模态以便观察。基本步骤如下:

1) 进入ANSYS求解器,指定分析的类型和分析选项,并对求解选项进行设置。ANSYS提供了7种模态提取方法^[39],它们是子空间法(Subspace)、分块兰索斯法(Block Lanczos)、Power Dynamics法、缩减法(Reduced)、阻尼法(Damp)和QR阻尼法(QR Damp)、非对称法(Unsymmetric)。在指定某种模态提取方法后,软件会自动选择合适的方程求解,用户可根据模型的实际情况和需要进行选择。每种模态提取方法都有各自的特点和使用范围。这里选择分块法(BlockLanczos),该方法的特点是计算速度较快,输入的参数少,特征值和特征向量的求解精度高,适用于大型对称特征值的求解问题。另外,还需要指定所需提取的模态阶数。

2) 定义扩展模态选项。包括指定是否需要扩展模态以及需要扩展的模态数目,指定是否计算单元应力。如果想要为分块法提供标准化了的模态形状,就需要选择使用模态扩展并指定模态扩展数。

3) 指定质量矩阵形成方式。对于大多数问题推荐采用系统形成方式。

4) 指定预应力效应选项。默认情况下,ANSYS的模态分析不包含预应力。

需要注意的是对于分块法，需要指定约束方程处理方法。

5) 施加荷载。在典型的模态分析中，只考虑施加零位移的自由度约束，提取模态时，施加在模型上的力、压力、加速度等将被忽略。

6) 定义载荷步选项。在模态分析中，唯一可用的载荷步选项是阻尼选项和输出控制。

7) 保存数据文件

8) 开始求解计算

9) 退出求解器

3. 模态扩展

如果需要在后处理中观察计算结果，必须首先扩展振型，即将振型文件写入结果文件。

4. 检查计算结果

另外，还可对结果数据列表或图形显示，通过显示结构变形图可以查看扩展的振型。

ANSYS模态分析时的限制和假设^[40]：

1. 对结构和流体自由度有效；
2. 结构具有常数的刚度和质量结果；
3. 没有阻尼，除非选用阻尼和QR阻尼方法；
4. 结构不能施加随时间变化的力、位移、压力或温度。

3.5.4 小臂结构有限元模态分析

小臂有限元模型仍采用静力学分析中的模型。

考虑到小臂运动特性，其振动可能发生的频率段主要在低、中频段，因此，提取低中频段的各阶模态基本上能满足小臂动力学特性研究的要求。忽略小臂结构小阻尼的影响，经比较，本文采用Block--Lanczos（分块的兰索斯）特征值求解法进行模态提取，决定提取最低的五阶模态，研究各阶模态下小臂振动特性。

求解参数为：选用的材料为铸造铝合金，弹性模量为70GPa，密度 2.7kg/mm^3 ，泊松比取0.3。约束条件为带孔端面边界位移全约束。注意各参数之间的单位换算，否则会出现不正确的结果。

图3-9至图3-13为一至五阶振型图：

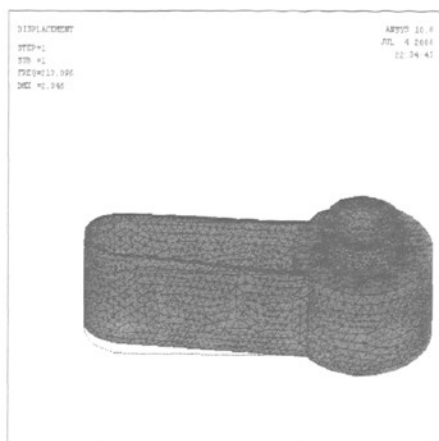


图3-9 小臂一阶振型图

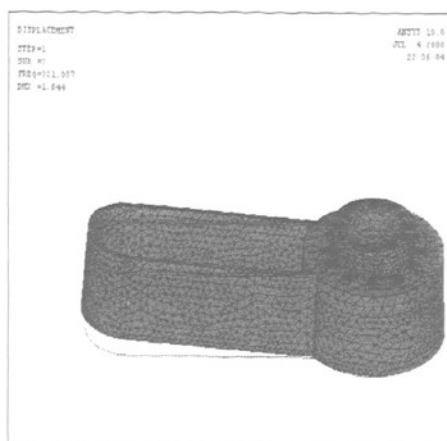


图3-10 小臂二阶振型图

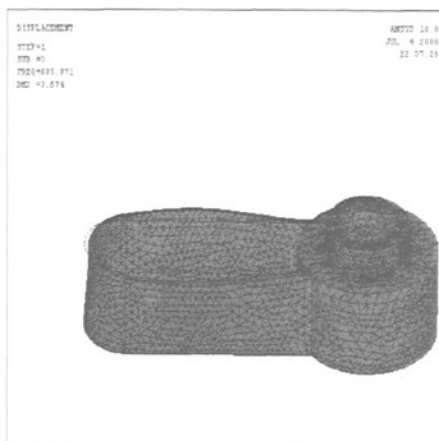


图3-11 小臂三阶振型图

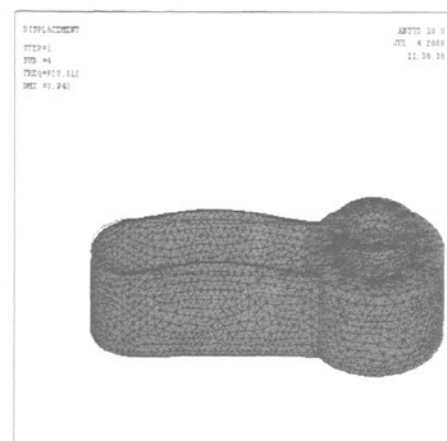


图3-12 小臂四阶振型图



图 3-13 小臂五阶振型图

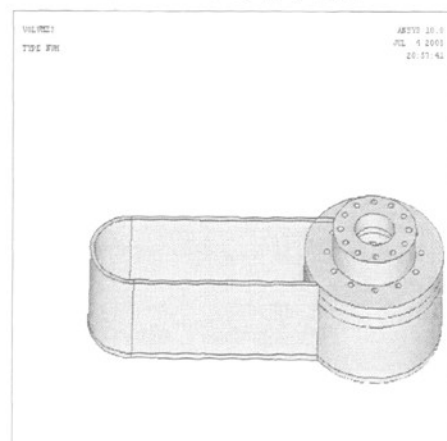


图3-1 小臂实体模型图

3.5.5 小臂的模态计算结果分析

1. 一阶振动:

固有频率为213.096Hz。振型表现为:沿Z(高度)方向轻微的上下振动,在X(长度)和Y(宽度)方向的振动均不明显;小臂从右(有孔一端)到左(无孔一端),振动幅度(0~2.346mm)越来越大。其振型如图4-1所示,虚线为该时刻小臂原始位置。

2. 二阶振动:

固有频率为321.087Hz。振型表现为:在Z方向轻微的上下振动,在X和Y方向的振动仍不明显;小臂从右到左,振动幅度(0~1.644mm)越来越大。其振型如图4-2所示,虚线为该时刻小臂原始位置。

3. 三阶振动:

固有频率为695.971Hz。振型表现为:在XZ平面剧烈地翻转,小臂的中间位置振动幅度最大(3.647mm)。其振型如图4-3所示,虚线为该时刻小臂原始位置。

4. 四阶振动:

固有频率为927.512Hz。振型表现为:在XZ平面发生强烈的弯曲变形,在其它平面的变形不明显;小臂从左侧到中间,弯曲幅度(0~3.943mm)越来越大。其振型如图4-4所示,虚线为该时刻小臂原始位置。

5. 五阶振动:

固有频率为1028Hz。振型表现为:在XZ平面有剧烈的弯曲变形及扭转变形;小臂从中间到左侧,变形幅度(0~1.891mm)越来越大。其振型如图4-4所示,虚线为该时刻小臂原始位置。

小臂的五阶振型均为整体振型,这一现象表明小臂整体刚性好,但刚度裕量过大,需要对小臂结构进行进一步优化设计。小臂模态有限元法分析结果如表4-1所示:

表4-1 小臂模态分析结果一览表

模态阶数	固有频率/Hz	振动相对位移值最大值/mm
1	213.096	2.346
2	321.087	1.644
3	695.971	3.674
4	927.512	3.943
5	1028	1.819

3.6 本章小结

本章利用 ANSYS 软件,根据小臂结构的实际情况,在准确建立小臂实体模型的基础上,采用 Solid95 单元,进行合理的网格划分后得到有限元模型,继而进行结构有限元静力分析,最终获得了小臂位移云图、应力云图、五阶振型图,分析结果表明,小臂的强度和刚度均满足设计要求,同时还有较大的优化空间,需要进一步优化设计。通过对小臂结构有限元动力分析,获得了前五阶固有频率和振型,了解了小臂的振动情况,有利于从根本上减少振动的产生,为优化设计提供数据参考。

第四章 SCARA 机器人小臂有限元优化分析

4.1 优化设计概述

机械优化设计是最优化技术在机械领域的拓展和应用。目前,优化设计在机械、电子、化工、冶金、航天、交通、建筑等许多设计领域都有广泛的应用。特别是在机械设计中,对于机构、零件、工艺设备等的基本参数或系统设计都有良好的经济效益。实践证明,在机械设计中采用优化设计方法,不仅可以减轻机械设备自重,降低材料消耗与制造成本,而且可以提高产品的质量和性能,同时大大缩短产品的设计周期。机械优化设计的应用近年来发展十分迅速,正在向纵深方向发展。所谓优化设计^[41]就是在规定的各种实践限制条件下,将实际问题首先转化为最优问题,然后运用最优化原理和方法,在计算机上进行自动调优计算,从满足各种设计要求及限制条件的全部可行方案中,选出最优设计参数,使某项或几项设计指标获得最优值。

优化设计的一般步骤为:

- (1) 建立优化设计的数学模型;
- (2) 选择适当的优化方法;
- (3) 准备必要的数椐,通过计算机求解并输出计算结果;
- (4) 对结果进行分析整理。

4.2 优化设计方法

ANSYS提供了零阶方法和一阶方法两种优化方法^[42],绝大多数的优化问题都可以使用这两种方法。

零阶方法(直接法)是一个很完善的处理方法,它只用到因变量而不用偏导数,使用所有因变量的逼近,用曲线拟合建立目标函数和设计变量之间的关系,由约束的优化问题转换为非约束的优化问题。该方法是通用的方法,并且速度快。零阶方法可以很有效的处理大多数的工程问题,但是精度不如一阶方法高。

一阶方法(间接法)用因变量的一阶偏导数决定搜索方向,并获得优化结果。

此方法精度较高，尤其是因变量变化很大，设计空间也相对较大时，但是，消耗的机时较多。

对于这两种方法，ANSYS程序提供了一系列的分析——评估——修正的循环过程，就是对初始设计进行分析，根据设计要求对分析结果评估，设计修正。重复执行这一循环过程，直到所有设计都满足要求，得到最优设计方案。

除了这两种优化方法，ANSYS程序还提供了一系列的优化工具以提高优化过程的效率。例如，随机优化分析的迭代次数是可以指定的，随即计算结果的初始值可以作为优化过程的起点数值。

4.3 截面优化理论简介

截面优化作为一种优化方法，一般可描述为：由目标函数、约束条件和设计变量三要素组成^{[43] [44]}。

$$\begin{aligned} \text{Find} \quad & \mathbf{x} \in \mathbf{R}^n \\ \text{Min} \quad & f_i(\mathbf{x}) \quad i=1, 2, \dots, m \end{aligned} \quad (4-1)$$

$$\text{s. t.} \quad g_j(\mathbf{x}) \leq 0 \quad j=1, 2, \dots, n \quad (4-2)$$

4.3.1 设计变量

优化设计中参与设计的量可以是常量，也可以是变量，凡参与结构优化设计的变量都称为设计变量。

结构优化中参与设计的变量大致可以分为两类：一类是几何参数，如板的厚度、宽度、截面面积、柱的高度、梁的间距等；另一类是物理参数，如材料的弹性模量、应力、变形、屈服极限等。

在优化问题中，设计变量的个数称作该问题的维数。如把设计变量看成一个矢量，它由 n 个设计变量构成，用矩阵可表示成 $\mathbf{X}=[x_1, x_2, \dots, x_n]^T$ 。

设计变量的个数愈多，则结构优化问题愈复杂，计算时间愈长，但设计的自由度愈大，可望取得的结果愈好。因此要合理的选择设计变量的数目，选择那些对优化结构最有影响的参数作为设计变量。

在设计中预先给定的量称为设计常量。

4.3.2 约束条件

在结构优化中，设计变量 $x_i (i=1, 2, \dots, n)$ 取值受到某些条件限制的，这些限

制统称为约束条件。它反映了有关设计规范、计算规程、运输、施工、构造等各方面的要求,有时还反映了设计者的意图。对某个或某组量的直接限制的约束条件称为显约束;对某个或某些与设计变量的关系无法直接说明的量加以限制的约束条件称为隐约束。在建筑工程结构优化设计中,一般情况下,约束条件很多,大致可分为两大类,即辅助约束和性态约束。辅助约束是设计规范等规定和要求的数值范围,如板的最小厚度等。这类约束比较简单,一般都是显约束形式。性态约束是对结构强度、变形、稳定等的限制,它们一般与设计变量没有直接关系,必须通过结构分析才能求得,因而常为隐约束形式。

约束条件可分为等式和不等式约束两种,用数学表达式可以写成

$$\begin{cases} g_i(x) \leq 0 & i = 1, 2, \dots, p \\ h_j(x) = 0 & j = 1, 2, \dots, q \end{cases} \quad (4-3)$$

约束表达式大多数是不等式形式,若把结构分析时所用的平衡条件和连续条件也算在内,则它们以等式形式出现。

4.3.3 目标函数

结构优化设计要求在多种因素下寻求最令人满意、最适宜的一组参数,使设计达到追求的目标。根据特定问题所追求的目标,用设计变量的数学关系表达,就是优化设计的目标函数。对有n个设计变量的最优化问题,目标函数可以写成

$$F(x) = F(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (4-4)$$

最常用的目标函数是结构的重量,即以结构最轻为优化目标。当然结构体积、刚度、造价、承载能力、变形等都可以根据需要作为优化设计的目标函数。

目标函数值是评价设计方案优劣程度的依据,因此选择目标函数是优化设计过程中最为重要的决策之一。一般情况下,目标函数值越小,设计方案越优,然而有的问题不是追求目标函数值极小,而是追求目标函数值极大。这时注意到求 $(-F(x))$ 极小值和求 $F(x)$ 极大值是等价的,不难把求目标函数极大值问题转化成求目标函数极小值问题。

工程实践中还可能遇到所谓多目标函数的情况,例如对小臂结构设计时,不仅追求造价最低,而且要追求自重最小,这就是一个多目标函数的优化问题。若把造价用 $H(x)$ 函数表示,把重量用 $G(x)$ 函数表示,一种处理办法是以 $H(x)$ 和 $G(x)$

构成的广义目标函数 $F(x)$ 可写成

$$F(x) = aH(x) + bG(x) \quad (4-5)$$

式中 $a+b=1$, a, b 为加权系数, a, b 的选择能确切反映各个特征在结构评价中的分量。根据具体问题, 有的多目标优化, 可以将其中某些目标转化为约束, 这就是实际中常用到的一种处理多目标的另一种方法——目标转约束法。

目标函数的取法不同, 会导致优化的结果不同, 因此合理地确定目标函数非常重要。

4.4 ANSYS 优化过程分析步骤

ANSYS优化过程分析步骤:

1、生成循环所用的分析文件;

分析文件必须包括整个分析过程, 而且必须满足以下条件:

- (1) 参数化建立几何模型;
- (2) 求解运算;
- (3) 提取并指定状态变量和目标函数。

分析文件^[46]是ANSYS优化设计过程中的关键部分, ANSYS程序运用分析文件构造循环文件, 进行循环分析。在ANSYS的优化分析中, 用户的主要任务是建立分析文件, 并保证分析文件的正确性和完整性。在分析文件中几何模型必须采用参数化来建立, 结果也必须用参数来提取, 分析文件中的分析过程要非常简练, 因为不必要的命令在优化循环中会耗费大量的机时。

建立分析文件的方法有:

- (1) 用系统编辑器逐行输入;
- (2) 采用GUI方式操作, 然后将LOG文件转换为分析文件。

前者适合于ANSYS操作命令熟悉的用户, 后者则适用于一般用户, 但对于后者, 用户必须要对LOG文件进行大量的修改, 才能适合于优化循环。

2、建立优化过程的参数

在GUI方式下, 优化过程中的参数一般在ANSYS数据库中分析文件来建立, 这样做的好处是初始参数值可以作为一阶方法的起点, 而且, 对于各种优化过程来说, 在数据库中的参数可以在GUI下进行操作, 便于定义优化变量。

3、进入优化处理器, 指定分析文件

首次进入优化处理器时, ANSYS数据库中的所有参数会自动作为设计序列,

这些参数值假定是一个设计序列。在GUI方式下，用户必须指定分析文件名，这个文件用于生成优化循环文件，在ANSYS优化处理器中，分析文件名无缺省值，用户必须要指定一个分析文件名，否则将出错。

4、指定优化变量

即要求用户指定哪些是设计变量、状态变量和目标函数，对于设计变量和状态变量，用户可以指定最大和最小值，同时每一个变量都有一个公差值，这个公差值可以由用户输入，也可以选择由程序自动选取。用户可以在任意时间简单地通过重新定义参数来改变已经定义过的参数，也可以删除一个优化变量，即该变量将不作为优化变量使用，但该参数还是存在的。

5、选择优化工具或优化方法

优化方法是使单个函数在控制条件下达到最小值的传统方法。有零阶方法、一阶方法和用户自定义方法。但在使用其中任何一种方法之前，用户必须要指定一个目标函数。优化工具是搜索和处理设计空间的技术，在ANSYS中有单步运行、随机搜索法、等步长搜索法、乘子搜索法、最优梯度法和用户提供的方法等优化工具，并且在使用这些优化工具前，必须要指定设计变量。

6、指定优化循环控制方法

每种优化方法和优化工具都有相应的循环控制参数，因此在指定好优化方法和优化工具后，用户还要选择与该工具和方法相对应的循环控制参数。

7、进行优化分析

在进行优化分析时，优化循环文件会根据分析文件生成，循环在满足下列情况时终止：收敛、中断、分析完成；所有的优化变量和其它参数在每次迭代后将存储在优化数据文件中，最多可以存储130组这样的序列，如果已经达到130个序列，那么其中数据最“不好”的序列将被删除。

8、查看设计序列结果

在优化设计完成后，用户可以列出指定序列号的参数值，或列出所有参数值的数值；也可以用图形方式显示指定的参数随迭代次数的变化，可以看出变量是如何随迭代过程变化的。

4.5 优化数学模型应注意的问题

优化设计数学模型是设计问题的数学形式，它反映设计问题各主要因素之间的内在关系。准确建立反映设计问题的数学模型是解决设计问题的首要和关键的一步。建立数学模型必须正确的反映设计问题的实质和特点，准确可靠的表明设计所需要达到的限制条件。但是实际的问题往往比较复杂，涉及的方面比较多，

完全按照实际情况建立模型大多是不可能的。所以,在建立模型的过程中,要注意综合考虑实际问题的复杂程度和数学模型的求解难度^{[46] [47]}。

建立数学模型主要应注意以下几点:

1. 模型的可解性: 优化设计数学模型大多数是可以利用参数优化方法求解的。如果数学模型不复杂,公式系统的表达一目了然,那么,参数最优化方法就可以得到很好的应用,并且在比较短的计算时间内,获得满意的优化结果。对于简单的数学模型,也可通过使其目标函数一阶导数等于零就可确定其极值,找到最优解。但是对于这类简单问题有时根本无需采用程序优化,所以应该注意模型的极值的形成是否可以实现,以保证模型的可解性。

2. 线性与非线性程度: 如果目标函数和约束函数均为线性函数,就是一个线性优化问题。对于这样的问题,一般都可以利用适当的优化方法,在相对来说比较短的时间内得到比较好的优化结果。而非线性优化问题的可解性要比线性优化问题差,非线性程度越高,目标函数和约束函数的性态就越差,求解也就越困难,甚至有可能无法求解。

3. 目标函数的维数: 目标函数的维数可以理解为设计变量的数量。设计变量越多,目标函数的维数就越高。目标函数的维数反映了优化问题的求解规模。规模越大,优化计算时间就越长。因此,在建立优化设计数学模型时,应尽可能减少目标函数的维数,也就是减少设计变量的数量。设计参数中凡是可不通过优化而事先确定的,均应作为预定参数来处理。

4. 连续性: 目标函数的连续性主要取决于约束条件的数量和目标函数的复杂性。如果构造的目标函数不连续,如使用表格和标准中所列的数值,那么目标函数构成的坐标表面在大多数情况下会出现跳跃和凹凸不平。许多参数优化方法应用起来比较困难,即使能用,效果也较差。这样会导致优化过程很长,所找到的最优解质量不高。

5. 凸性: 优化数学模型的凸性主要反映在目标函数是否是凸函数,由约束函数构成的可行性区是否是凸集。如果两者均有凸性,则优化模型具有唯一的极值点,所得到的最优解一定是全局最优。但工程实际的复杂问题一定很难判断其是否为凸函数。

4.6 小臂优化设计分析

4.6.1 优化设计小臂有限元模型

小臂实体模型采用参数化建模,关键是选取能表述结构件几何特征的主要参数,主要包括与小臂厚度有关的尺寸。因为模型的所有尺寸都已经在建模开始前设计了ANSYS的参数,因此,在建模中涉及模型的壁厚时,必须用参数,而不能用数字。

建立小臂有限元模型及其网格划分在第三章已经作了详细说明。

小臂的优化原则是:在保证结构的强度、刚度和稳定的条件下,减轻质量。

4.6.2 确定小臂优化变量

1. 设计变量的设定

设计变量取相应的壁厚 h ,其它尺寸作为不变量处理。

设计变量的优化范围: $2mm \leq h \leq 5mm$

2. 状态变量的选取

根据强度校核理论^[48],铝合金通常以屈服的形式失效,宜采用第三和第四强度理论进行校核。

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} = \frac{192}{2} = 96MPa \quad (4-6)$$

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] \quad (4-7)$$

3. 目标函数的确定

结构优化设计是在保证结构安全的前提下,使结构的质量最轻,因此,可以将小臂的质量作为目标函数,进行优化分析。

$$\text{目标函数为} \quad W = \rho \sum_{i=1}^n v_i \rightarrow \min \quad (4-8)$$

ρ 为材料的密度, v_i 为小臂各段体积。

4.6.3 小臂的优化数学模型

根据小臂的实际情况，确定其优化数学模型为：

$$\begin{aligned}
 & \text{Min } w(x) \\
 & w(x) = w(x_1) = w(h) \\
 & s.t. \quad 2 \leq h \leq 5 \\
 & \quad \quad 0 \leq \sigma \leq 96 \\
 & \quad \quad -0.05 \leq \delta_{\max} \leq 0.05
 \end{aligned} \tag{4-9}$$

4.6.4 小臂优化结果分析

ANSYS优化过程都是一系列“分析——评价——修改”的循环过程：得到一个初始设计，并把结果用特定设计准则进行评估，然后修改。重复该过程，直到所有准则都满足。

经过反复改变的小臂结构参数，执行ANSYS程序对小臂进行强度计算比较，最终选中的位移云图和应力云图如图4-1和图4-2所示：

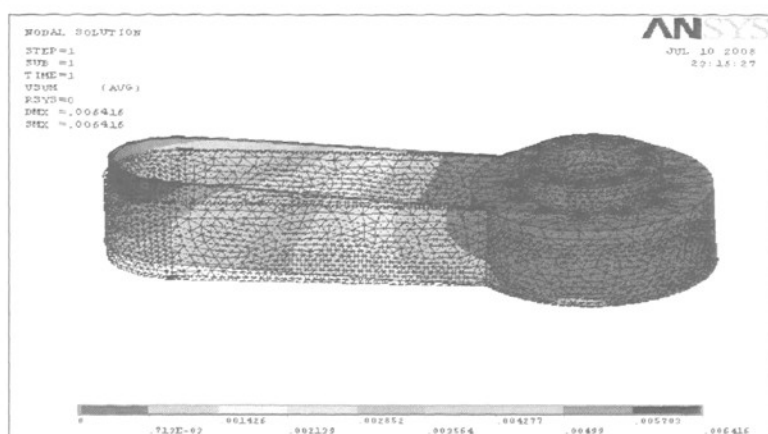


图4-1 优化后的小臂位移云图

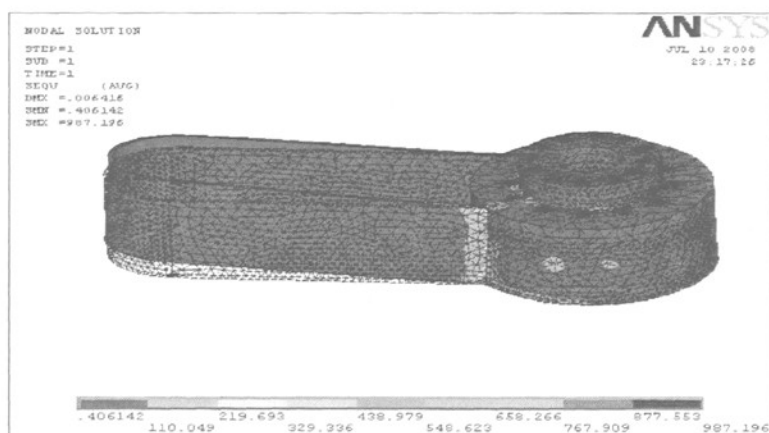


图4-2 优化后的小臂应力云图

表4-1 优化前后小臂的厚度、目标函数、约束函数值

变量名称	优化前	优化后
厚度 (mm)	5	3.5
结构总质量 (kg)	2.4141	1.9980
最大变形值 (mm)	0.005542	0.006416
最大应力值 (Kpa)	784.353	987.196

从表4-1的数据可以看出：所取得的最优解，其最大应力和最大变形都在许用范围之内，且裕量有所减少。优化前，小臂质量为2.4141kg，优化后，小臂质量为1.9980kg，优化后比其优化前的质量减轻约17.3%，优化效果比较明显。

表4-2 优化前后小臂结构的固有频率一览表 (Hz)

阶数	优化前固有频率(Hz)	优化后固有频率(Hz)	频率降低量
1	213.096	189.525	23.571
2	321.087	314.588	6.499
3	695.971	499.067	196.904
4	927.512	627.331	300.181
5	1028	964.728	63.272

从表4-2的数据可以看出,小臂的壁厚减小后,前五阶固有频率值有不同程度的下降,刚度裕量有所减少,优化效果较好。

4.7 本章小结

本章主要介绍截面尺寸优化的理论,并在此基础上,利用ANSYS软件对小臂进行结构参数优化设计。选取小臂的质量为目标函数、厚度 h 为设计变量,最大应力值和最大变形为状态变量,采用零阶优化方法对该小臂进行了优化设计。通过对优化结果分析,可以看出,在保证足够的刚度和强度的前提下,优化后小臂的质量下降17.3%,达到了预期目的。

第五章 结论与展望

5.1 结论

本文对SCARA机器人小臂进行了静、动态有限元分析,并对小臂进行了优化设计。结果表明,本文所建立的有限元模型合理,静、动态分析结果准确,优化效果较为明显,为SCARA机器人小臂的优化设计提供了依据。

从以上的各项工作中,本文得出如下结论:

(1) 本文采用Solid95单元建立了SCARA机器人小臂的有限元模型,该单元对模型描述比较详细,计算结果的精度也好,而且可以很直观的看出结构各部位的应力分布状况,单元与单元之间的连接关系也比较容易处理。

(2) 对SCARA机器人小臂模型进行了结构有限元静力分析。结果显示,小臂的静强度是满足要求的,但裕量过大,说明设计过于保守。这为SCARA机器人的优化设计提供了依据。

(3) 对小臂进行了结构有限元动力分析,计算出了前五阶固有频率和振型。通过分析固有频率和振型,了解前五阶模态的振动情况,这有利于从根本上减少振动的产生,及时进行修改设计。小臂结构在整个系统中占有重要地位,因此,对其进行模态分析具有重要意义。

(4) 在初始设计和分析基础上,利用ANSYS中的优化模块对小臂进行了优化设计。找出了使小臂满足强度、刚度要求的最优厚度值,从而减少了小臂的总质量,降低了生产成本,使小臂结构更趋于合理。

5.2 展望

本论文主要对小臂的有限元模型进行了有益的探讨。为了使本文更好的服务于实际设计开发工作,同时,也为本论文的提高和完善,尚可在以下方面进行更深入的研究:

1. 当前的模态理论和方法都是建立在线性化基础上的,即不考虑实际系统结构所具有的各种非线性行为。因此,运用ANSYS对小臂进行的模态分析,所得结果及结论仅能作为定性的参考,要想获得小臂结构更为精确的振动特性,还需要进行进一步的模态分析实验,加以对照研究。

2. 本文所研究的优化设计仅局限于截面尺寸的优化,如果能对结构进行更进一步的形状和拓扑的优化,将取得更好的经济效果。

3. 对SCARA机器人进行整机分析。本文只是对SCARA机器人小臂进行分析优化,并不是对SCARA机器人进行整机分析,这样单独对SCARA机器人一部分结构进行分析,不能准确考虑其它机构对它的影响,计算出来的结果与实际状况会有一定偏差。如果条件允许,应该对SCARA机器人进行整机分析,这样效果将会更好。

由于时间短促及作者水平有限,文中难免有不足之处,恳请专家和老师批评指正。

参考文献

- [1] 张铁, 谢存喜, 机器人学[M], 广州: 华南理工大学出版社 2001
- [2] 吴振彪, 工业机器人[M], 武汉: 华中科技大学出版社 1997
- [3] 殷际平, 何广平, 关节型机器人, [M]北京: 化学工业出版社 2003
- [4] 王坤兴, 机器人技术的发展趋势, 机器人技术与应用 1999, 6
- [5] 王越超, 谈大龙, 协作机器人学的研究现状与发展, 机器人, 1998, 20, 1
- [6] 杜克林, 胡建元, 黄心汉, 机器人化装配, 机器人, 1998, 2, 153-160
- [7] 袁山, 机器人技术与应用, 2005, 5, 55-57
- [8] 欧阳兴, 仿人机器人有限元分析研究, 清华大学硕士学位论文, 2003
- [9] 蔡自兴, 机器人原理及其应用, 长沙: 中南大学出版社, 1988
- [10] 孙菊芳, 荣王伍. 有限元法及其应用, 北京: 北京航空航天大学出版社, 1990, 1-15
- [11] 颜云辉, 谢里阳, 韩清凯, 结构分析中的有限元法及其应用, 沈阳: 东北大学出版社, 2002, 1-21
- [12] Champion, E.R. Finite element analysis in manufacturing engineering, New York: McGraw-Hill, Inc., 1992, 1-18
- [13] Zienkiewicz, O.C. The Finite Element Method (Third Edition). New York: McGraw-Hill, Inc. 1997, 1-7
- [14] 王勖成, 有限单元法基本原理和数值方法, 北京: 清华大学出版社, 2005.
- [15] 王焕定, 王伟. 有限单元法教程, 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2003.
- [16] 李亚智, 赵美英, 万小鹏, 有限元法基础与设计程序, 科学出版社, 2004.
- [17] 蒋孝煜, 有限元法基础, 北京: 清华大学出版社, 1984.
- [18] 张允真, 曹富新, 弹性力学及其有限元法, 北京: 中国铁道出版社, 1983.
- [19] 鲁斯, C.T.F. 著, 吴德心译, 结构力学的有限元法, 北京: 人民交通出版社, 1991. 01
- [20] 陈晓霞. ANSYS7.0 高级分析, 北京: 机械工业出版社, 2004. 444-472
- [21] 孟凡中. 弹-塑性有限变形理论和有限元方法, 北京: 清华大学出版社, 1985
- [22] 邵蕴秋. ANSYS8.0 有限元分析实例导航, 北京: 中国铁道出版社, 2004, 5-76
- [23] 刘涛, 杨风鹏. 精通 ANSYS, 北京: 清华大学出版社, 2002, 5-9
- [24] 倪栋, 段进, 徐久成. 通用有限元分析 ANSYS7.0 实例精解, 北京: 电子工业出版社, 2003, 1-228

- [25] 李黎明. ANSYS 有限元分析实用教程, 北京: 清华大学出版社, 2005, 213-242
- [26] 叶先磊, 史亚杰, ANSYS 工程分析软件应用实例, 北京: 清华大学出版社, 2003, 1-300
- [27] 洪庆章, 刘清吉, 郭嘉源. ANSYS 教学范例, 北京: 中国铁道出版社, 2002, 1-151
- [28] ANSYS Inc. ANSYS Programmers Manual, U.S.A., ANSYS Inc., 2003,
- [29] 王庆五, 左昉, 胡仁喜, ANSYS10.0 机械设计高级应用实例, 北京: 机械工业出版社, 2006,
- [30] 由美雁, 基于 ANSYS 软件的减速器建模与有限元分析, 东北大学硕士学位论文, 2003
- [31] 蓝宇, 张连杰. 大型有限元分析软件 ANSYS. 应用科技, 2000, 6, 11-15
- [32] 王国强. 实用工程数值模拟技术及其在 ANSYS 上的实践, 西安: 西北工业大学出版社, 2001
- [33] 倪振华, 振动力学, 西安: 西安交通大学出版社, 1987
- [34] 王建中, 周亚明, 机械结构动态分析与设计, 武汉: 武汉工业大学出版社, 1995, 9
- [35] 博奕科, 有限元分析软件——ANSYS 融汇与贯通, 北京: 中国水利水电出版社, 2002
- [36] 任重, ANSYS 实用分析教程, 北京: 北京大学出版社, 2003
- [37] 臧建华, 方蕴文, 振动分析基础, 成都: 电子科技大学出版社, 1990.
- [38] 陈文一, 张庸一, 应用机械振动学, 重庆: 重庆大学出版社, 1989.
- [39] 徐稼轩, 郑铁生, 结构动力分析的数值方法, 西安: 西安交通大学出版社, 1993
- [40] 邬海军, 水轮机叶片三维有限元刚度与振动特性研究, 西安理工大学硕士学位论文, 2005
- [41] 李炳威, 结构优化设计, 北京: 人民交通出版社, 1989.
- [42] 陶全兴, 结构优化设计方法, 北京: 清华大学出版社, 1985.
- [43] 江爱川, 结构优化设计, 北京: 清华大学出版社, 1986.
- [44] 耿程东, 工程结构优化设计基础, 北京: 水利电力出版社, 1998
- [45] 王国强, 实用工程数值模拟技术及其在 ANSYS 上的实践. 西北工业大学出版社, 1999
- [46] 严仁军, 基于 ANSYS 的船舶结构的有限元计算模板的研究与应用, 武汉理工大学硕士学位论文, 2004
- [47] 姜礼尚. 有限元方法及其理论基础. 北京: 人民教育出版社, 1979
- [48] 苏翼林, 材料力学, 北京: 高等教育出版社, 1987, 193-203

致 谢

本论文的工作是在王刚教授的悉心指导下完成的，在此，我表示深深的感谢和诚挚的敬意！

王刚老师知识渊博、思路开阔、注重实践，是科研战线上的先进工作者。在论文撰写过程中，王老师给予我悉心的指导和热心的关怀，才使我的论文得以顺利完成。从王老师身上我学得了许多。他平易近人、忘我工作的作风，使我在人生的道路上受益匪浅；他严谨地治学态度也给我树立了榜样，这些必将对我今后的工作和学习产生很大的帮助。

同时，我要感谢张小峰博士、齐金永硕士、张智涛硕士、李宁硕士、杨苗硕士，感谢他们给予我的莫大帮助！是他们帮我克服了许多疑难问题，使得论文能够顺利完成。

感谢父母和家人一直以来给予我的鼓励与帮助，还有许许多多的人在工作、学习、生活上给予了我无私的关怀与帮助，这里也表示深深的谢意！

最后，向审阅我论文的老师 and 同学表示衷心的感谢！

SCARA机器人小臂结构特性分析

作者：[张红](#)
学位授予单位：[天津大学](#)

相似文献(0条)

本文链接：http://d.g.wanfangdata.com.cn/Thesis_Y1530593.aspx

下载时间：2010年3月8日