

东南大学

---

硕士学位论文

---

PYQ202C平压压痕切线机的CAD三维造型与动态优化设计

---

姓名：钱袁萍

---

申请学位级别：硕士

---

专业：机械制造及自动化

---

指导教师：陈南;王钧

---

20030210

# 摘 要

虚拟现实的现代设计方法是现代机械行业结构设计的最新技术,而 CAD 三维造型技术和 CAE 分析技术是这一现代设计方法的基础和核心。利用 CAD 技术,能迅速、精确、形象地建立产品的二维工程图和三维实体图,并可以检查装配中的干涉,进行运动构件的模拟,并能生成有限元模型进行 CAE 分析,便于设计者及时发现问题、进行修改,提高设计质量,缩短设计周期;利用 CAE 分析技术(如采用有限元技术),可以对所设计的机械产品进行各种静态、模态、瞬态等分析。在虚拟环境下,预测产品的性能,获得产品的最优化设计方案。

本文以张家港印刷机械总厂生产的 PYQ202C 平压压痕切机为研究对象,从有限元建模、模态分析、静力分析、瞬态动力分析和结构优化等几个方面阐述了有限元法在 PYQ202C 平压压痕切机机座、压架等零部件开发中的应用,并为压痕机的开发提供了卓有成效的指导意见。本课题以工厂的二维平面图纸为基础,完成了以下主要工作:

- 1、据现有的原 PYQ202C 平压压痕切机二维设计图纸,利用 PRO/E 软件为工具,建立了该机器零部件的 CAD 模型,建立了所有部件装配模型和整机模型。

- 2、将全部三维零件图转换成了相应的工程图。

- 3、基于 ANSYS 分析软件,对 PYQ202C 平压压痕切机的主要零件机座、压架、连杆等进行了静态分析,得出了这些零件在工作载荷下的变形云图和 Von-miss 云图,对压架零件进行了结构改进,调整了压架各部分的应力分布和变形分布,使各部分的应力和变形值更加合理,既保证零件的强度和刚度,又最大限度地节省材料的使用量,从而降低了压架的重量和制造成本。

- 4、对机座、压架进行了模态分析,通过对机座各阶模态的研究和分析,指出了机器结构刚度的薄弱环节和影响机器性能的原因。有效地解决原设计中 PYQ202C 平压压痕切机机座严重振动的问题。通过对压架结构改进前后的模态分析,表明该零件比机座零件具有更好的刚性。改进设计后的压架,不仅重量得到下降,而且具有更好的动态性能。

- 5、通过对机座零件四周壁厚  $t_1$  和工作面板厚度  $t_2$  的动态灵敏分析,完成了机座零件的改进设计方案。在保证机座的动态性能的前提下,减少了材料消耗,降低了生产成本,并为生产所采用。

6、通过对压架瞬态动力分析，了解了压架在实际动态载荷的作用下变形较大的节点的变形情况，证实了对压架进行的结构改进方案的合理性和模态分析结果的正确性。

本文的研究成果得到了工厂的实际应用。事实证明，用该方法设计的PYQ202C平压压痕切机性能、精度等都有很大的提高，材料消耗比原来减少了500kg，有效地降低了生产成本，提高了企业的经济效益。

关键词：虚拟现实 CAD 三维造型 CAE 分析 静态分析 模态分析 瞬态分析 优化设计 灵敏度分析

# ABSTRACT

Virtual design is a new kind of technology in modern machine design today . The CAD 3-D modeling technology and the CAE analyzing technology are the foundation and core of the modern designing method. With CAD, we can not only express quickly, accurately and vividly produce the 2-D engineering drawing and 3-D model of the components but also check the interference in the assembling, simulate the motional structures and form the finite element model and make CAE analysis, which causes the designers to find the problems in time to make modifications 、 raise the quality of the design and reduce the cycle of design. With CAE analyzing technology, we can make various static 、 dynamic、 transient analysis on the designed mechanical products and under the virtual environment, we can predict the property of the products and obtain an optimized products.

This paper, basing on the PYQ202C Press manufactured by Zhangjiagang General Printing Machinery Factory, specifies applications of Finite Element Method (FEM) in the base and the pressing frame of PYQ202C Press developing, which include FEA modeling, modal analysis, structural static analysis, transient dynamic analysis and structural optimization. It gives some instructive suggestion for the design of the new PYQ202C Press. This project regards the 2-Ddrawing by the factory as the basis, we have completed the following tasks:

1. With the existent original 2-D designing drawing of PYQ202C Press Machine and with PRO/E as the tool, the CAD model of the components of the machine has been made as well as the models for all the parts for assembly and the complete machine.

2. All the 3-D models of the components has been converted into respective engineering drawings.

3. Based on the function of ANSYS, an static analysis has been made on the base of the main components 、 the pressing frame and link to attain the cloud picture of the deformation and the Von-miss equivalent stress and of these three components under the working load. Through the improvement of the structure design of the component and the adjustment of the distribution of the stress and deformation of each part of the press

frame, the stress on each part and the deforming value became more reasonable, which not only guarantees the strength and stiffness of the components but also saves the consumption of the materials, thus reducing the weight of the press frame and the cost of the machine.

4. A model analysis has been made on the base and the pressing frame. Through the study and analysis of model in different stages of the base, the weak points of the stiffness in the machine structure and the factors affecting the performance of the machine has been made clear. The serious vibration in the original design of the base of PYQ202C Press Machine effectively solved. Through the study and analysis of model of the pressing frame structure before and after improvement, it is clear that the pressing frame is of better stiffness than the base part. The pressing frame of the improved design not only reduces the weight but also is of better dynamic performance.

5. Through the sensitivity analysis of the dynamic state of the wall thickness  $t_1$  of around the components on the base and the thickness  $t_2$  of the working board, the improvement of the design in the components on the base has been achieved. On the prerequisite of guaranteeing the dynamic performance of the base, the consumption of the material was reduced and the cost for production was lowered, which has been adopted in the production.

6. Through the transient dynamic analysis of the pressing frame, we know the deformation of the larger-deformed node under actual dynamic loads. It proved the reasonableness with the improved structure of pressing frame and the correctness of results of model analysis

The research result of this thesis has put to practical use in the factory. It is a fact that the performance and accuracy of PYQ202C Press Machine by this designing method has been raised greatly, the consumption of the material is reduced by 500 kg than the original one, which effectively reduces the production cost and raises economic efficiency of the enterprise.

**Key words:** Virtual design      CAD 3-D modeling      CAE analysis  
Static analysis      Model analysis      Transient analysis      Optimized design

# 第一章 绪论

## 1.1 PYQ202C 平压压痕切线机简介

### 1.1.1 用途

PYQ202C 平压压痕切线机适用于各种纸板、皮革、塑料等制品。可进行各种高级、精细印刷品的凹凸压痕、轧盒，以获得富于立体感、精制美观的印刷制品的专用设备。

### 1.1.2 结构

机器主要由机座、压架、电磁离合器传动及电器控制四大部分组成。

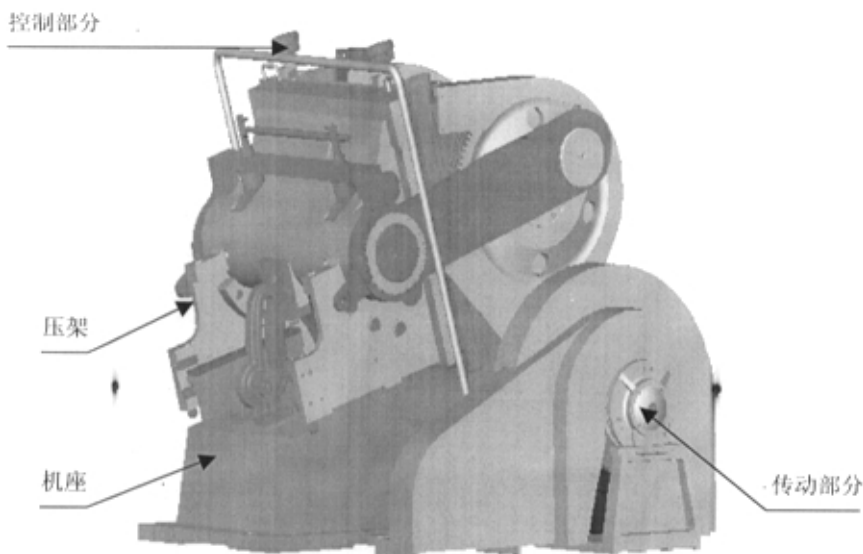


图 1-1 PYQ202C 平压压痕切线机

### 1.1.3 机床工作原理

机器运动由电动机通过三角胶带带动飞轮运转，经电器离合器的控制传动轴的传动，传动轴上的小人字齿轮带动中间轴的大人字齿轮，中间轴两端的小斜齿轮带动主轴两端的大斜齿轮，大斜齿轮上有一对偏心榫头。随着大斜齿轮的转动偏心榫头也随之作圆周运动，左右连杆一端连接压架轴，一端连接偏心榫头。随着偏心榫头的圆周运动压架随之作往复摆动，一个往复摆动即完成一次压印工作。

#### 1.1.4 主要技术参数

平板有效面宽	920 x 660
工作速度	1400张/小时
电机功率	3千瓦 (Y100L2-4)
机器外形尺寸	1750 x 1640 x 1370
机器重量	3.5吨

#### 1.1.5 存在问题及解决的方法

存在的问题：1、压架中间段会出现开裂、连杆危险剖面有时会被拉断

2、机座、压架的壁厚较厚；齿轮较宽

3、机器运转时有噪音

试图解决的方法：1、PRO/E三维参数化建模，建立二维产品设计图。

2、ANSYS有限元分析对主要零部件进行结构优化。

3、在优化分析的基础上，建立新型设备的参数化三维模型。

达到的目标：1、机械结构的改进。

2、新产品的开发。

## 1.2 课题来源

本课题是来自江苏张家港市印刷机械总厂的自选课题。张家港市印刷机械厂以 PYQ20 系列压痕切线机为主导产品，并形成了大小不同的许多系列，每个系列的产品年销量达 200 台。过去，一直沿用传统的手工设计方法。从去年开始，引进了二维 CAD 设计软件。这种传统的 CAD 绘图技术用固定的尺寸值定义几何元素，输入的每一条线都有确定的位置。要想修改图面的内容，只有删除原有线条后重画。而新产品的开发设计不可避免地要多次反复修改，进行零件形状和尺寸的综合协调、优化。对于定型的产品设计，需要形成系列，以便针对用户的生产特点，提供不同吨位、功率、规格的产品型号。随着市场竞争的日趋激烈，工厂迫切需要对该产品进行改进，在不降低性能的前提下，减少生产成本。同时，在开发新产品时，能确保产品成功率，缩短开发周期。因此，提出以应用三维参数化结构造型技术、结构动态优化技术、机构动态仿真技术等多项技术措施，使 CAD、有限元法、结构动力学分析和优化方法相结合，以 PYQ20 压痕模切机结构为基础，研

制开发新型 PYQ20 压痕模切机。使其生产效率、机械精度、重量等各项指标达到国内先进水平。通过对零部件进行参数化设计，开发新机型，实现压痕模切机的系列化。本课题完成的是机座、压架和传动部分的三维 CAD 造型、ANSYS 有限元分析。通过本课题的研究，可以帮助企业掌握利用现代设计方法来进行产品设计，提高产品的质量，缩短产品的设计周期，降低产品的生产成本，形成强有力的企业竞争优势

### 1.3 课题研究背景及国内外发展现状

随着我国加入 WTO、经济全球化的形成，对我国机械产品参与市场竞争提出了更高的要求。目前，国内机械产品的性价比远远低于国外机械产品，主要表现为：产品仿制多，创新少，市场竞争力不足，利润低；设计方法落后，国内传统的机械结构设计，尚处于经验、静态、类比的设计阶段，没有考虑结构动、静态特性对机械产品性能产生的影响，精度低，产品质量难以保证；设计耗时多，成功率低，反复设计、试制使开发周期长，产品更新换代慢，且成本高。

为了增强产品的竞争力，设计部门要不断改进产品的设计，以此适应国内外市场需要。目前国内机械设计工作的类型大致可以分为以下三种：

一是开发性设计。应用可行的新技术、创新构思，设计工作原理和功能结构创新的产品，或赶超先进水平，或适应政策要求，或避开市场热点开发有特色的冷门产品。这种开发性设计效益高，风险大。但开发性设计的新产品一般都具有性能良好、功能齐全、适应能力强等优点。

二是适应性设计。在适应性设计中，工作原理方案保持不变，变更局部或增设部件，加强辅助功能。采用适应性设计，在 CAD 系统中首先必须建立现有全部零、部件的图纸库，以备设计过程中随时调用，并利用交互修改功能，实现某些功能的改变，可满足用户使用要求。

三是变形设计。变形设计是在工作原理和功能结构不变的前提下，通过变更现有产品结构配置和尺寸，或通过改进材料工艺使产品某些性能有所改变，以满足用户新的要求。工厂企业在产品的结构和工艺方法都较成熟的前提下，用参数化设计方法来进行变型设计可达到产品设计的系列化、模块化和标准化。

在许多产品的开发周期中，大部分设计属于类似设计，随着市场竞争的日益激烈，要求各公司能尽快地推出新的产品，才能占领市场，因而使得参数化设计



技术成为 CAD 图形软件的一大发展方向。基于参数化的设计能显著提高设计效率和质量，缩短产品开发周期，实现 CAD 自动化。

鉴于上述原因，参数化特征设计思想得到迅速发展，很多 CAD/CAE 技术公司都采取积极措施，在 CAD 系统中增加参数化特征设计模块。如美国的 PTC 公司开发了一个基于参数化特征造型模块上的 CAD/CAM 系统---Pro/ENGINEER。

我国对机械结构动力学优选设计的研究始于二十世纪八十年代初期，和国外相比起步相对较晚。虽然近二十年来，我国一些科研院所在机械结构动力学建模、模型修正、结合面动力学建模、阻尼技术等方面取得了一定成果，但很大程度上处于理论研究阶段，且我国技术力量和开发能力相对薄弱，导致国内的机械产品在性能、精度、质量、产品的开发周期和更新换代周期、产品成本等方面与国外同类机械产品的差距越来越大。

利用 CAD 三维造型设计技术对机械产品进行三维设计造型在国内还在起步阶段。机械行业在应用结构动态优化等先进技术方面基本上属空白，以 PYQ202C 平压压痕切线机为对象，研究 CAD 三维造型设计技术和机械结构动力学优化技术在一般机械产品上的应用，对于企业跟上技术的发展和适应市场竞争，提高我国机械的整体设计水平有极其重要的现实意义。

## 1.4 完成课题的途径和目标

本课题首先对 PYQ202C 平压压痕切机的零部件进行了三维造型设计，并建立其总装模型。建模工具为 PRO/E。由于 PRO/E 具有参数化功能，因此，通过三维建模，建立了参数化的全相关三维零件图、部件图和总装图相应的全相关二维产品设计图。

将在 CAD 软件中设计的三维模型转换到大型有限元分析软件 ANSYS 中，对 PYQ202C 平压压痕切机的主要零部件进行有限元建模，对主要零部件进行静态应力分析和动态分析，分析原设计中结构的薄弱点，从而有的放矢地对主要零件进行结构改进。同时，对有关零部件进行结构优化。单件优化的目标是：改进后的部件与原部件相比，前几阶固有频率、刚度能提高或基本保持不变的同时，其重量有所降低。在提高产品性能的同时，降低产品的生产成本。

在动态分析的基础上，建立新型设备的参数化三维模型。在产品改变系列或修改时可以方便地通过修改产品的某些设计参数来直接形成新系列的全部产品

图。

通过采用现代设计方法，使模切机系列产品的生产效率、机械精度、重量等各项指标达到了国内先进水平。通过对设备的三维 CAD 建模，在开发新机型，可以利用现有的参数化 CAD 模型，实现压痕模切机的快速改型设计。

## 1.5 课题在理论或实际应用方面的价值

该课题是一项现代设计方法在实际工程中应用的课题。虽然其设计理论已基本成熟，但这些理论在国内工业企业中的应用却还刚刚开始。其中结构动态优化等先进技术在工业方面的应用基本上属空白。因此，通过本课题的研究，可以帮助企业掌握利用现代设计方法进行产品设计，提高产品的质量，缩短产品的设计周期，降低产品的生产成本，形成强有力的企业竞争优势。同时，对提高我国机械产品的整体设计水平有极其重要的价值。

## 1.6 研究内容和主要成果

1、根据工厂提供的原 PYQ202C 平压压痕切机二维设计图纸，利用 PRO/E 软件为工具，建立了该机器所有零件的 CAD 模型，通过对 CAD 装配建模技术的研究，建立了所有部件装配模型和整机模型。

2、将全部三维零件图转换成了相应的工程图。

3、对机械设计中的有限元方法进行了研究。

4、利用在 CAD 软件中建立的 CAD 模型传入到大型有限元分析软件 ANSYS 中，建立了 PYQ202C 平压压痕切机机座和压架等零件的有限元模型。对 PYQ202C 平压压痕切机的主要零件机座、压架、连杆进行了静态分析，得出了该零件在工作载荷下的 Von-miss 和变形分布云图，为改进零件的结构设计提供了科学依据。

5、对 PYQ202C 平压压痕切机机座、压架等进行模态分析。通过对各阶频率的振型研究，分析其不同频率振型下所受的应力和变形，指出了结构刚度的薄弱环节并分析原机床在工作时产生较大振动，影响机器性能的原因。

6、对压架瞬态动力分析，了解了压架在实际动态载荷的作用下变形最大的节点的变形情况，证实了对压架进行的结构改进方案的合理性和模态分析结果的正确性。

## 第二章 CAD 技术综述

### 2.1 CAD 技术的发展历史回顾

CAD 技术起步于 20 世纪 50 年代后期，此时的 CAD 技术处于二维设计阶段，进入 80 年代后，CAD 技术逐步由二维向三维过渡，但早期的三维设计软件，对硬件的要求较高，主要在大中型机上或工作站上运行，昂贵的软、硬件价格使许多企业望而却步，因而早期的三维 CAD 用户大多为国际上的大企业和军工企业，这在一定程度上阻碍了三维设计软件在工业中的推广运用。进入 90 年代后，随着技术的进步，特别是随着计算机技术的发展，微机的性能有了很大的提高，如今的微机性能指标甚至超过以前的工作站的性能指标，于是各大软件公司纷纷推出自己微机版三维设计软件，这为三维设计软件的广泛应用创造了条件。随着三维设计技术的进一步推广应用，三维设计软件将逐步完全取代二维设计软件，成为设计师进行设计工作不可缺少的辅助工具

### 2.2 CAD 技术综述

计算机辅助设计 (computer Aided Design, 简称 CAD) 是以计算机图形学为基础，利用计算机强有力的数据处理功能和高效率的图形处理能力，辅助技术人员进行工程和产品的设计与分析，以达到理想的目的或取得创新成果的一种技术。它是综合了计算机科学与工程方法设计的最新发展而形成的一门新兴学科。计算机辅助设计技术的发展是与计算机软件、硬件技术的发展和完善、与工程设计方法的革新紧密联系的。采用计算机辅助设计已是现代工程设计的迫切需要，它已经成为衡量一个国家工业技术水平的重要方面。它的内容包括：三维建模、工程分析、数据处理与管理、绘图及技术文档生成等。使用 CAD 技术，可以提高设计效率，缩短产品研制周期；提高产品设计质量；加强现代化管理；有利于建立一种全新的设计和生产技术管理体制。由于 CAD 技术的应用能带来极大的经济效益，使企业充满了创造性的竞争活力，因此 CAD 技术已得到了社会的普遍重视及广泛应用，这极大地促使了 CAD 技术的不断发展和完善。当前 CAD 技术的发展趋势为：CAD 系统的集成化；CAD 系统的网络化；CAD 系统的智能化。

**CAD 技术在机械工业中的主要应用有以下几个方面：**

一、**二维绘图**。这是最普遍最广泛的一种应用，用来代替传统的手工绘图。

二、**参数化设计**。标准化或系列化的零部件具有相似结构，但尺寸需经常改变，采用参数化设计的方法建立图形程序库，调出后赋以一组新的尺寸参数就能生成一个新的图形。

三、**三维造型**。采用实体造型设计零部件结构，经消隐及着色等处理后显示物体的真实形状，还可作装配及运动仿真，以便观察有无干涉等。

四、**工程分析**。常见的有限元分析，优化设计，运动学及动力学分析等。此外针对某个具体设计对象还有它们自己的工程分析问题，如注塑模设计中要进行塑流分析，冷却分析，变形分析等。

五、**设计文档或生成报表**。许多设计属性需要制成文档说明或输出报表，有些设计参数需要用直方图，饼图。或曲线图等来表达。上述这些工作常由一些专门的软件来完成，如文档制作软件及数据库软件等。

# 第三章 基于特征的 参数化设计软件 PRO/E 概论

## 3.1 特征及参数化简述

### 3.1.1 特征的概念

所谓特征是指可以用参数驱动的实体模型。通常，特征应满足如下条件：

- 特征必须是一个实体或零件中的具体构成之一；
- 特征能对应于某一形状；
- 特征应该具有工程上的意义；
- 特征的性质是可以预料的。

改变与特征相关的形状与位置的定义，可以改变与模型相关的那些行位关系。对于某个特征既可以将其与某个已有的零件相联结，也可以把它从某个已有的零件中删除掉，还可以与其他多个特征共同组合创建新的实体。PRO/E 是基于特征的实体造型软件。“基于特征”这个术语的意思是：零件模型的构造是由各种特征来生成的，零件的设计过程就是特征的连接过程。在 PRO/E 中，将增加体积的特征称为增料特征或实体特征 (Protrusion)，将减去体积的特征称为减料特征或去除特征 (Cut)。

### 3.1.2 参数化的概念

所谓参数化是指对零件上的各种特征施加各种约束形式。各个特征的几何形状与尺寸大小用变量参数的方式来表示，这个变量参数不仅可以是常数，而且可以是某种代数式。如果定义某个特征参数发生变化，PRO/E 将会随之重新生成相关尺寸大小的特征，而不必重新绘图。

参数化设计一般是指设计对象的结构形状比较定型，可以用一组参数来约定尺寸关系，参数的求解较简单，参数与设计对象的控制尺寸有显式的对应，设计结果的修改受到尺寸驱动。当设计对象的修改需要更大的自由度时，可通过求解一组约束方程组来确定产品的尺寸和形状。约束方程驱动可以是计划关系，也可以是工程计算条件。约束结果的修改受到约束方程驱动。参数化设计常用在生产

中的系列化和标准化设计，也可以应用于公差分析，运动机构协调，设计优化，初步方案设计选型等。

特征参数可分为几何形状参数与定位尺寸参数，通过控制各种参数即可达到控制零件几何形状的目的。

### 3.2 PRO/E 软件介绍

PRO/E 是新一代的 CAD/CAE/CAM 集成化机械设计软件，具有基于特征、全参数、全相关、单一数据库等特点。由于其强大的功能，现已成为当今世界最流行的 CAD 软件之一。传统的 CAD 系统仅提供绘图工具，而 PRO/E 则提供了一套完整的机械产品解决方案，包括工业设计、机械设计、模具设计、加工制造、机构分析、有限元分析和产品数据管理，它具有以下特点：

1. **全参数化。** PRO/E 是世界上第一个商品化的参数软件，参数化使零件的设计修改变得方便易行，用户在任何时候都可对零件的设计尺寸进行修改。

2. **全相关。** 由于 PRO/E 采用了单一数据库，这使得零件设计、模具设计、加工制造等任何一个环节对数据的修改都可自动地反映到其他相关的各个环节，从而保证设计、制造等各个环节数据的一致性。

3. **基于特征的实体建模。** PRO/E 采用基于特征的实体建模技术。零件是由许多特征经过叠加、相交、相切等操作构造而成，实体建模是当今 CAD 技术的先进建模技术，基于特征的实体建模，使软件的设计思想与工程师的设计思路完全吻合，从而使设计工作变得简单易行。可以说，PRO/E 为业界专业人士提供了一个理想的设计环境，使机械产品的设计周期大为缩短，有力地推动了企业的技术进步。

使用 PRO/E 软件绘图时，首先要读懂图纸，把要绘制的零件的三维实体模型在脑海中想象出来；接着分析该零件是由哪几个特征通过怎样的关系构造而成的，确定绘图特征的建立顺序；接下来就是在绘图窗口中建立第一个也是该零件最主要最基本的特征，一般通过二维草图剖面实现，然后是选择第二个特征的性质（增料还是减料），通过尺寸关系确定其与第一个特征的位置关系，从而完成第二个特征的建立，依此类推，直至完成所有的特征。一个零件的建模过程，实际就是许多个简单特征相互之间叠加、切割或相交的操作过程。按照特征的创建顺序，构

成零件的特征可分为基本特征和构造特征，因此一个零件的实体建模的基本过程可由如下几个基本步骤组成：

- (1) 进入零件设计模式；
- (2) 分析零件特征，并确定特征创建顺序；
- (3) 创建与修改基本特征。
- (4) 创建与修改其它构造特征。
- (5) 所有特征完成后，存储零件模型。

总结起来就是，分析、理解所设计的零件的结构，确定其是由哪几个特征通过怎样的相互关系构成，然后按照主次顺序依次完成各个特征的构造，最终生成零件模型。

**在 Pro/E 中常用的实体特征包含：**

圆孔 (Hole)、圆轴 (Shaft)、圆角 (Round)、斜角 (Chamfer)、沟槽 (Slot)、切削 (Cut)、凸起 (Protrusion)、轴颈 (Neck)、凸缘 (Flange)、加强筋 (Rib)、薄壳 (Shell) 及管件 (Pipe) 等

**实体创建方法主要有下列 4 种：**

拉伸：(Extrude)：完成剖面后，沿着剖面的垂直方向长出体积。

旋转：(Revolve)：将剖面围绕着一个中心线旋转，旋转出体积。

扫描：(Sweep)：将一个剖面沿着一条轨迹线扫出一个实体体积。

混合：(Blend)：将数个剖面连成一个实体体积。

# 第四章 压痕机主要 零部件的三维 CAD 造型及装配

## 4.1 压痕机主要零件的三维 CAD 造型

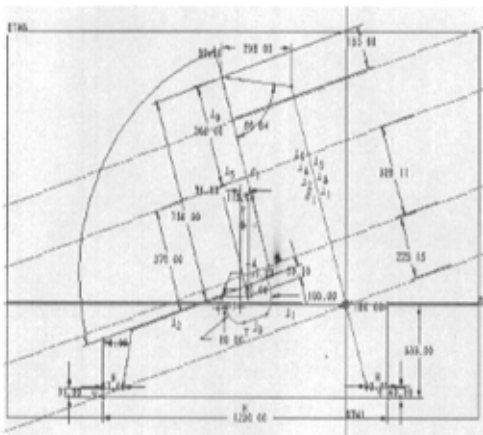
### 4.1.1 压痕机机座零件三维 CAD 造型

#### 1、机座基本形状的生成

针对机座的形状规则 and 对称，所以较多的用到长出，切除，多个复制等功能来完成。建立坐标系对于三维造型非常重要，这对于以后的装配模型的建立非常有利，把绝对坐标系建立在第三轴承座的中心线上，且在左侧面。

首先画出机座毛坯的草图如图 4-1 所示：

草图经过拉伸生成机座基体毛坯如图 4-2 所示：





## 5、机座总图

再通过其它辅助特征的添加，最后完成机座如图 4-7 所示。

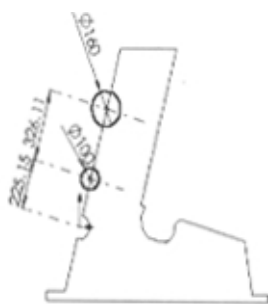


图 4-3 机座轴承孔

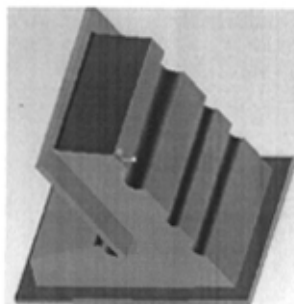


图 4-4 机座孔的 CUT 特

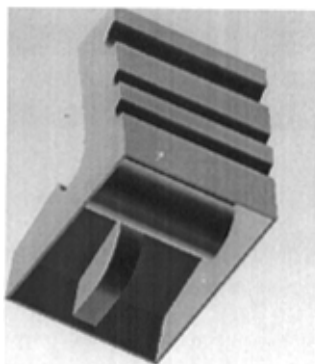
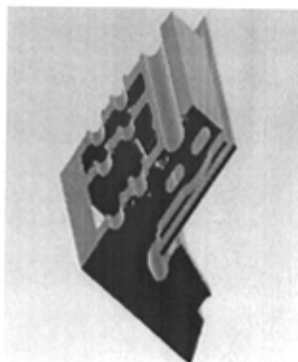


图 4-5 机座的 SHELL 特征



4-6 机座的不规则特征

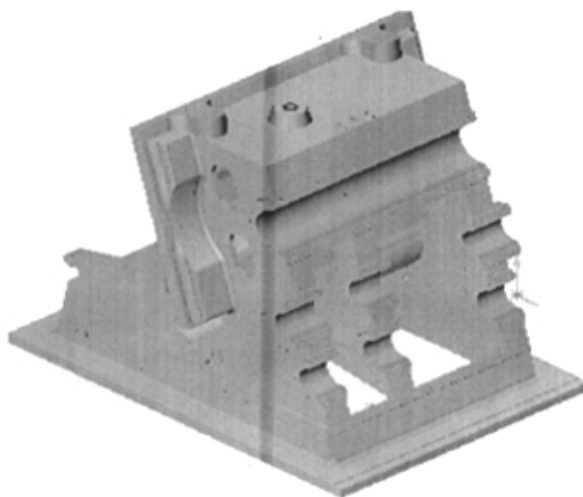


图 4-7 机座零件

机座部件上的其它零件也可以用类似的方法进行设计

#### 4.1.2 压痕机压架零件三维 CAD 造型

由于压架的形状比较规则 and 对称以及多孔，所以较多的用到的是基体拉伸和拉伸-切除、镜像、异型孔切除等方法来进行零件的实体造型。

##### 1、压架基本形状的生成

压架的基本形状是由草图拉伸出的，草图如图4-8所示：

草图经过拉伸，形成三维图4-9所示：

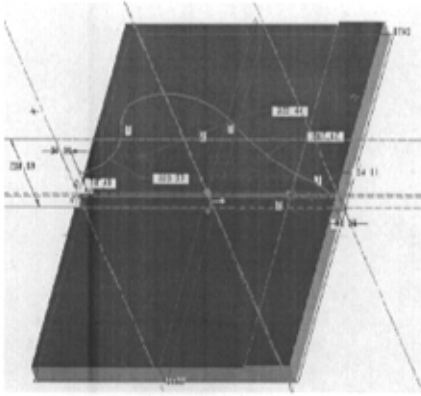


图 4-8 压架毛坯草图

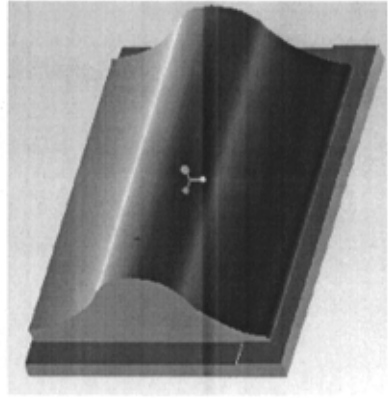


图 4-9 压架毛坯

##### 2、其余特征的生成

通过 CUT、PROTRUSION 添加辅助特征，如图 4-10、4-11 所示：

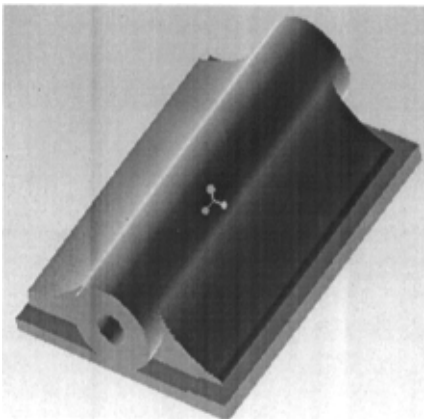


图 4-10 压架 cut、protrusion 特征

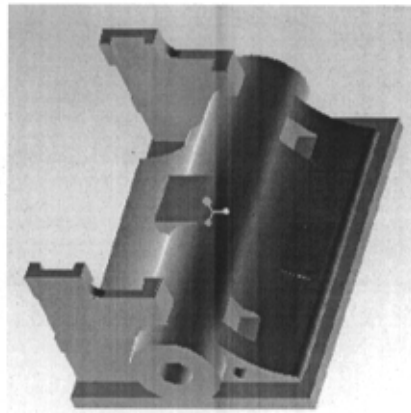


图 4-11 压架 cut、protrusion 特征

### 3、 压架总图如图 4-12

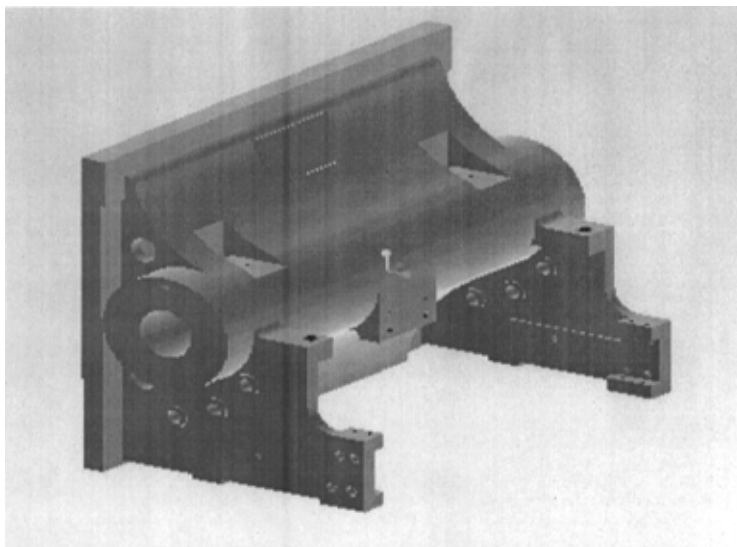


图 4-12 压架

## 4.1.3 压痕机传动部分主要零件三维 CAD 造型

### 一、套筒扳手的造型

套筒扳手零件比较典型，先造手柄的基本特征模型，即毛坯，然后再在基本模型上用凸台-拉伸和拉伸-切除形成手柄的头部，再以手柄上平面为草绘平面切出手柄两侧的两平面。

(1) 画出套筒扳手毛坯的草图如图 4-13 所示：

然后通过拉伸，生成机体毛坯如图 4-14 所示：

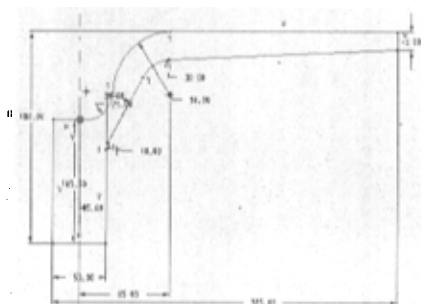


图 4-13 套筒扳手毛坯草图

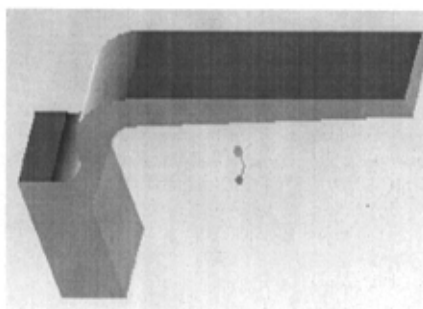


图 4-14 套筒扳手毛坯

(2) 使用 ROUND、PROTRUSION 命令生成图示 4-15 实体:

(3) (2) 以上表面为基准用 CUT 命令切出实体如图 4-16 所示:

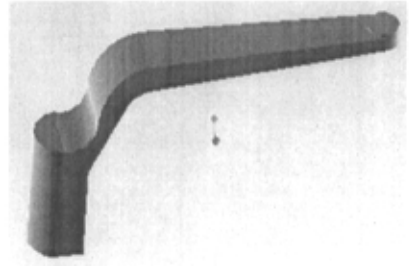
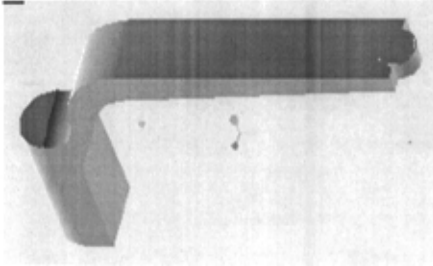


图 4-15 套筒扳手 round、protrusion 特征

图 4-16 套筒扳手 cut 前后两侧面特征

(4) 使用 CUT、ROUND、FILLET、CHAMFER 等命令生成如图 4-17 所示:

(5) 建立两个与对称面倾斜且分别平行于前后两侧面的基准面, 以该两基准面为绘图平面, 用切除-拉伸的方法, 从两侧向中间切出扳手上、下面的凹槽, 如图 4-18:

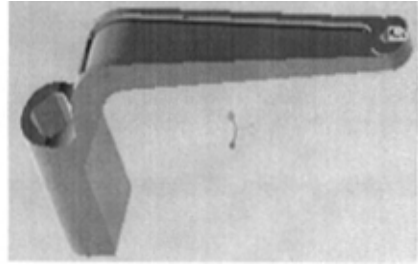
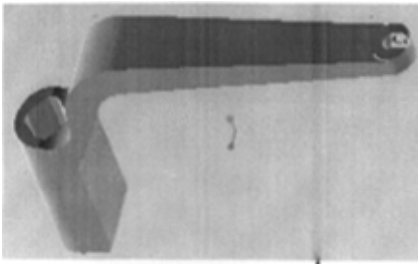


图 4-17 套筒扳手 cut、|chamfer 特征

图 4-18 套筒扳手

## 4.2 压痕机主要部件的装配

在 Pro/e 零件的装配中经常用到的配合有: Mate、Mate-offset、Align、Align-offset、Insert、Orient、Coord sys、Tangent、Pnt on Srf、Edge on Srf。

装配的一般步骤:

- 1、FILE/NEW→在Type栏内选中Assembly, 输入组合件名称→OK。
- 2、选择Component, 进行零件的组合。
- 3、选择 Assembly, 调出一个零件或组合零件, 零件出现在主窗口内。
- 4、再选择 Assembly, 调出另一个零件, 零件出现在主窗口内。
- 5、Component Placement对话框中, Constraint Type栏主要用于指定配合关

系的种类。

6、选择相应的配合关系，第二个零件会自动组合到主零件上。

7、重复 4-6，进行其它零件的组合。

#### 4.2.1 机座部件装配

##### 1、机座与轴承盖的装配

首先新建一装配体，选择 Assembly，调出机座零件，零件出现在主窗口内，再选择 Assembly，调出轴承盖，零件出现在主窗口内。然后用 Mate 命令作为配合关系分别选取两个面如图 4-19 所示；再使用 Align 配合关系(A—A)面，如图 4-20 所示；最后使用 Insert 配合关系，完成机座与轴承盖的装配，如图 4-21 所示。

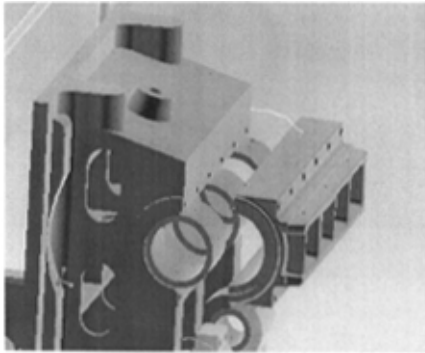


图 4-19 机座与轴承盖 mate 命令

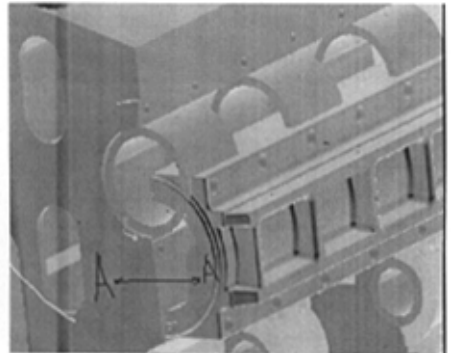


图 4-20 机座与轴承盖 align 命令

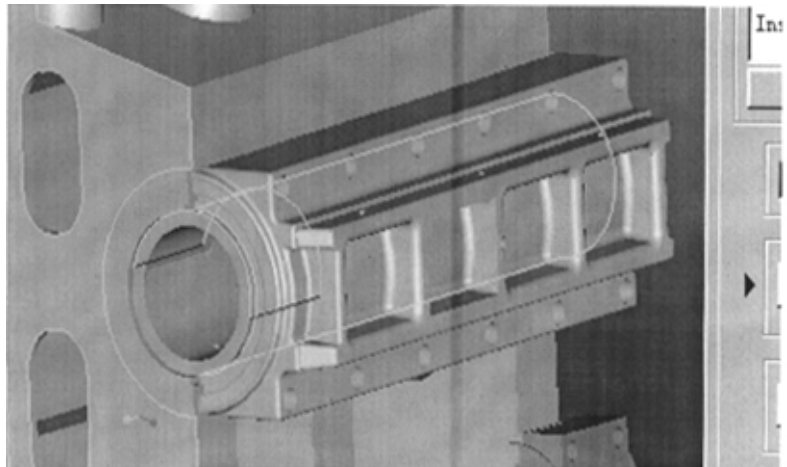


图 4-21 机座与轴承盖 insert 命令

2、机座部件总装配（如图 4-22）

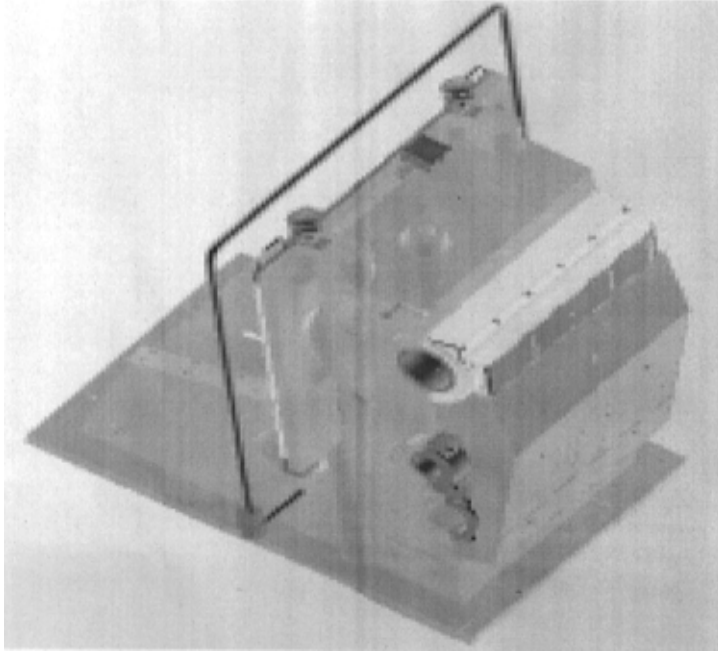


图 4-22 机座装配图

3、机座部件装配总图爆炸图（如图 4-23）

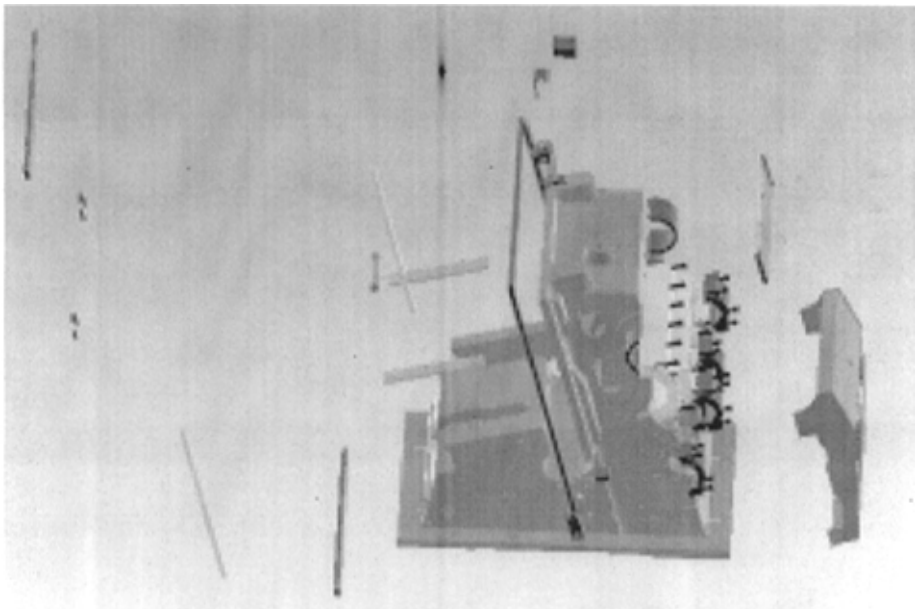


图 4-23 机座部件装配图的爆炸图

## 4.2.2 压架部件装配

在压架零件的装配中经常用到的配合有：同轴心、平行、垂直、相切、重合等。

### 1、局部零件的装配（曲线环与搁角的装配）

首先新建一装配体，选择 Assembly，调出搁角零件，零件出现在主窗口内，再选择 Assembly，调出曲线环轴，该零件出现在主窗口内（如图 4-24）；然后用 Mate 命令，使两平面相密合，再选择 Align 命令，使两圆弧的中心线成一直线。两零件装配如图 4-25；接着以同样的方法将曲线环与曲线环轴装配（如图 4-26）和将曲线环轴与另一搁角装配（如图 4-27）。

### 2、压架与曲线环的装配（如图 4-28）

### 3、压架部件总装配图（如图 4-29）

图 4-24 搁角与曲线环轴

图 4-25 搁角与曲线环轴的装配

图 4-26 曲线环与轴的装配

图 4-27 曲线环轴与另一搁角的装配

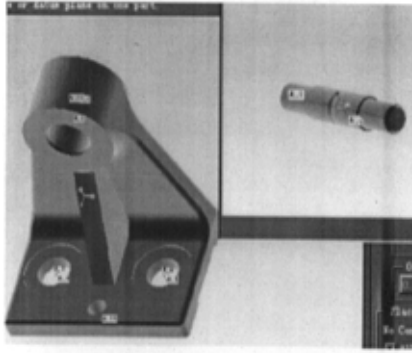


图 4-28 压架与曲线环的装配

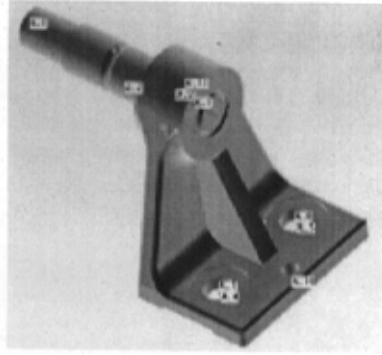


图 4-29 压架部件总装配图

#### 4、压架部件总装配图的爆炸图（如图 4-30）

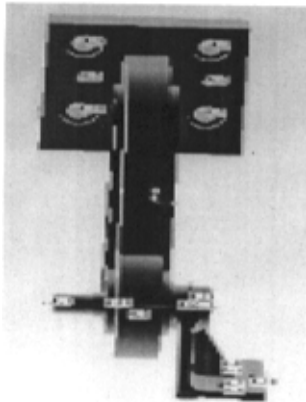


图 4-30 压架部件装配图的爆炸图

#### 4.2.3 传动部分零件的装配

传动部分的零件较少，其装配关系也较简单，只需将各根轴上的零件按装配关系逐个组装，然后按齿轮的啮合关系装配在一起。如图 4-31 所示：



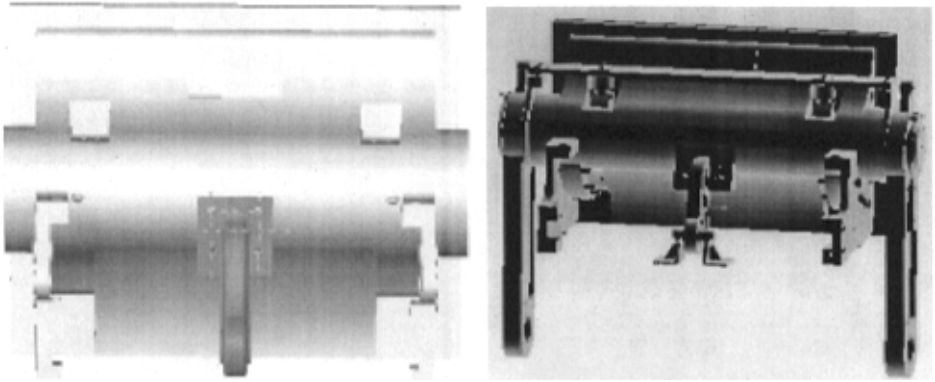


图 4-31 传动系统装配图

#### 4.2.4 PYQ202C 平压压痕切线机装配模型

PYQ202C 平压压痕切线机是由压架、传动系统和机座三个部分组成。将三部分部件装配体进行组装,并添加属于总装图的零件即可形成图 4-32 所示的总装模型。

在总装模型中的部件装配体组装的过程中,某些零部件之间会产生尺寸干涉等现象,这时,可根据系统的提示,对有关零件的尺寸进行调整,以保证装配尺寸的准确性。

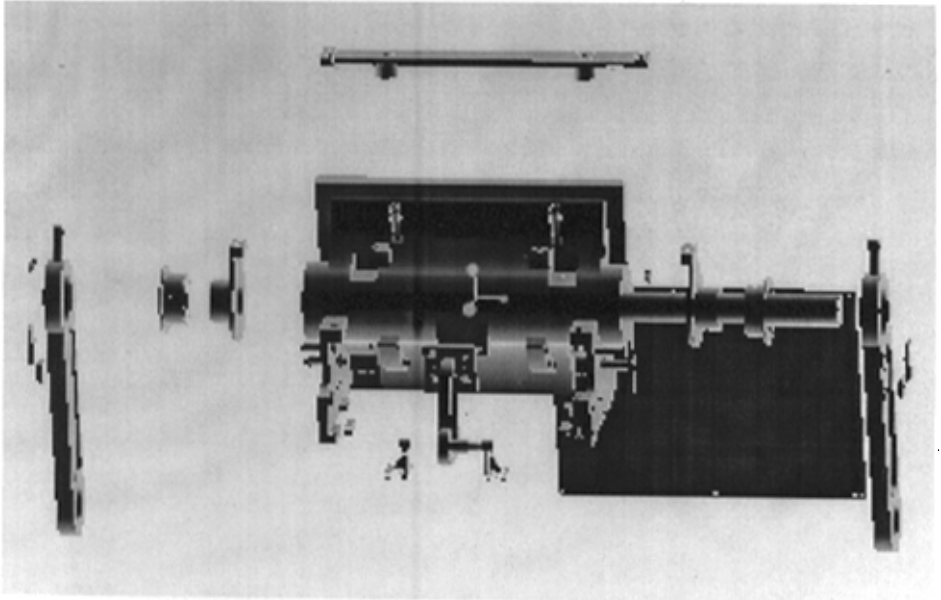


图 4-18 PYQ202C 平压压痕切线机总装配模型

## 4.3 工程图的生成

3D 零件生成后, 通常并不用 3D 零件来沟通, 而是将 3D 零件转换成一般机械中的视图, 然后标注尺寸和表面符号及公差配合, 这在机械制图中称为工作图(工程图), 在 3D 的 PRO/E 中称这种图形叫工程图。工作图的用途是给以现场的技术人员提供外型、尺寸的依据。

### 4.3.1 视图置入的一般顺序

工程图的制作是有顺序的, 整理了一些原则如下:

1. 根据零件来选择的纸张大小(含图页格式的图框)。
2. 选图纸的放置方向
3. 参考零件文件, 考虑使用几个视图才能表现零件的外型、尺寸。
4. 做出增加的几个视图(如增加侧视图、辅助视图、剖视图及需不需要显示隐藏线等)。
5. 在所有视图中再次检查是否完整表现零件外型、尺寸。
6. 加入注记项(如装饰螺纹线、加入中心线、加入表面加工符号等)。
7. 若需用标注尺寸命令时请除去其默认括号(如非必要, 请尽量少用标注尺寸命令)。
8. 加入总表面加工符号。
9. 检查有无疏漏、多余的尺寸、符号、批注。
10. 完成一张工程图

### 4.3.1 机座工程图的生成

在生成工程图之前首先要将工程图的图纸格式(模板)事先绘制好, 然后保存为图纸格式, 这样在绘制工程图时就不用每一张都绘制图纸格式, 如图 4-33, 它是 A3 图纸的模板, 同样道理生成所需的各种型号的图纸。接下来开始绘制工程图。

例如机座的工程图, 由于机座零件的形状较为复杂, 故要生成多向视图才可以比较完整的表现该零件的形状:

1. 新建文件—工程图—确定—自定义图页格式—浏览—A00.drt(由于是自定义图纸, 事先绘制好了图纸格式)—确定。

2. 选左下角的图页 1，按右键—选属性—比例为 1: 3。
3. 菜单栏选窗口—垂直非重叠显示。
4. 出现两个窗口，当前活动窗口是工程图窗口。
5. 按选用相对视图命令。
6. 按照原图纸选择零件面的朝向。
7. 置入视图适当位置。如图 4-34 所示。

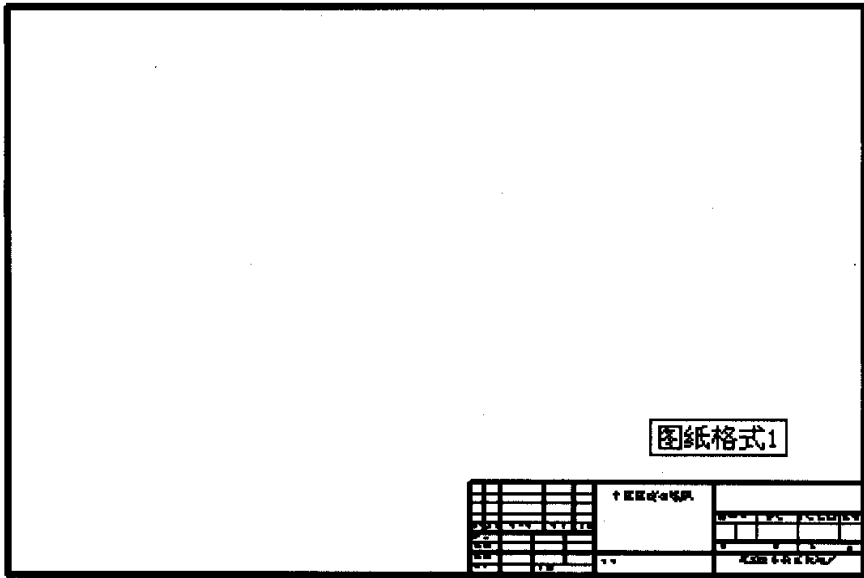


图 4-33 工程图模板



图 4-34 工程图视图的置入

8. 置入另外视图：选工程视图 1，选投影试图命令—往右拖曳置入适当位置。再次选用相对视图命令，将零件上端放置方向向前，按照原有图纸形成四个视图，如图 4-35：

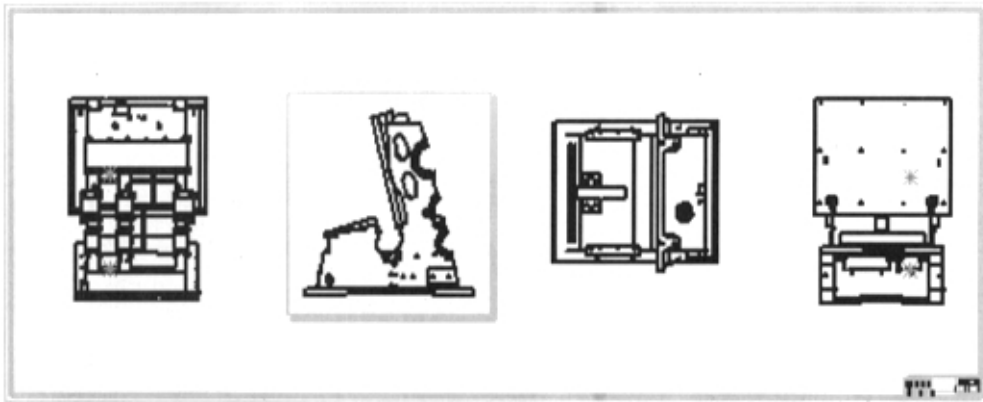


图 4-35 视图的布置

9. 做出筋板的部分虚线。选工程图纸 1—选属性—选显示隐藏边线。在特征管理器中，打开工程视图 1 的+ 符号，在选特征管理器的特征。这时出了隐藏线。同理，在视图 2、3、4 中也加入隐藏线。

10. 加入中心线： 选中心线命令。

11. 自行绘制投影的中心线：打开临时轴，选中心线命令，在暂存轴对齐的地方绘出一条中心线。最后关掉临时轴。

12. 置入尺寸。选插入—模型项目—尺寸标注。这时尺寸凌乱，需要您调整尺寸。

13. 加入表面加工符号。选笔记—表面加工符号。

14. 加入技术要求与说明。 基本上一张工程图完成了，如图 4-36：

15. 保存，然后开始绘制其他工程图。

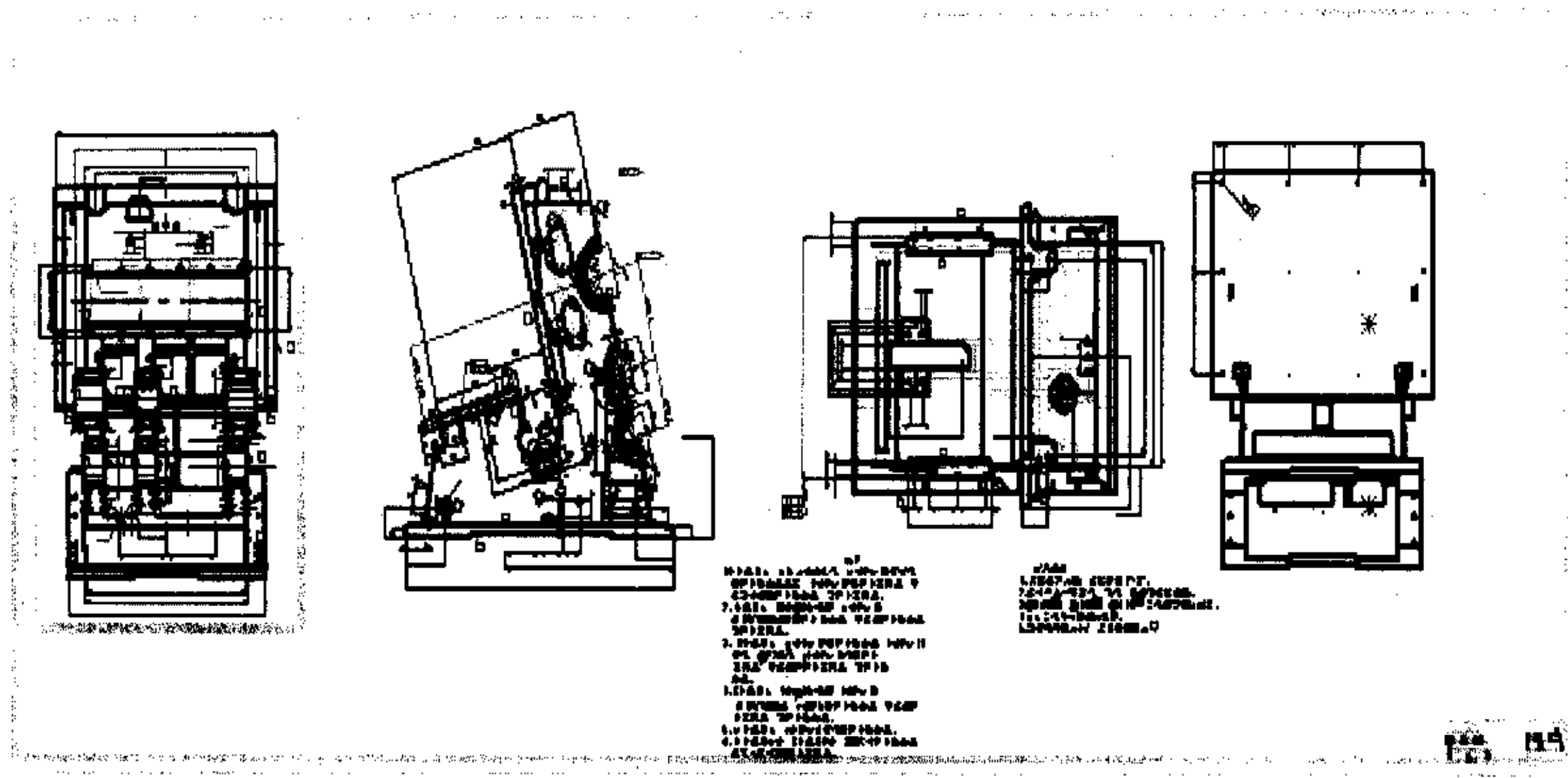


图 4-36 机座工程图

#### 4.4 本章总结

1、本章简要介绍了 CAD 中特征造型的基本方法，并应用特征造型方法，对压痕机机座、压架等零件的 CAD 设计方法进行了研究，建立了压痕机所有零件的 CAD 模型。为以后对零件进行 CAE 分析打下了基础。

2、对压痕机部件和机器的装配建模进行了研究，建立了 PYQ202C 平压压痕切线机机座、压架、传动部件和机器总成的装配模型。从机器的装配模型中，可以及时发现和修改设计中的错误和缺陷，确保设计的准确性和合理性。

3、为了方便企业技术人员阅读工程图，通过对 PRO/E 软件中工程图生成方法的研究，生成了全部零件的工程图。

# 第五章 有限元法概论

## 5.1 计算机辅助工程 CAE 的发展

现代工业的进步，完全得力于计算机科技的突飞猛进，因此由 20 世纪进入 21 世纪，引导人类科技再次的进步将是与计算机结合的科技。而计算机软件的应用与发展也得力于计算机科技的进步，将计算机、计算机软件用于产品的开发、设计、分析与制造，已成为近代工业提升竞争力的主要方法。计算机辅助设计 (Computer-aided Design; CAD) 即使用计算机软件直接从事图形的绘制与结构的设计。计算机辅助工程 (Computer-aided Manufacturing; CAM) 则是直接用计算机来辅助操纵各式各样的精密工具机器以制造不同的零组件。国内最早引进的计算机辅助软件是 CAD，然后是 CAM，而最迟者是 CAE。

CAE 的技术种类很多，这其中包括有限元法 (Finite Element Method; FEM)，边界元法 (Boundary Element Method; BEM)，有限差分法 (Finite Difference Method; FDM) 等。每一种方法各有其应用的领域，而其中有限元法应用的领域越来越广，现已应用于结构力学 (包括线性与非线性)、结构动力学、热力学、流体力学、电路学、电磁学等，而越来越多的发展，更结合不同的领域，像流体与结构力学的结合，电路学与电磁学的结合，使得 CAE 的发展越来越迅速，应用也越来越广泛。

传统的工业皆依据个人的经验累计而成，同时以经验做出初步设计，再由此初步的设计去做出原始模型，再做出成品。成品完成以后，便进行实验以确保产品的可靠性，而此种方法基本上称为试误法 (Try and Error)，即初级成品经测试不能满足工程或品质上的需求时，再回去修改原设计图，再做试品然后再做测试。但此种方法费时且成本相当的高。若使用 CAE，则在设计图完成后连接 CAE，作各式各样的分析，并且导入最优化 (Optimization) 成品，即可在短时间完成产品。但是常常一个问题并非一套软件即可完全解决设计上的问题，例如直升机旋转桨的设计牵涉到机构的动力学飞行流体力学的计算以及结构力学和振动噪音的问题。此问题将牵涉到不同 CAE 的技术，同时也牵涉到材料的特性以及验证的必要性。机构动力的传动可以借着机构系统仿真软件 (Mechanical System

Simulation Software)来虚拟各组件之间的动力传递,以及组件之间有可能产生的摩擦力或接触力。而计算流体动力学(Computation Fluid Dynamic)的软件可以仿真静态及动态下流体的行为以及流体与结构体之间的关系。完成前面的工作之后,再使用结构力学和振动学的计算软件计算结构体的应力、应变、位移以及在振动时结构体的动态行为。当做完这些分析后,可以使用最佳化或参数确认(Parameter Identification)对设计进行修订,并借着模型的修正(Model Modification)重做分析以得到最好的结构。而完成实验量测(Experimental Measurement)可以用来确认分析的误差,同时可以建立分析的可靠度。未来使用CAE软件结合其他的软件可以对各种不同的企业及工厂建立起个别产品的专家系统(Expert System),更可以缩短产品开发的时间。

## 5.2 有限元法的起源

有限单元法的基本思想最早出现于20世纪40年代初期,但是直到1960年,美国的克拉夫(Clough .R .W)在一篇论文中首次使用“有限元法”这个名词。在20世纪60年代末70年代初,有限单元法在理论上已基本成熟,并开始陆续出现商业化的有限元分析软件。

有限单元法的基本思想是将连续的结构离散成有限个单元,并在每一个单元中设定有限个节点,将连续体看作是只在节点处相连接的一组单元的集合体;同时选定场函数的节点值作为基本未知量,并在每一单元中假设一近似插值函数以表示单元中场函数的分布规律;进而利用力学中的某些变分原理去建立用以求解节点未知量的有限元法方程,从而将一个连续域的无限自由度问题化为离散域的有限自由度问题。一经求解就可以利用解得的节点值和设定的插值函数确定单元上以至整个集合体上的场函数。有限元求解程序的内部过程可从图5-1中看出。

由于单元可以设计成不同的几何形状,因而可灵活地模拟和逼近复杂的求解域。显然,如果插值函数满足一定要求,随着单元数目的增加,解的精度会不断提高而最终收敛于问题的精确解。虽然从理论上说,无限制地增加单元的数目可以使数值分析最终收敛于问题的精确解,但是这却增加了计算机计算所耗费的时间。在实际工程应用中,只要所得的数据能够满足工程需要就足够了,因此,有限元分析方法的基本策略就是在分析的精度和分析的时间上找到一个最佳平衡点。

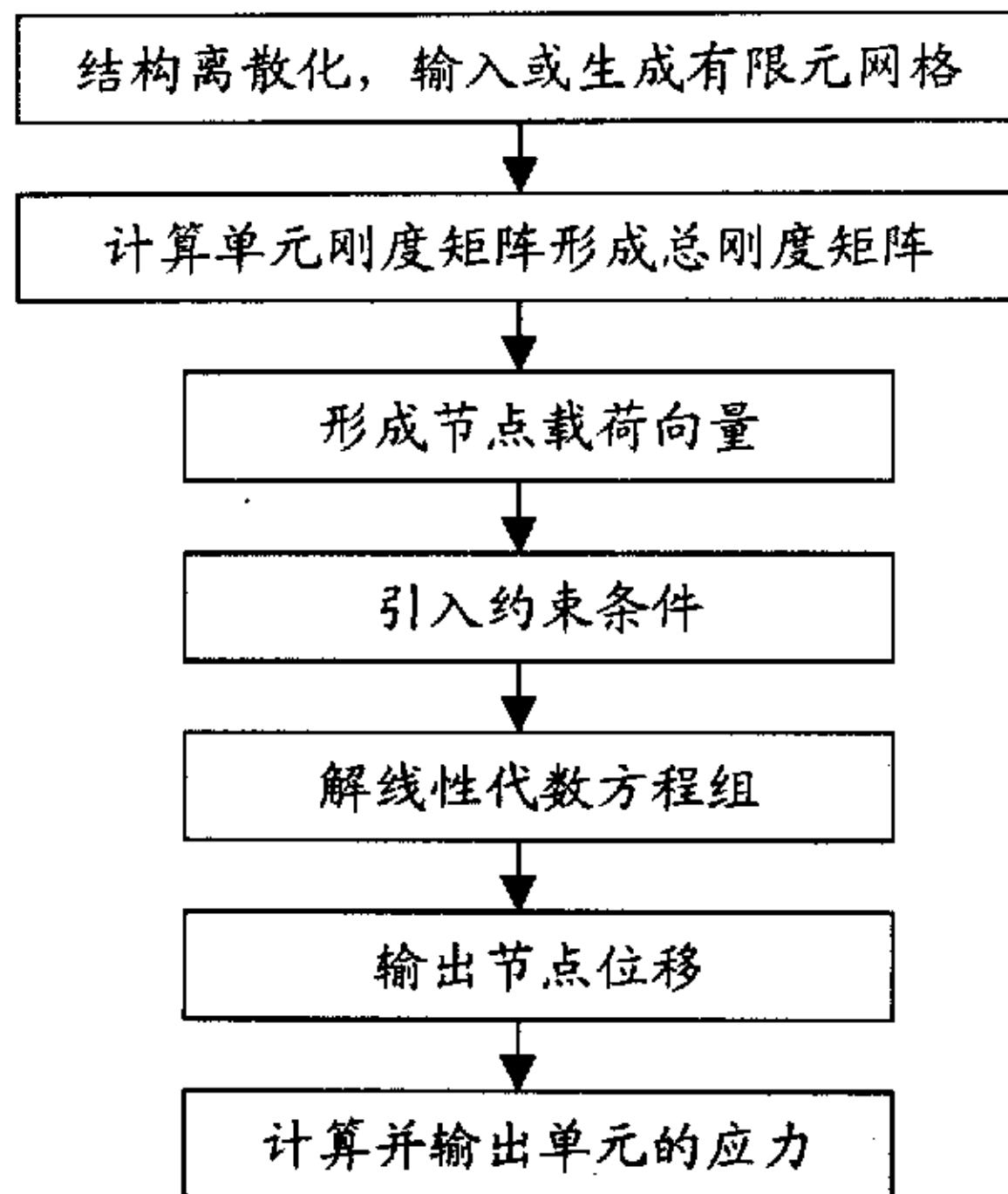


图 5-1 有限元程序图

一般完整的有限元程序 (Finite Element Program) 包含前置处理 (preprocessing)、解题程序 (Solution) 和后置处理 (Postprocessing)。现将三部分的内容叙述如下:

### 1、前置处理

建立有限元模型所需要输入的资料, 如节点、坐标资料、元素内节点排列次序; 材料特性; 元素切割的产生; 边界条件; 负载条件。

### 2、解题程序

元素刚度矩阵计算  $[K]$ ; 系统外力向量的组合  $\{F\}$  的求解; 线性代数方程  $[K] \{U\} = \{F\}$  的求解; 通过资料反算法求应力、应变、反作用力等。

### 3、后置处理

将解题部分所得的解答如: 变位、应力、反力等资料, 通过图形接口以各种不同表示方式把等位移图、等应力图等显示出来。

有限元分析流程图如图 5-2 所示:



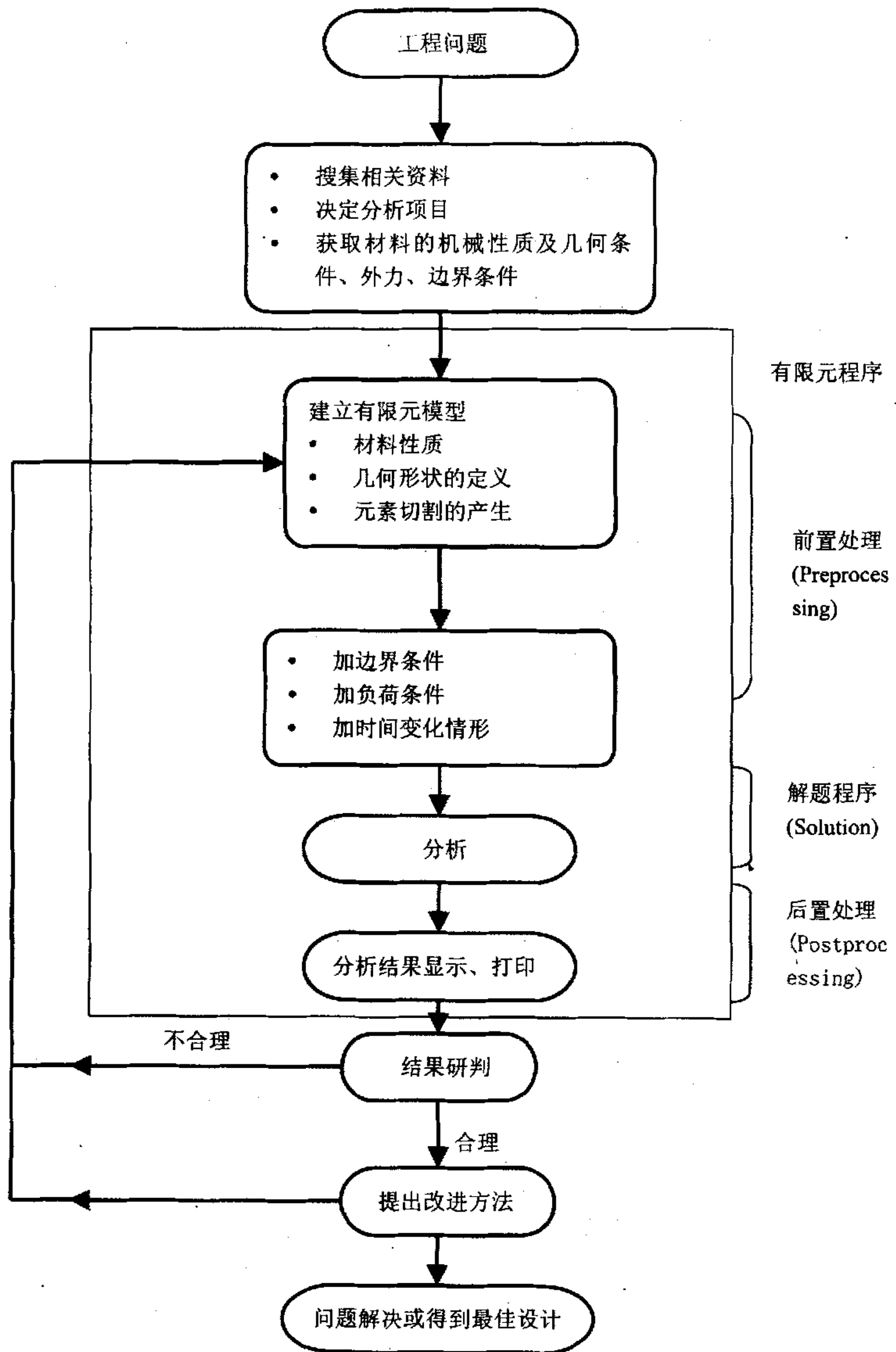


图 5-2 有限元分析流程图

### 5.3 机械行业结构分析中常用的有限元程序介绍

利用计算机运算速度快，适合多次重复叠代计算的特点，人们编制了多种计算程序用于有限元分析。随着计算机存储能力和运算能力的不断提高以及各种算法的不断发展，有限元的计算程序日臻完善，并且逐渐从巨型机、大型机平台扩展到小型的工作站和 PC 机平台。计算程序一般分为三类：大型通用程序、专用程序和自编程序。所谓通用程序，它的特点就是“通用性”。单元库内一般常用单元齐全，功能库内分析模块众多，应用范围广泛，并且一般都有较方便的前后处理功能。一般的公司几乎均采用通用有限元程序进行设计计算，结合实际情况作一些二次开发。目前在机械行业应用比较广泛的通用程序主要有 NASTRAN、ANSYS、ADINA、MARC 等。

通用有限元程序（如 NASTRAN、ANSYS 等）一般都能提供与 CAD 软件（如 Pro/Engineer、UG 等）的接口，将 CAD 模型自动转换为适于有限元分析的模型。另外，其自身也具备相当强的建模能力。

本文在有限元分析的过程中采用了能在 PC 机和工作站上使用的通用有限元程序 ANSYS。

### 5.4 ANSYS 简介

ANSYS 程序是一个功能强大灵活的设计分析及优化软件包。该软件可在大多数计算机及操作系统中运行，从 PC 机到工作站直至巨型计算机，ANSYS 文件在其所有的产品系列和工作平台上兼容。ANSYS 多物理场耦合的功能允许在同一模型上进行各式各样的耦合计算，如：热—结构耦合、磁—结构耦合、以及电—磁—流体—热耦合。该程序提供了强大的功能清单，具体包括：结构高度非线性分析、电磁分析、计算流体动力学分析、设计优化、接触分析、自适应网格划分、大应变/有限转动功能以及利用 ANSYS 参数设计语言（APDL）的扩展宏命令功能。

ANSYS 设计数据访问模块 (DDA) 能够使用户将用 CAD 建立的模型输入到 ANSYS 程序中，避免了重复工作。ANSYS 的 DDA 接口支持许多领先的 CAD 软件，具体包括 PTC 公司的 Pro/Engineer、CADDS、EDS 公司的 Unigraphics 以及 AutoCAD、Solid Designer、Microstation。利用 DDA 交互程序，用户可直接将其它的 CAD 模型读入 ANSYS 进行分析，并能保持 CAD 信息与 ANSYS 数据间的联系性。另外，利用 IGES

和 STEP 作为几何模型转换工具，或者通过其它先进的 CAD 程序建立的接口，可用 ANSYS 程序对 CAD 模型进行设计分析及优化。

ANSYS 自身的实体建模特性包括基于 NURBS 的几何表示法、几何体素及布尔运算。

ANSYS 按功能作用可分为若干个处理器：包括一个前处理器、一个求解器、两个后处理器、几个辅助处理器如设计优化器等。ANSYS 前处理器用于生成有限元模型，指定随后求解中所需的选择项；ANSYS 求解器用于施加载荷及边界条件，然后完成求解运算；后处理器用于获取并检查求解结果，以对模型做出评价，进而进行其它的计算。

# 第六章 压痕机主要 零部件的有限元建模及静力分析

## 6.1 有限元建模概述

有限元模型是对实际结构和物质的数学表示方法。ANSYS5.7 提供了三种创建有限元模型的方法：在 CAE 软件中建模（有实体建模法和直接建模法）；在 CAD 软件中建模，然后通过 CAD 和 CAE 软件的接口传入到 CAE 软件中。

### 1、实体建模方法

实体建模方法使用户能够直接和模型的集合特性打交道，无需关注有限元模型的特定集合特征如节点、单元。由于 ANSYS 把有限元模型的集合特征和边界条件的定义于有限元网络的生成分开进行，减少了模型生成的困难。实体建模类似于 CAD 系统，以数学的方式表达结构的几何形状，并在几何模型里面填充节点和单元，还可以在结合模型边界上施加载荷，在实体模型的建立完成以后，可以验证输入数据的正确性。几何实体模型并不参与有限元分析，必须进行网格划分以生成有限元分析模型，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）进行求解。

实体建模对于三位模型更为适合。

### 2、直接建模

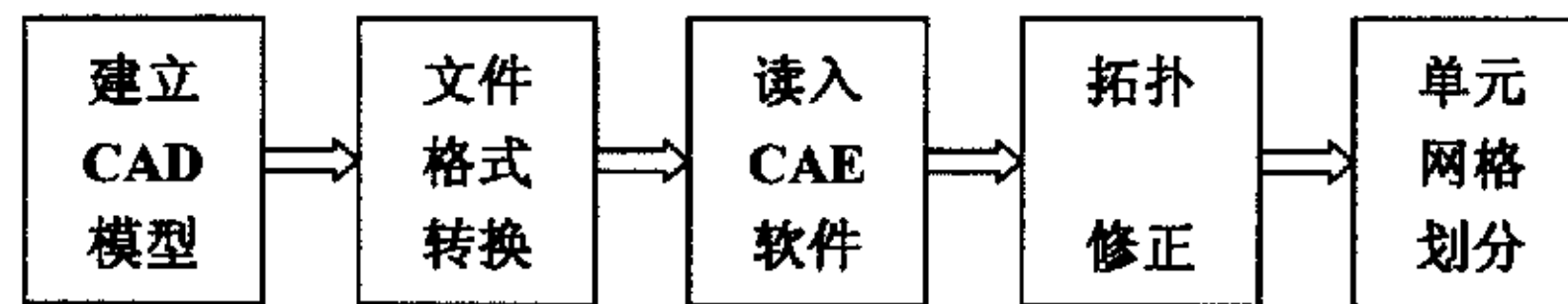
直接建模的方法就是在 ANSYS5.7 的前处理程序中直接定义每个节点的位置以及每个单元的大小、形状和连通性来创建有限元模型。节点用来定义单元在空间的位置，单元定义了模型的连接性。

直接建模的方法使用预先模型和较为简单的有结构的小模型。

### 3、从 CAD 系统中传入实体模型

从 CAD 模型转化为有限元模型，不需要重复建模，模型在几何形状上也更接近真实的结构。从理论上说，如果有限单元的网格足够细密，能够充分地描述结构的各种特征，精确的模型可以使有限元计算结果更接近实际问题。但对于复杂结构，由于 CAD 三维模型具有过多的特征和细节结构，以及不同的软件在算法和设计上的差异，在从 CAD 到 CAE 的转化过程中可能会丢失一些信息，而导致重新

生成实体模型很困难。在转化为有限元模型以后，由于细节过多，有时难以对其进行单元网格划分，或使单元数目过多而占用大量的存储空间和运算时间。因此，需要对结构特征和细节作一些必要的简化和拓扑修正，以利于有限元分析，在保证计算结果精度的前提下，尽量减少单元数目和计算时间。此流程可表示为：



目前的 CAE 软件一般都具有比较强的建模功能，CAD 中常用的一些作图、建模方法在 CAE 的前处理模块一般都能找到。如有限元分析软件 ANSYS, 在前处理中可以作点、线、面、体等几何体素，并具备扫描、镜像、复制、比例缩放、几何位置调整、坐标变换等作图方法。

有限元的建模过程在 CAE 软件中，有“从上至下”和“从下到上”两种。“从上至下”就是先建立点、线、面、体等几何体，然后定义单元类型和对几何体进行有限元网格划分；“从下到上”是指先定义有限单元节点的几何坐标，然后通过节点连成单元，由单元集成模型。“从上至下”主要用于已有的 CAD 模型，或是大型的及不规则的结构，这种结构需要数量较大的单元数目；“从下到上”主要用于简单的及较规则的结构，先建立数量不多的节点和单元，然后通过节点及单元的复制、镜像、缩放等过程即可建立结构的有限元分析模型。“从上至下”建立的模型包括实体及单元的信息，是完整的 CAD 和 CAE 模型，有利于结构的修改和单元类型及单元尺寸的调整以及 CAD 与 CAE 之间的信息交流；“从下到上”建立的模型只有单元的信息，不包含实体方面的信息，不能直接与 CAD 转换，当然模型文件占用较小的存储空间。

建立结构有限元模型除了要定义结构的几何尺寸、形状及位置外，还需要定义材料的各种参数如弹性模量、密度、泊松比、膨胀系数等和单元的各种信息，如单元类型、单元的实常数等。

根据我的课题情况，因为机座、压架等属复杂零件，在 CAE 中直接建模比较困难，所以我决定采用第三种方法。在 PRO/E 中建好机座、压架等零件的 CAD 模型后，用 save as 命令存成 IGES 文件，然后打开 ansys 后，用 import 命令导入先前的 IGES 文件，然后经拓扑修补（由于机座、压架等零件较复杂）和几何修补后就得到了 ANSYS 模型。

## 6.2 有限元建模步骤

第一步：建立模型（如前所述采用第三种方法）。

第二步：前处理（定义单元类型、单元几何特性、材料特性）

第三步：划分网格，如下图所示划分网格。命令：Preprocessor > MeshTool ...

第四步：保存数据库。命令：File > Save as ... 保存为“.db”文件。

## 6.3 压痕机主要零件的静力分析

### 6.3.1 机座的静力分析

#### 1、机座的有限元建模

在 PRO/E 软件中打开机座零件，将其存为\*.IGES 的文件格式，在 ANSYS 软件中将\*.IGES 文件导入，进行拓扑修补和几何修补，生成体单元如图 6-1 所示；定义分析类型、有限元单元类型，定义材料属性，划分网格，得到有限元模型。机座的有限元模型如图 6-2 所示。

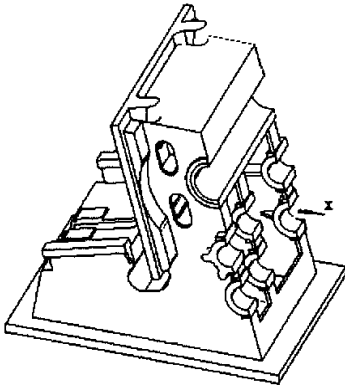


图 6-1 机座实体模型

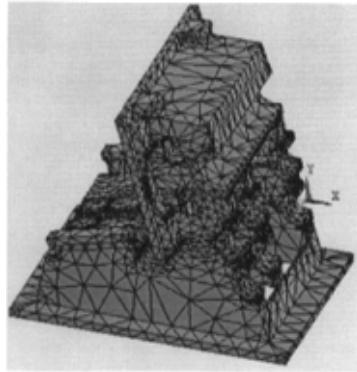


图 6-2 机座有限元模型

#### 2、机座的静力分析

根据压痕机的工作情况，确定载荷加在工作面板上： $F=1.66\text{N}/\text{mm}^2$ ，第三轴承孔和底座加全约束。使用 ANSYS 进行静力分析后，其静力分析的 VonMiss 等效应力值分布图如图 6-3 所示。

因为该工况是机座承受的是拉应力，由应力云图看出，最大应力值为  $133.461\text{Mpa}$ ，位于第三个轴承孔上部的侧面，而铸铁的许用应力为  $300\text{Mpa}$ ，所以该设计从强度方面考虑是没有问题的，安全系数为  $300/133.461=2.25$ ，符合设计

要求。同时，从 Von-miss 应力云图上也可以看出，除了第三个轴承孔与工作平面间的局部部位 Von-miss 应力为 89Mpa 左右外，其它部位的 Von-miss 应力均很小，也就是说，其它部分的结构强度都有很大的盈余。这为进一步改进机座的设计提供了理论依据。

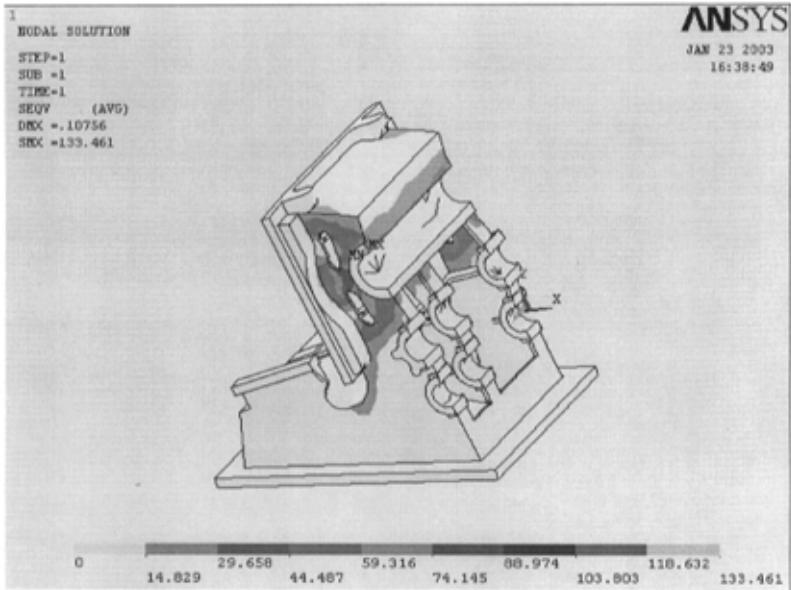


图 6-3 机座 VonMiss 云图

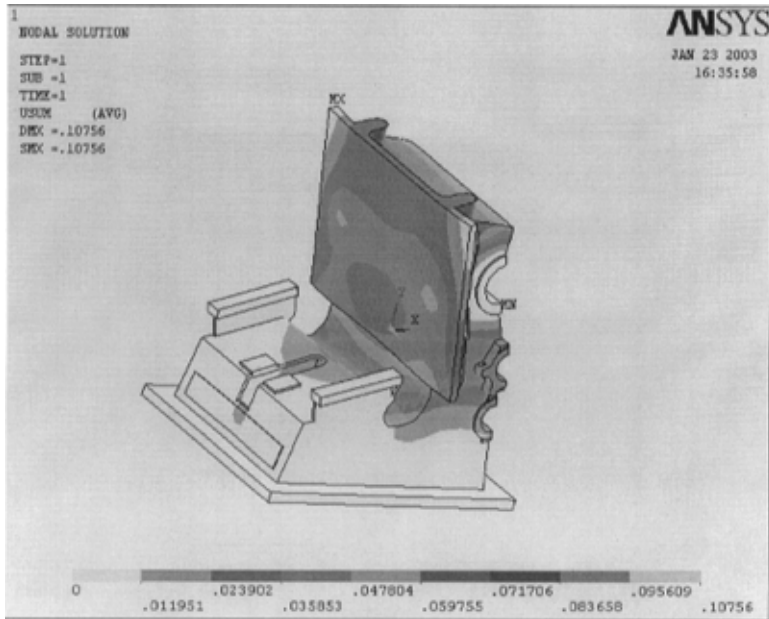


图 6-4 机座变形云图

图 6-4 为机座的变形云图。其最大变形为 0.10756，分别位于工作平板的左上角和右上角，而这部分不是机座工作面板的主要区域，因此，可以不予考虑，而其它部分的变形相对较小。工作平面上的最小变形大约为 0.06 左右。除了工作平板的左上角和右上角外，其变形比较均匀，因此，一般能满足工作平板的平面度要求。从变形图上也可以看出，机座的下部变形基本为 0，强度有很大的盈余量。

在机座总体模型上的静态分析描绘了机座各处的应力分布和变形情况，在一定程度上能够正确反映压痕机在其工况下机座的响应，指出了机座结构中容易破坏的部分，能够为机座应力试验和结构改进提供有益的参考。当然，根据此模型计算出应力值，对某些局部的结构特别是容易引起应力集中的部位来说，还存在着一些误差，应力的计算结果只能作为强度校核的参考。机座应力的计算误差主要来自几何模型简化和结构离散两个方面。机座有限元模型忽略了机座零件几何结构中的细小特征，如倒角、圆角、小孔等，这些特征对其附近应力计算的结果有很大的影响，因此根据模型计算出的应力由于模型简化在这些部位会产生很大的误差甚至不正确的结果。机座模型总的单元数目已经达到了三万多个，但对于某些局部的结构来说，单元的网格还是非常粗的，对于应力变化剧烈的局部，单元或节点的应力值不能准确反映实际结构的应力，这就是结构离散带来的量化误差。另外，还有迭代计算过程中的舍入误差及力学分析中的一些假设如连续性假设、均匀性假设、各向同性假设等，这些都给计算结果带来一定的误差。要得到精度更高的应力结果，还需要在此分析的基础上做进一步的工作。

### 6.3.2 压架的静力分析

#### 1、压架的有限元建模

压架的有限元建模可以用和机座同样的方法获得。由于压架零件上有许多小结构，如小凸台、小孔等，因此在这些小结构附近的网格一般都比较密，这样，在这些小结构处就可以比较精确的反映出其真实的应力情况。但这样也会造成有限元模型的接点过多，占用大量的计算机资源，计算时间也较长，故在静态分析中忽略了这些小结构，进行粗略的计算。图 6-5 是压架的实体模型，图 6-6 是压架的有限元模型。



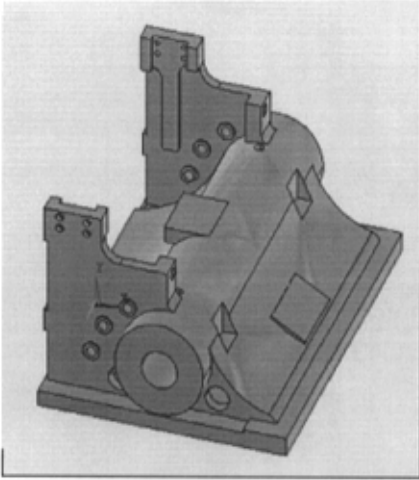


图 6-5 压架的实体模型

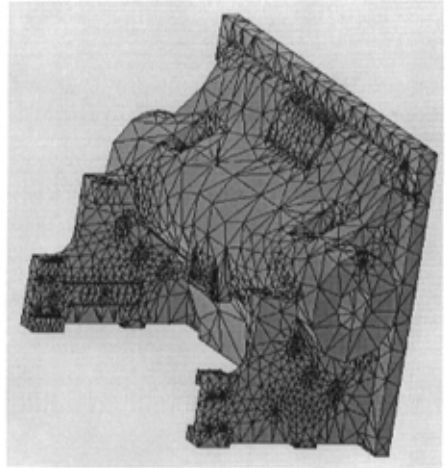


图 6-6 压架的有限元模型

## 2、压架的静力分析

根据压痕机的工作情况，确定载荷加在工作面板上： $F=1.8\text{N}/\text{mm}^2$ ，两边轴孔加全约束。使用 ANSYS 进行静力分析后，其静力分析的 VonMiss 等效应力值分布图如图 6-7 所示。

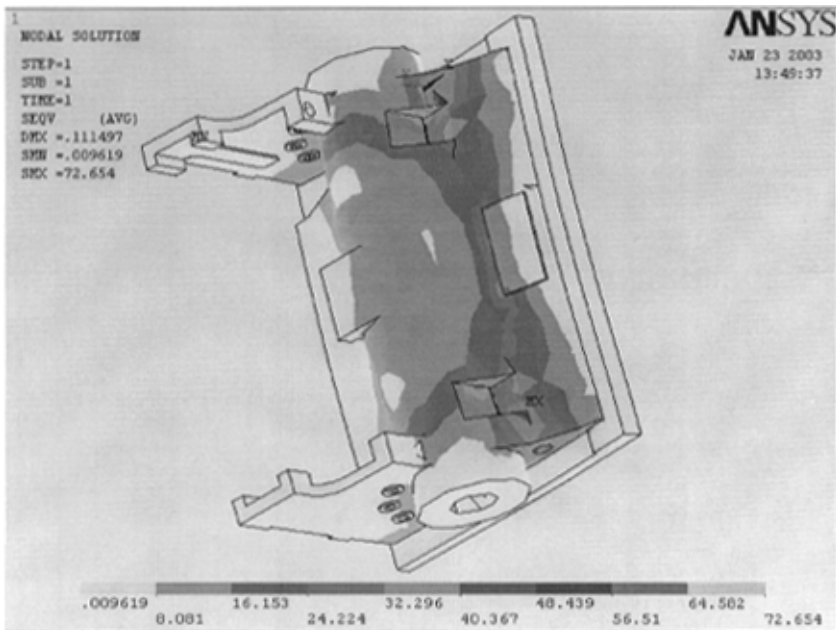


图 6-7 压架 VonMiss 云图

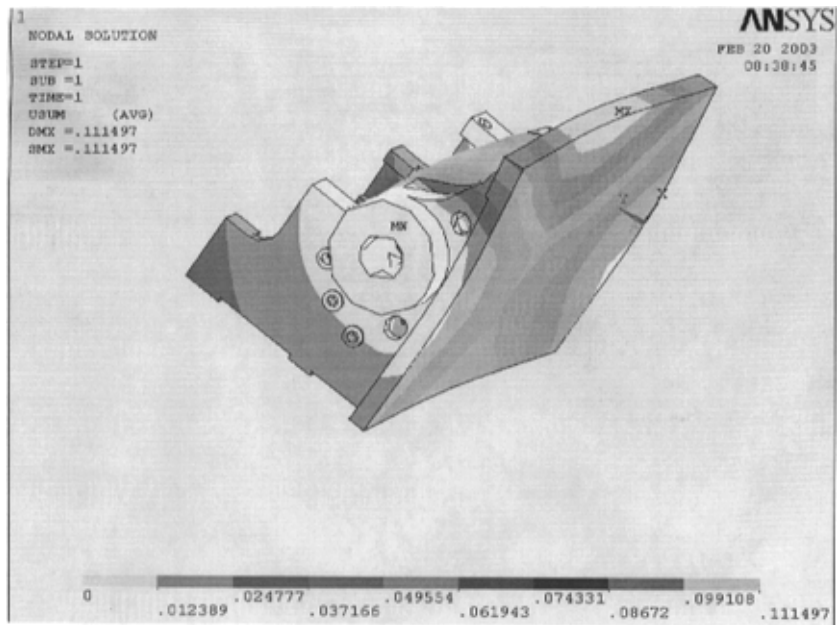


图 6-8 压架变形云图

图 6-7 所示为压架的 VonMiss 应力云图。由应力云图看出，最大应力值为 72.654Mpa，该应力远小于材料的强度极限。其较大应力（56.51Mpa）主要出现在轴承孔上部和下部的圆弧型支撑部位，其它部位的应力值更小。因此，从应力角度看，该零件有很大的强度余量。在改进设计时，可以通过适当减少材料的方法，来减少生产成本，同时又不会影响零件的强度。

图 6-8 所示为压架的变形云图。其最大变形发生在上部的中间，变形值为 0.111497。由于其变形区域相对比较大，因此必须对其结构进行改进，使该部位的刚性得到提高，变形得到控制。其它部位的变形都比较小。因此，可以通过增加上部部位的刚度，来减小上部中间部分的变形，使压架工作面板上的变形比较均匀。从变形角度看，压架大部分部位的变形都很小，其静刚度有较大的余量。为了节省材料，同时又能减少工件的变形（特别是压架工作平面上的变形）。决定在压架上部中间区域的内侧设置一半径为 3000mm 厚度为 40mm 的圆弧型加强肋板，同时将原来 45mm 的工作面板的厚度减小到 35mm。修改后的压架 CAD 模型和有限元模型分别为图 6-9、6-10 所示。

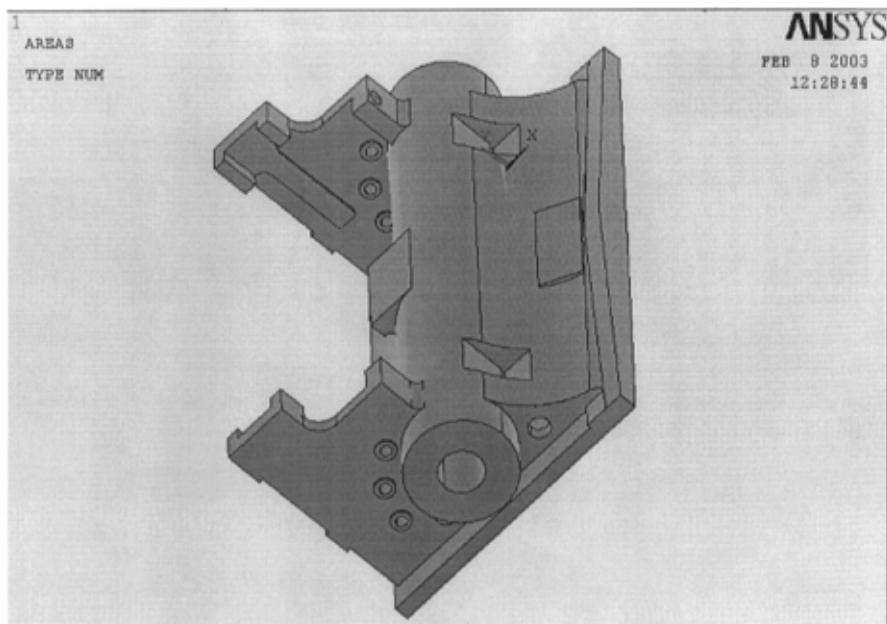
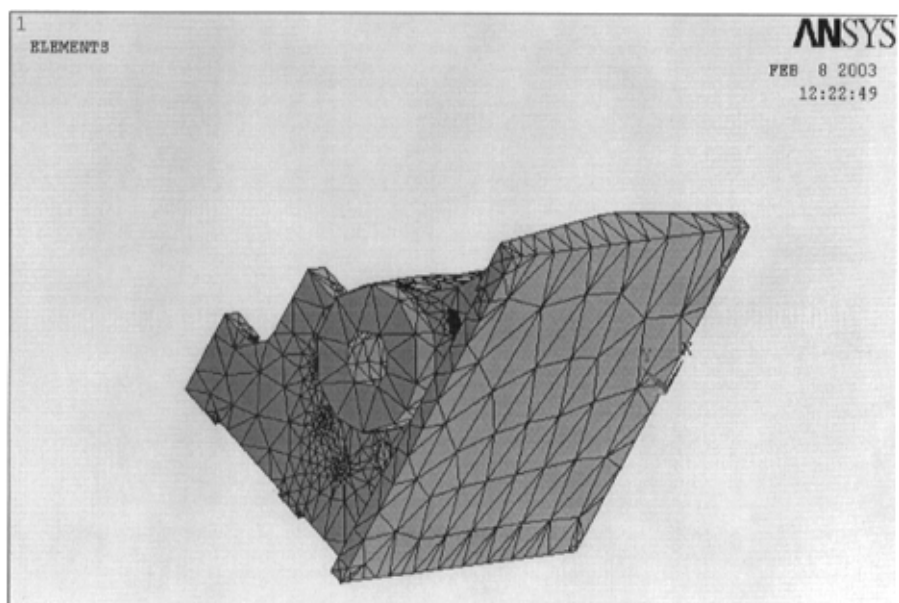
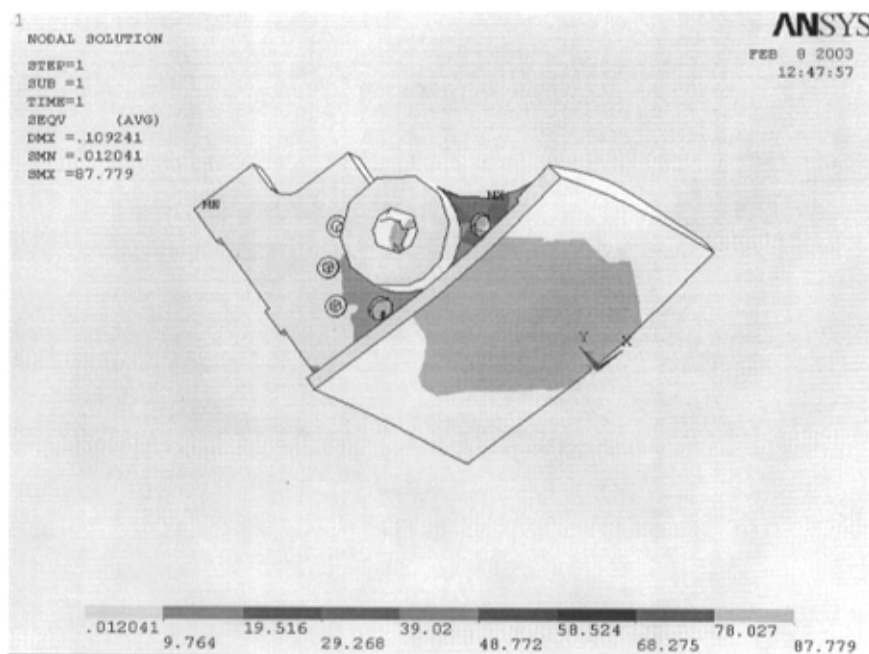


图 6-9 改进后的压架模型



6-10 改进后压架的有限元模型



6-11 改进后压架的 Von-miss 应力云图

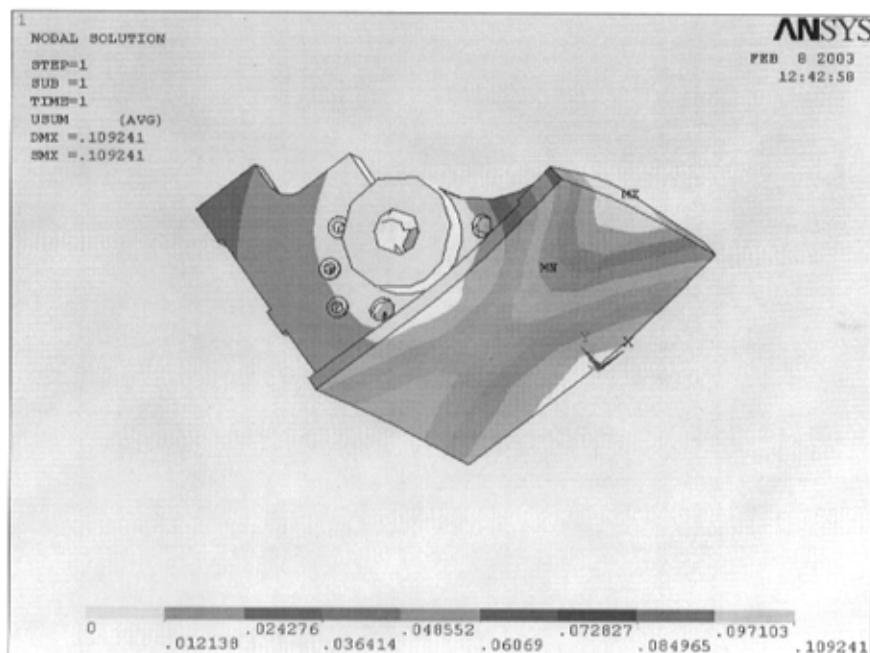


图 6-12 改进后压架的变形云图

为了证明对压架结构改进的合理性，对改进后的压架再次进行静态分析。图 6-11 和图 6-12 为改进后压架的 Von-miss 应力云图和变形云图。从应力云图中可

以看出,改进后的压架承受的最大 Von-miss 应力由改进前的 72.654 增加到了 87.779,但其值还是远远小于材料的应力极限。这说明改进后的压架的强度余量比改进前要小,其强度设计更为合理。从图 6-12 所示的变形云图来看,改进前压架的最大变形出现在压架工作面板上部的中间的重要部位,其区域也较大,变形值达 0.1115mm,改进后其最大变形为 0.1092 有所降低,并且其区域也减小了。显然,从静态分析来看,改进后的压架比原来的压架更为合理,而从消耗的材料来看:改进前的压架重量为 630Kg,改进后为 585Kg,压架改进后减少了 45Kg。

### 6.3.3 连杆的静力分析

连杆静力分析的目的是了解连杆在最大工作压力下连杆各部分的应力和变形情况,以保证零件所受的应力不超过材料的强度极限,并保证其变形能满足零件的变形要求。

#### 1、连杆的有限元建模

连杆的有限元模型可以用和机座、压架同样的方法获得。连杆的有限元模型如图 6-13 所示:

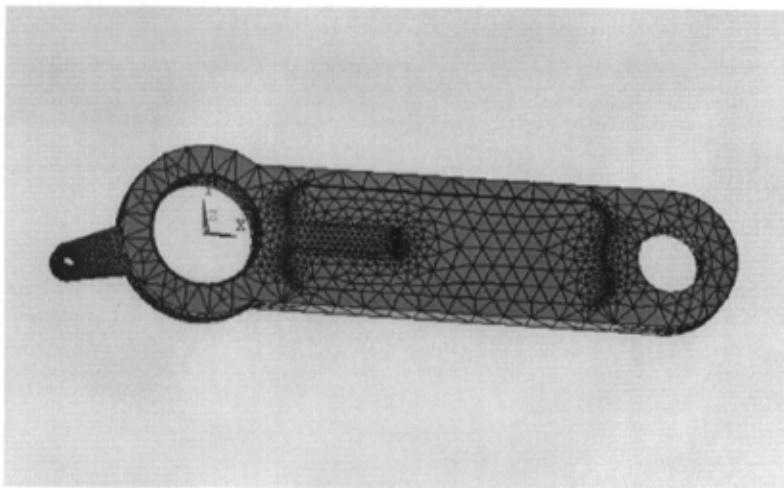


图 6-13 连杆的有限元模型

#### 2、连杆的静力分析

由于连杆是二力杆件,其受的约束和力均不同于压架和机座(它们受的是整面载荷和整面完全约束),连杆受力的大小由厂家给定的资料,经过计算,得如下所示:

$$V = \omega R = 2\pi nR = 2\pi \times 23 \times 0.0675 \div 60 = 0.163 \quad [\text{已知转速约为 } 23\text{r/min}]$$

$$\text{由图 6-14 知: } V_x = VCOS \phi = 0.163COS \phi$$

$$\text{所以: } \alpha_x = dV_x/d\phi = 0.163(-\sin \phi) = -0.163\sin \phi$$

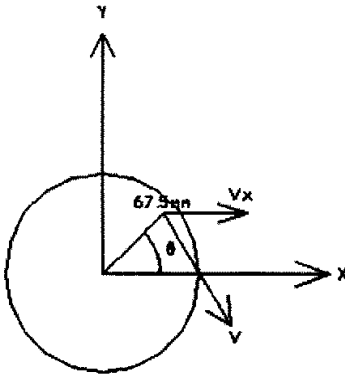


图 6-14

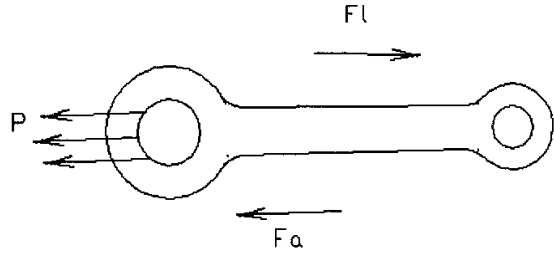


图 6-15

由图 6-14 知  $\phi = 90^\circ - \theta = 90^\circ - \omega t = 90^\circ - 2\pi nt$

所以  $a_x = -0.163 \sin(90^\circ - 2\pi nt) = -0.163 \cos 2\pi nt = 0.163 \cos 2.4t$

$F_a = m a_x = \rho V \cos X = 7800V a_x = 7800 \times 0.163 \cos 2.4t V = 1271.4V \cos 2.4t$

$P_{max} = 120 \times 1000 \times 9.8 / 0.92 / 0.66 = 1936759 \text{ (N/m}^2\text{)}$  [已知作用力为 120 吨]

$P = 1936759 / 0.5t$  [  $t \in (0, 0.05)$  ] [已知载荷作用时间约为 0.05 秒]

$P = 1936759 - 1936759 / 0.05(t - 0.05) = 3873518 - 3873518t$

由图 6-15 知:  $F_1 = F_a + PA = 1271.4V \cos 2.4t + 1936759 / 0.05t \times 0.92 \times 0.66$   
 $= 1271.4V \cos 2.4t + 23520001.3$

$F_1 = F_a + PA = 1271.4V \cos 2.4t + (3873518 - 3873518t) \times 0.92 \times 0.66$

$= 1271.4V \cos 2.4t + 23520001 - 23520001t(0.05 - 0.1)$

最后得载荷随时间变化曲线如图 6-16 所示:

连杆的静力分析模型如图 6-17 所示, 图 6-18 为连杆的 VonNiss 应力云图。

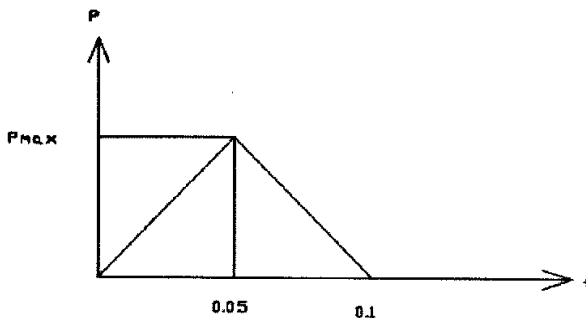


图 6-16 载荷-时间线图

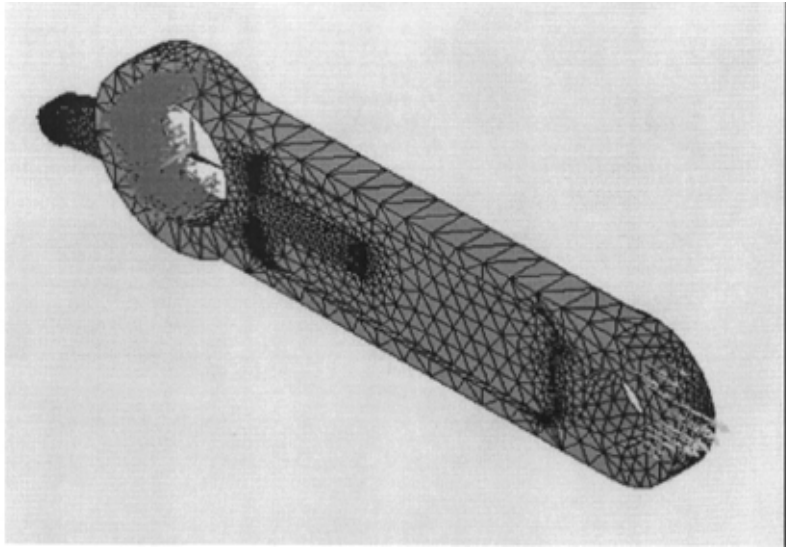


图 6-17 连杆的静力分析模型

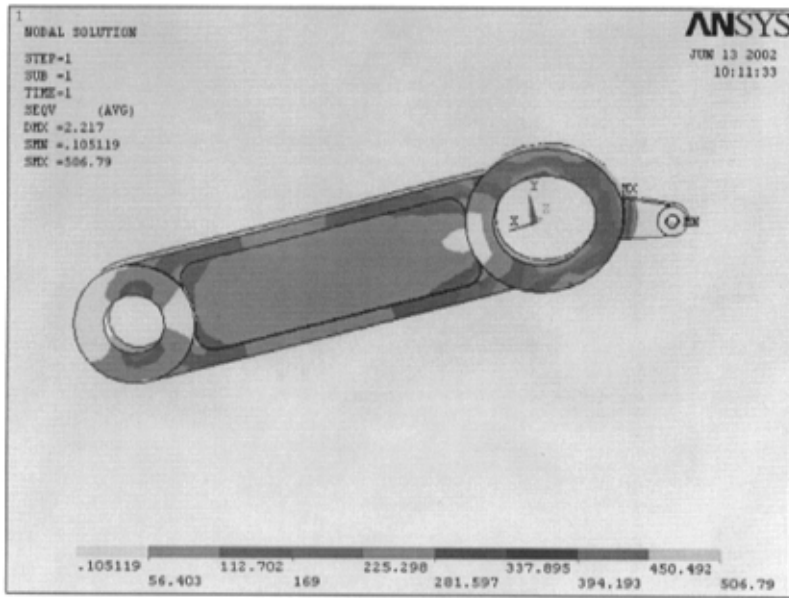


图 6-13 连杆的 VonMiss 云图

图 6-13 可以看出，连杆最大变形为  $DMX=2.217$ ，最大应力为  $SMX=506.79$ ，最大变形和最大应力都超过了要求的范围，而且最大应力和变形都发生在连杆右边的销孔处，这样容易出现断裂现象，所以销孔处材料需适当加厚；同时连杆中间部分应力有很大的赢余，这部分材料可适当减薄。通过改变结构尺寸同时达到上述两项要求。

## 6. 4 本章总结

1. 本章对有限元建模方法进行了研究, 利用在 CAD 软件中建立的 CAD 模型传入到有限元分析软件 ANSYS 中, 建立了 PYQ202C 平压压痕切线机机座、压架、连杆等零件的有限元分析模型。

2. 对 PYQ202C 平压压痕切线机的主要零件机座和压架进行了静态分析, 得出了该两个零件在工作载荷下的 Von-miss 等效应力和变形分布云图, 为改进零件的结构设计提供了科学依据。

3. 通过对机座的静态分析, 描绘了机座各处的应力分布和变形情况和变形分布情况, 在一定程度上能够正确反映压痕机在其工况下的响应, 指出了机座结构中容易破坏的部位, 能够为机座应力试验和结构改进提供有益的参考。

4. 通过对压架的静态分析, 在保证压架所受的应力不超过材料的强度极限, 同时, 计算其各部分的变形, 保证其变形能满足零件的变形要求的前提下, 对压架的结构进行了改进。通过对改进前后压架零件的静态分析结果的比较, 说明了改进型压架结构设计的合理性, 调整了压架各部分的应力分布和变形分布, 使各部分的应力值和变形值更加合理, 既保证零件的强度和刚度, 又最大限度地利用材料, 减少材料的使用量, 从而降低了压架制造的成本和压架的重量。

5. 通过对连杆的静态分析, 找出了连杆上易发生断裂的地方, 为连杆的结构改进提供了依据。



# 第七章 压痕机主要零部件的自由模态分析

## 7.1 自由模态分析基础

模态分析一般用于确定设计中的结构或机器部件的固有的振动特性（固有频率及振型），它也是做进一步动力学分析（如瞬态动响应分析、谐波响应分析、谱分析等）的基础。在结构设计时，自振频率及振型对于动载荷条件下的响应是非常重要的参数，因为结构的基本模态和频率信息能有助于归结其动力响应的特征。该分析结果也有助于确定后继瞬态动力分析的模态数目和积分时间步长

在有限元分析程序中，对模态分析，是假定结构在自由状态下（即结构无约束也没有施加载荷）作有阻尼或无阻尼振动，振动方程表示为：

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \quad (7-1)$$

该方程可作为特征值问题，对无阻尼情况（最常用的模态分析）阻尼项 $[C]\{\dot{u}\}$ 被忽略，且方程简化为：

$$([K] - \omega^2[M])\{u\} = 0 \quad (7-2)$$

其中 $\omega^2$ （固有频率的平方）表示特征值； $\{u\}$ 表示特征向量，在振动的物理过程中表示振型，指示各个位置在不同方向振动幅值之间的比例关系，它不随时间变化。

对有阻尼情况，振动方程可转化为：

$$([K] + i\omega[C] - \omega^2[M])\{u\} = 0 \quad (7-3)$$

以上各式中，

$[M]$ 为结构的质量矩阵；

$[C]$ 为结构的阻尼矩阵；

$[K]$ 为结构的刚度矩阵；

$\{u\}$ 、 $\{\dot{u}\}$ 、 $\{\ddot{u}\}$ 分别表示结构的位移、速度及加速度列阵；

$i = \sqrt{-1}$ 。

模态分析就是求解式（7—2）或式（7—3）的特征值即特征方程的根 $\omega_i^2 (i = 1, 2, \dots, n)$ ，进而求得结构的固有频率 $\omega_i (i = 1, 2, \dots, n)$ 和位移列阵 $\{u\}$ 即结构的

振型。

式(7—2)的特征方程可表达为

$$\det|[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (7-4)$$

上式即为无阻尼振动系统的特征方程。若质量矩阵和刚度矩阵是实对称正定矩阵,则求得的特征值数量与矩阵的阶次  $n$  相等,即有  $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ 。求解特征值问题的方法很多,如矩阵迭代法、雅可比法、QL法、QR法等等。

事实上对于一个连续体的结构,结构的固有频率有无限多的阶次。在有限元中,结构被离散成细小的单元,对于大型或复杂的结构如机座模型,单元的数目是非常大的(本文中机座模型为3万多个单元)。由这些单元形成的振动方程组规模是很庞大的(机座模型形成的等式为  $1.8 \times 10^5$  个),由此而得到的特征方程,其矩阵的阶次通常是数目很大的。而我们感兴趣的往往只是低阶的模态,即频率较低的频率值和振型。因此,在有限元中经常采用一些特殊的方法来求解结构的模态。

在 ANSYS 中,模态分析为线性分析,即使定义了一些非线性的因素如塑性变形、接触单元等,都会被忽略掉。ANSYS 的模态分析模块中有以下几种提取模态的方法:

1) 子空间迭代法 用于求解特征值对称的大矩阵的问题

2) Block Lanczos 也可用于以上的问题,收敛速度更快。采用稀疏矩阵求解方法。

3) PowerDynamic 用于非常大的模型(超过 100000 个自由度)特别是用在求解前几阶模态以了解模型特征的问题。可使用子空间叠代法或 Block Lanczos 法以取得最终的结果。

4) 凝聚法 采用缩减的系统矩阵来求解,较子空间叠代法速度快,但准确性要差一些。在这种方法里,结构可用少量的自由度(称主自由度)来表示,这样就只产生较小的矩阵。在处理完整矩阵时,如遇到内存不足或磁盘空间不够等情况,可以选择凝聚法。使用凝聚法时,必须仔细选择主自由度,因为主自由度选择不当可导致不正确的质量分布和不正确的特征值。

5) 非对称矩阵法 用于求解模型生成的刚度矩阵和/或质量矩阵不对称的问题。如在声学及流体——结构藕合分析中出现的情况。

6) 阻尼法 有些问题阻尼不能忽略,如对汽车轮胎的分析,阻尼法允许在结构中包含阻尼因素。

比较常用的方法是子空间迭代法和 Block Lanczos 法,这两种方法能使大部分

的模态分析得到很好的解决；非对称矩阵法及阻尼法只应用于某些特殊的场合。

模态分析包括以下四个步骤：

1) 建立结构有限元模型；2) 施加载荷及约束（对于自由模态不加载荷和约束条件），定义分析类型、求解方法和输出结果控制，并求解；3) 扩展模态；4) 观察结果。

## 7.2 压痕机主要零件的自由模态分析

### 7.2.1 机座自由模态分析

作为压痕机结构的主体，机座固有的动态特性决定压痕机在承受动态载荷时机座各部分的响应，即应力和变形。机座应力值的大小和应力分布反映了机座在结构上的强度和容易疲劳破坏的区域；对机座的模态分析可以得到机座固有的振动特性即固有频率和振型，并在此基础上分析机座在各种动态激励下的响应。表 7-1 是 PYQ202C 平压压痕切线机机座有限元模型的模态计算结果。图 7-1-图 7-8 是机座模型的各阶振型及其在各阶振型下模型内部的 Von-miss 应力分布。从表 7-1 和图 7-1-图 7-8 可以看出，第一阶振型主要是机座底部基础部分和上部的工作台面之间连接圆弧部分的弯曲。其危险部位是连接圆弧偏上部分的区域。在该振型下，其最大应力达到 453.592Mpa，已经超过了铸件的应力极限，因此容易在该处造成开裂。但仔细观察其最大应力的发生点，基本上都出现在铸件的尖角处，即应力容易集中的部位，因此，只要在这些应力集中部位调整结构形状、尺寸，增加铸造圆角，或在适当位置布置肋板，就可使其最大应力得到降低。以后各阶振型中除最大应力主要发生在应力集中部位外，其它非应力集中的部位的应力也超出了铸件的应力极限，因此，极易造成机座的破坏，要尽量避免这种情况的发生。

压痕机传动系统的振动最容易激发机座产生共振。传动系统的 I 轴转速为 400r/min，其上装有一个 18 齿的人字型齿轮，如果齿轮的制造精度不高，则会使机座产生 6.6Hz 和 120Hz 的周期性的受迫振动，和与机座固有频率有关的结构振动响应，极容易激发其第一阶、第二阶振型，造成压痕机产生振动和变形，影响压痕机的性能和压痕机的使用寿命。而其它振型由于缺乏激发其振动的外在因素，一般不会发生。压痕机机座在第一阶、第二阶振型时的变形情况分别如图 7-9、7-10 所示。从图中可以看出，两种情况下工作面板上的相对振动变形均达 1.5mm 左右。对压痕机工作性能产生很大的影响。

表 7-1 是 PYQ202C 平压压痕切线机机座模态计算结果

阶次	1	2	3	4
频率 (Hz)	209.737	250.187	277.16	348.75
振型	弯曲	扭转	扭转	弯曲
最大应力 (Mpa)	453.592	1235	1140	1459

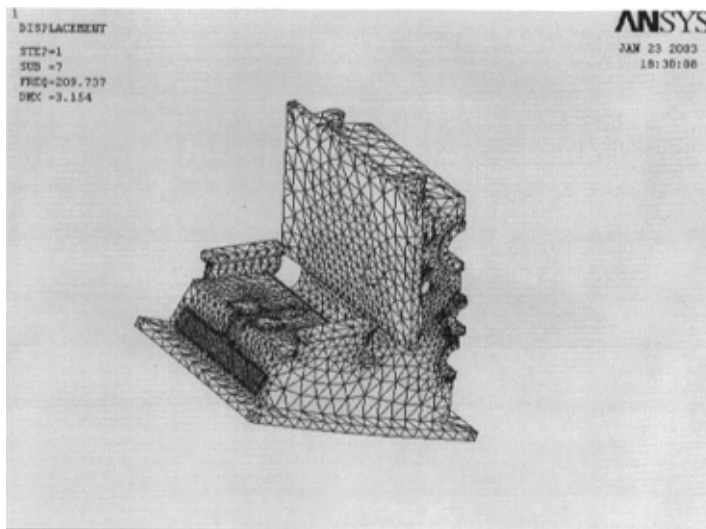


图 7-1 机座第一阶弯曲振型 频率为 209.737

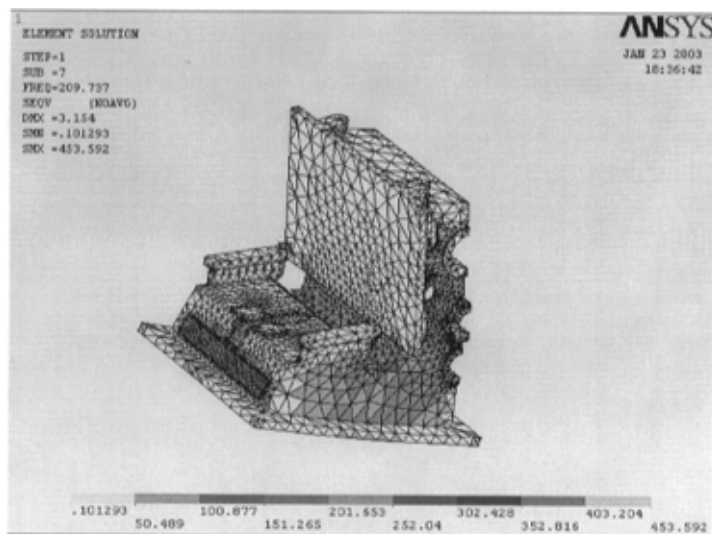


图 7-2 机座第一阶弯曲振型的应力

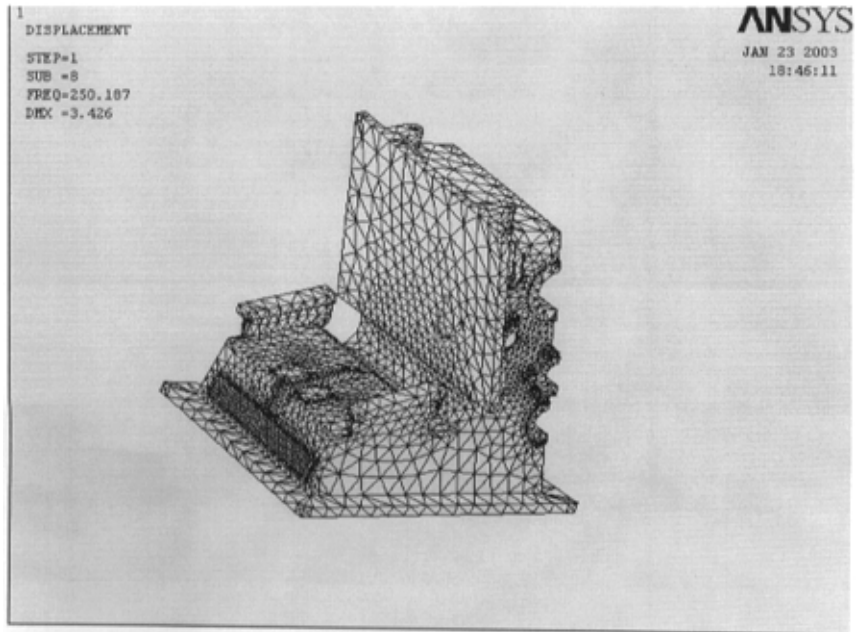


图 7-3 机座第二阶扭转振型 频率为 250.187

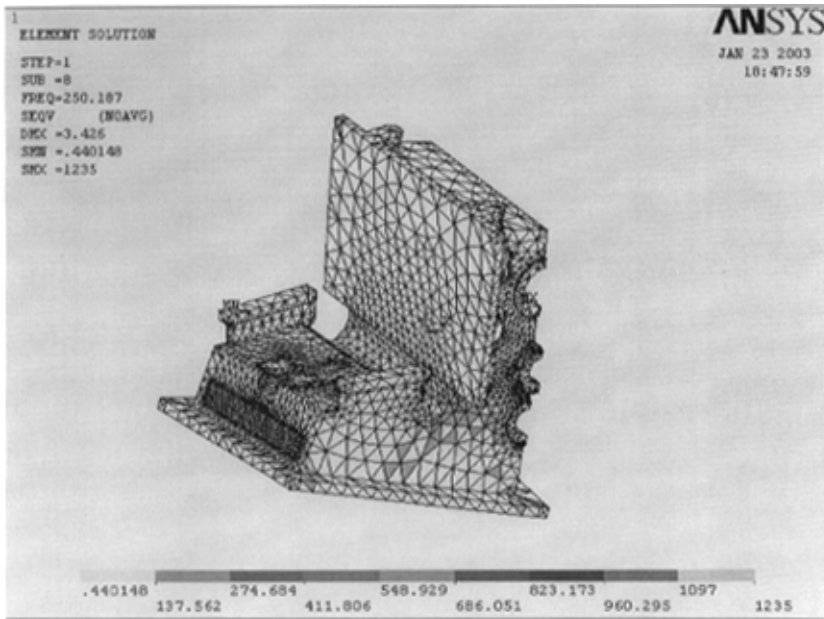


图 7-4 机座第二阶扭转振型的应力

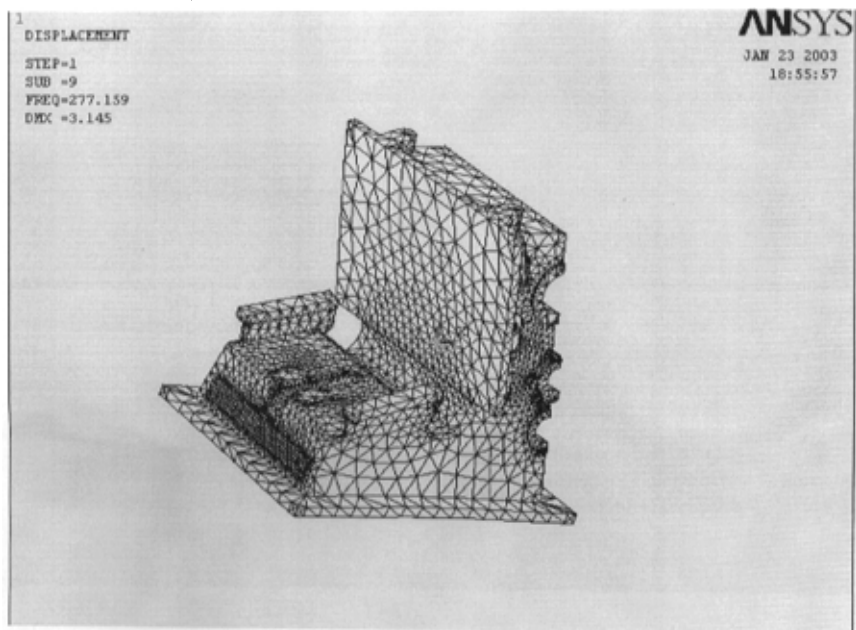


图 7-5 机座第三阶扭转振型 频率为 277.159

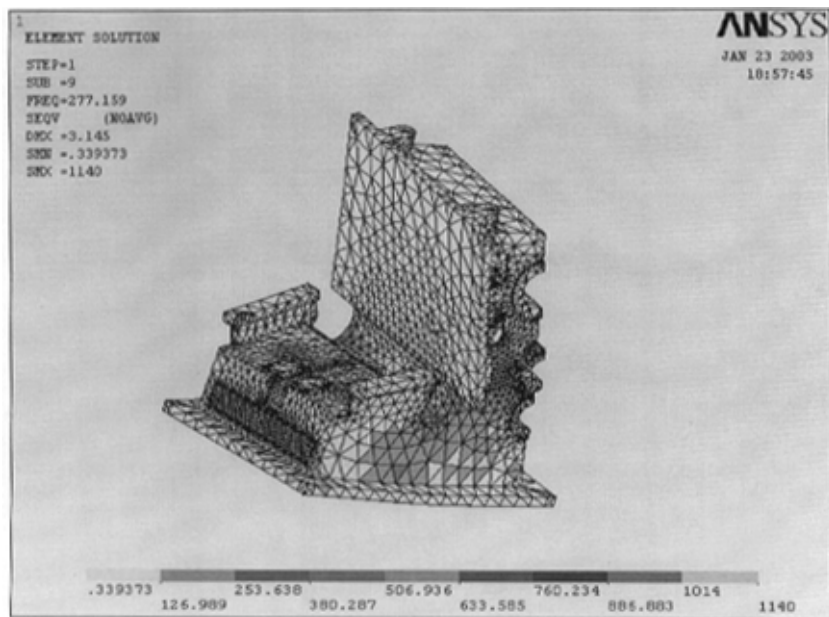


图 7-6 机座第三阶扭转振型的应力

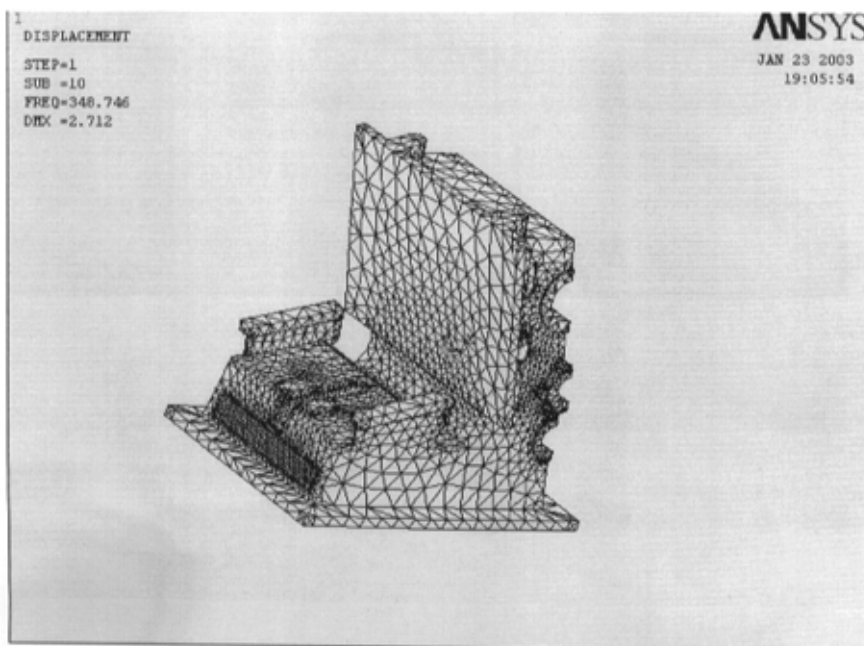


图 7-7 机座第四阶弯曲振型 频率为 348.746

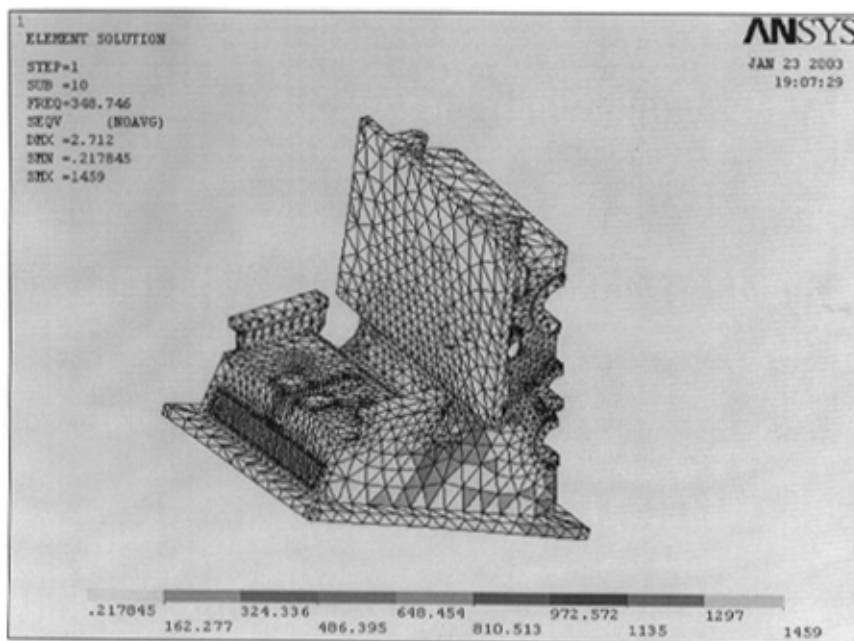


图 7-8 机座第四阶弯曲振型的应力

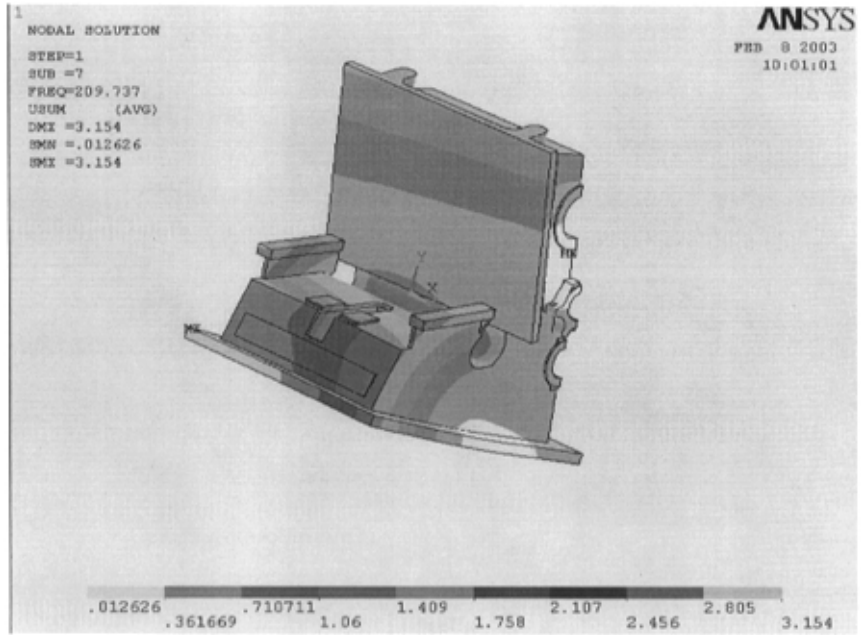


图 7-9 机座第一阶弯曲振型的变形

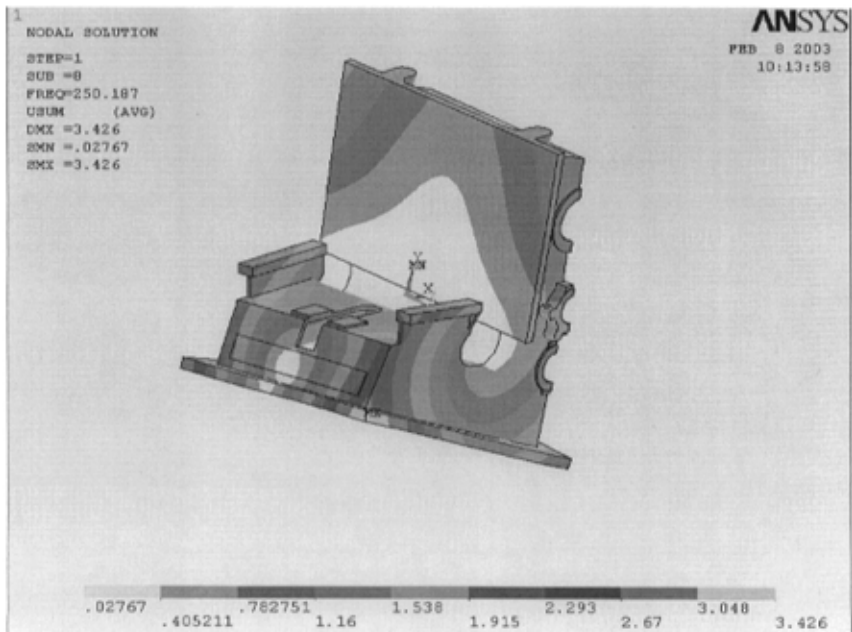


图 7-10 机座第二阶扭转振型的变形

通过以上分析，可以采用下列方法来对压痕机进行改进设计：



1. 提高机座各阶振型的固有频率，增加机座的刚性，以减少机座的变形和应力。
2. 提高轴 I、II 上的齿轮的加工精度，避免其啮合时产生振动，使其固有频率远离压痕机传动系统可能产生的激振频率或其倍数，从根源上防止共振的发生。

### 7.2.1 压架自由模态分析

压架是压痕机上的一个主要零件，该零件的动态特性会直接影响到整个机器的动态性能。对压架进行动态分析的目的，一是要了解压架在不同固有频率下的振型，以确定这些振型是否对机器的性能有重要的影响，二是要了解压架在不同振型下所受到的最大应力和变形，并分析这些振型出现的可能性，以便有目的地对压架结构进行改进，由于在压架的静态分析中已经对压架的结构进行了改进，所以，本节将对改进前后的压架都进行模态分析，并对其分析结果进行比较，最后，从动态的角度分析或确定压架结构。图 7-11-图 7-18 为改进前压架的前四阶振型的振型图和 Von-miss 应力云图。其前四阶振型的频率分别是 387.69Hz、419.26 Hz、914.32 Hz、1117.8 Hz。而前两阶的振型均是压架两侧的翼板的振动。因此压架两侧的翼板刚性在整个压架的结构中，其刚性相对较小。压架振型的后两阶振型主要是压架基体部分的振动，其固有频率很高，说明压架的基体部分有很高的刚性。综合其四阶振型，并与机座的各阶振型比较，压架的各阶振型频率均远远高于机座各阶振型频率，说明压架的刚性远比机座的刚性要好。压架有较大的刚性余量。而压痕机可能出现的激振频率一般较低，因此，不太可能出现图 7-11-图 7-18 所示的振型。从理论上分析，可以适当地减少压架上某些部位的材料，适度调低其各阶振型的频率，使压架在满足使用要求的前提下，降低生产成本。从动态的角度也证明了对压架结构修改的可行性。

图 6-10 为改进后的压架有限元模型。根据该模型计算的压架模态结果与改进前的结果列于表 7-2。

从表 7-2 中可以看出，改进后的压架的各阶振型的频率比改进前均有较大幅度的提高，说明其结构刚性比改进前更好；改进后的压架在各阶振型下的最大变形比原来略有变大，但由于各阶固有频率的提高，不太可能产生这种变形；改进后压架在各阶振型下的最大 Von-miss 应力比原来有大幅度下降，使压架的动态受力情况得到了明显的改善。

表 7-2 压架模型改进前后的模态分析结果比较

	f1	f2	f3	f4	DMX1	DMX2	DMX3	DMX4	SMX1	SMX1	SMX1	SMX1
改前	388	419	914	1118	16.85	16.78	6.07	4.09	2556	2486	2066	3110
改后	443	482	944	1090	17.76	17.77	7.16	4.38	1745	1686	2451	2879

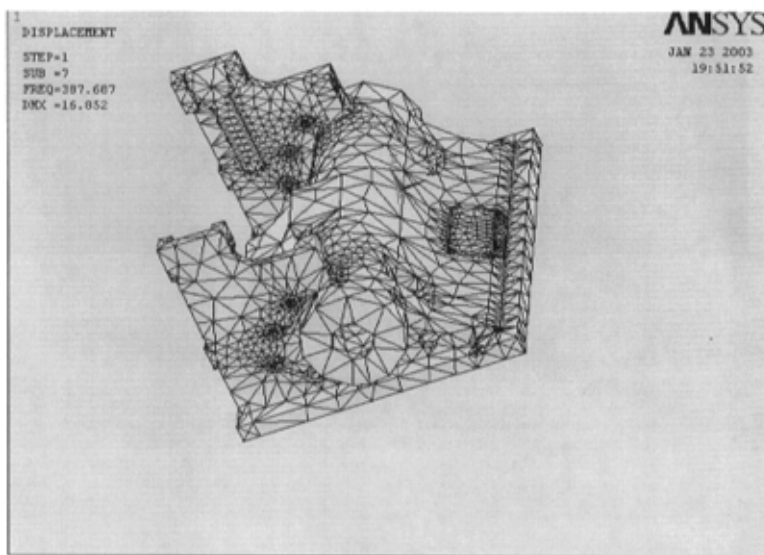


图 7-11 压架第一阶弯曲振型（两翼反向弯曲） 频率 389.687

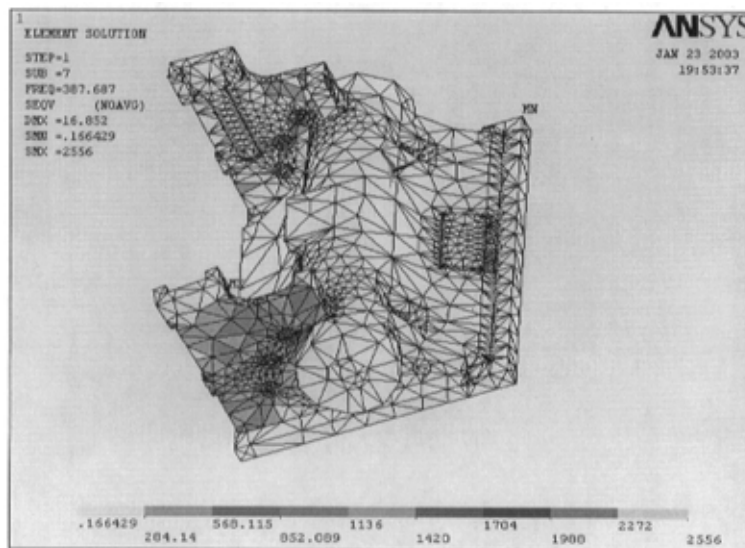


图 7-12 压架第一阶弯曲振型（两翼反向弯曲）的应力

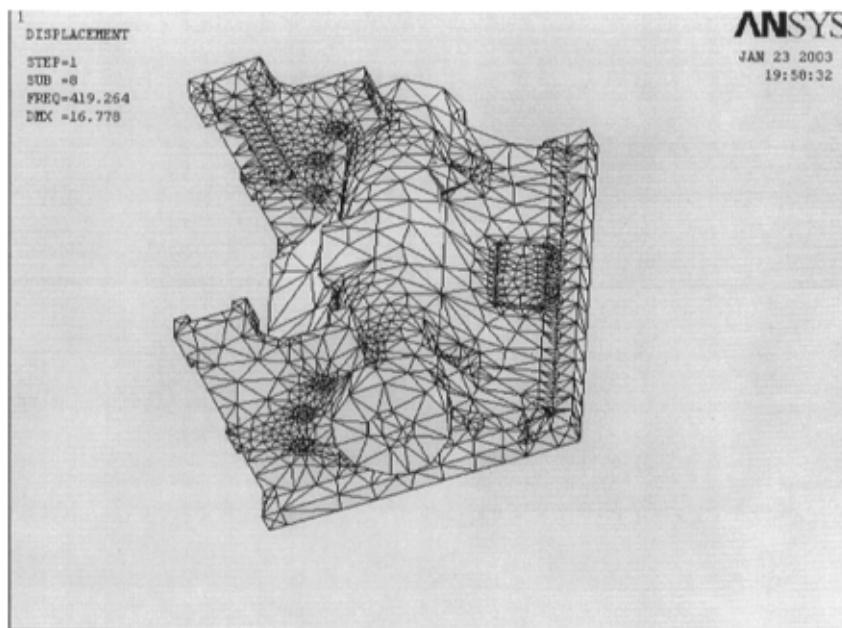


图 7-13 压架第二阶弯曲振型（两翼同向弯曲） 频率 419.264

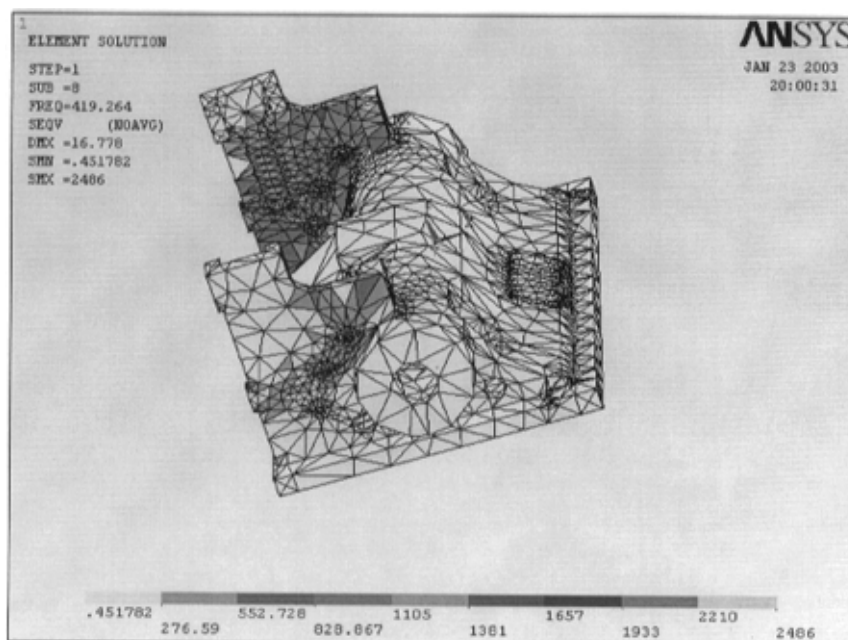


图 7-14 压架第二阶弯曲振型（两翼同向弯曲）的应力

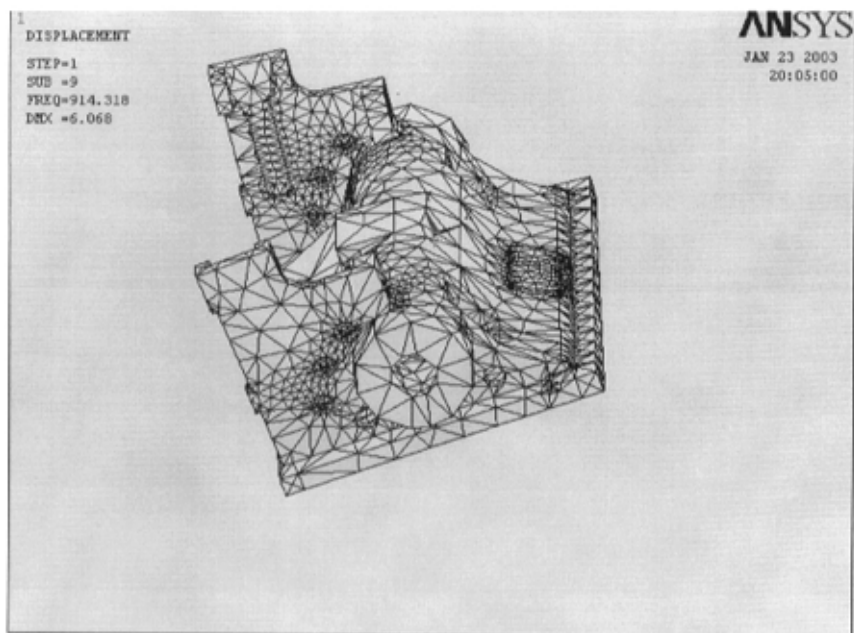


图 7-15 压架第三阶扭转振型 频率 914.318

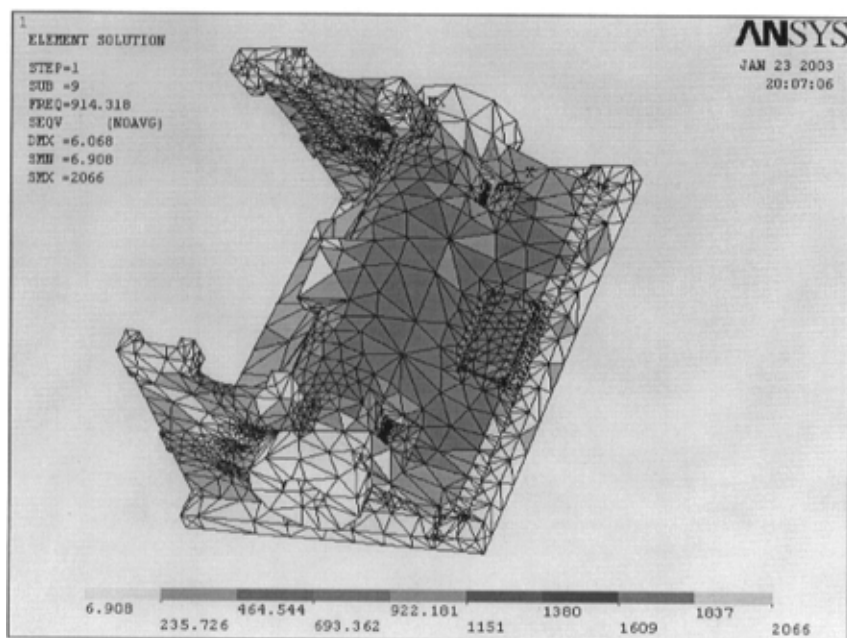


图 7-16 压架第三阶扭转振型的应力

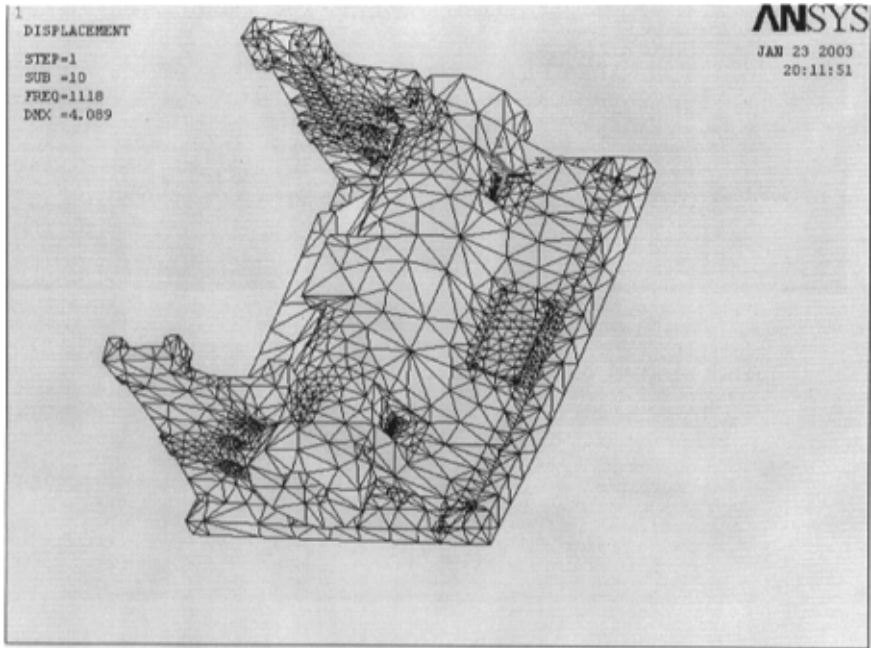


图 7-17 压架第四阶弯曲振型（复合弯曲） 频率 1118

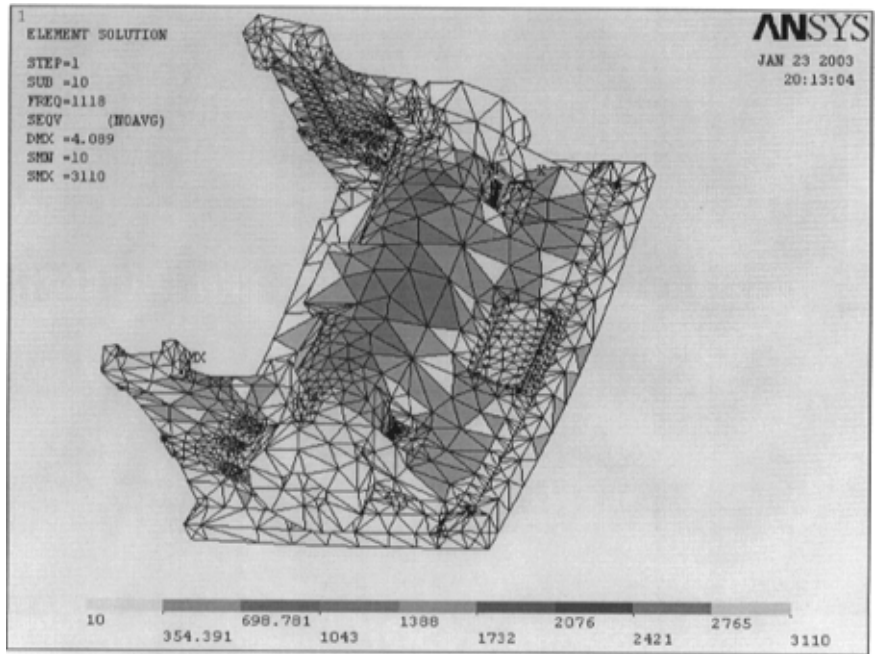


图 7-18 压架第四阶弯曲振型（复合弯曲）的应力

从表 7-2 中可以看出,改进后的压架的各阶振型的频率比改进前均有较大幅度的提高,说明其结构刚性比改进前更好;改进后的压架在各阶振型下的最大变形比原来略有变大,但由于各阶固有频率的提高,不太可能产生这种变形;改进后压架在各阶振型下的最大 Von-miss 应力比原来有大幅度下降,使压架的动态受力情况得到了明显的改善。

### 7.3 本章总结

1. 本章对在大型有限元分析软件 ANSYS 中进行模态分析的方法和原理进行了研究,这些方法和原理,是进行模态分析的理论基础。

2. 对 PYQ202C 平压压痕切线机机座进行了模态分析。通过对各阶频率的振型研究,分析了其不同频率振型下所受的应力和变形,指出了结构刚度的薄弱点并分析了原机床在工作时产生较大振动,影响机器性能的原因。工厂根据该分析结果,通过提高传动系统中第 I、II 轴上齿轮的精度,有效地解决了原设计中 PYQ202C 平压压痕切线机机座严重振动的问题。

3. 对 PYQ202C 平压压痕切线机压架改进前后的结构进行了模态分析。分析结果表明,压架零件比机座零件具有更好的刚性。改进设计以后的压架,不仅重量比原来小,而且比改进前的压架具有更好的动态性能。

# 第八章 机座结构优化设计

## 8.1 优化设计的基本概论

优化设计是一种寻求确定最优设计方案的技术。所谓“最优设计”，指的是一种方案可以满足所有的设计要求，而且所需的支出（如重量、面积、体积、应力、费用等）最小。也就是说，最优设计方案就是一个最有效率的方案。

优化设计问题都有一个明确的优化目标，最优目标的实现通过改变设计参数来达到，设计参数的变化要受到约束条件的限制。优化设计包括两方面的问题：结构型式的优选问题和在确定的结构型式下的参数优化问题。参数优化问题能够十分具体地建立优化目标、约束条件和设计参数之间的数值关系，利用数学工具建立分析模型，并利用计算机得到方程的数值解。

## 8.2 优化设计的数学模型

参数优化问题的关键是建立设计参数与优化目标、约束条件之间的数值关系，即建立一个优化数学模型。在优化数学模型中要涉及到设计参数、设计空间、约束条件、目标函数等概念。

### 1. 设计变量与设计空间

一个机械设计方案一般是由若干个设计参数所决定的，在这些设计参数中，一部分是按具体要求事先给定的，它们在优化设计过程中始终保持不变，称为预定参数；另一部分参数在优化设计过程中是可以变化的，如构件截面尺寸大小等，这类设计参数就称为设计变量。设计变量数愈多，设计自由度就愈大，优化设计过程也就愈复杂。

以设计变量为坐标轴所构成的空间称为设计空间，设计变量的个数就是设计空间的维数。设计变量通常用下列向量表示：

$$X = (x_1 x_2 \cdots x_n)' \quad (8-1)$$

该向量  $X$  表示  $n$  维设计空间的一个点。

### 2. 约束条件及可行区与非可行区

在机械设计中，设计变量总要受到某些条件的限制，如强度、刚度条件等，这

些条件称为约束条件。约束条件一般都可用不等式或等式表示，其一般形式为：

$$g_i(X) \leq 0 \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (8-2)$$

$$h_j(X) = 0 \quad j = m + 1, m + 2, \dots, l \quad (8-3)$$

不等号或等号左边表示根据约束条件建立起来的设计变量的函数式，又称为约束函数。约束条件将设计空间划分成可行区与非可行区。凡是满足约束条件的设计点都必须在可行区内，因此可行区就是所有满足约束条件设计点的集合  $R$ ，即

$$R = \{X \mid g_i(X) \leq 0, i = 1, 2, \dots, l\} \quad (8-4)$$

### 3. 目标函数

优化的目标在数学上一般都可写成设计变量的函数关系式。这个函数就称为目标函数，记作  $f(X)$  或  $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ 。

### 4. 优化设计的数学模型

优化设计的任务就是在可行区域内找到一个点，使目标函数值最小。因此优化设计可作如下数学描述：

寻找  $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$

使得  $f(X) \rightarrow \min$

并满足  $g_i(X) \leq 0 \quad i = 1, 2, \dots, l$

或更简练地描述为：
$$\min_{X \in R} f(X) \quad (8-5)$$

$$R = \{X \mid g_i(X) \leq 0, i = 1, 2, \dots, l\}$$

建立优化设计的数学模型以后，对于简单的问题可用古典的极值理论求得数学方程的极值点。一般的工程结构都是非常复杂的，很难求出方程的理论解，甚至无法列出数学方程，因此在实际结构的参数优化设计中，大多利用计算机技术求得近似的能满足工程要求的数值解。有限元法的发展为优化设计的求解提供了强有力的工具，使最优化设计在许多工程结构的设计中得到充分的体现。

## 8.3 优化设计的步骤

有限元中的优化设计是通过产生一系列有限元设计而获得最优设计的计算机技术。应用有限元方法优化设计过程包括：



1. 参数化建立模型；
2. 对结构进行静、动力分析计算；
3. 在优化设计模块中定义设计变量、状态变量、目标函数和收敛准则；
4. 用优化子程序控制和执行分析，包括分析计算、提取分析结果、收敛性及参数范围判断、给下一个分析过程赋参数值等；
5. 获取优化以后的参数。

ANSYS 程序提供了两种优化方法：子问题逼近法和一阶优化方法。子问题逼近法使用逼近函数，逼近函数由先前试验设计数据点的曲线拟合而来，通过序贯无约束最小化技术 (SUMT) 求得逼近目标数的最小值，然后再生成下一个设计。ANSYS 程序将设计变量和状态变量的约束作为惩罚项加到目标函数上，形成一个无约束的目标函数。

一阶优化方法是一种新的优化技术，它使用相对于设计变量的导数如（如相关变量的梯度）信息。ANSYS 程序计算梯度，然后按自适应罚函数形成无约束的目标函数。每次迭代形成一个搜索方向，再通过一维搜索求出无约束问题的最小值。

平压压痕切线机机座结构复杂，设计变量很多。根据不同的要求，机座设计的目标函数也是多方面的，可以是重量最轻、用料最少或寿命最长、可靠性最好，也可以是机座的最大应力最小，或整体的动态性能最好。在实际进行优化设计的时候，应根据被设计零件应达到的最终要求来设定优化目标，即目标函数，根据结构参数变化的可行性来确定设计变量。在机座的优化设计中，如果单凭设计人员的经验进行修改，自然避免不了盲目性，也不能做到以最小的改动达到最佳的效果。而且不管是基于实验测试数据的修改方法还是基于有限元模型的修改方法，都将花费大量的人力与财力。本章将通过研究机座零件的动态特性，来改进机座的结构设计，从而达到改善动态性能、降低生产成本的要求。为了有效地进行结构的动态优化设计与修改，必须了解哪些物理参数对结构的动特性影响较大，即研究结构的动特性对这些结构参数的敏感程度，也就是进行所谓结构动态特性的灵敏度分析。它可以使设计者有目的地修改所设计的机械结构，从而优化设计、减少费用、缩短设计周期、提高效率。

## 8.4 动态灵敏度分析原理

无阻尼自由振动微分方程为：

$$m\ddot{x} + kx = F_i(t) \quad (8-6)$$

经拉氏变换后求得其无阻尼固有频率为：

$$\omega = \sqrt{\frac{m}{k}} \quad (8-7)$$

$$\text{而} \quad f = \frac{1}{2\pi\omega} \quad (8-8)$$

所以由式 (8-8)、(8-7)、(8-6) 得:

$$f = f(\omega) = f(m, k) = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (8-9)$$

灵敏度分析通过确定状态变量和目标变量与设计变量之间梯度关系, 反映设计变量对目标函数变化的贡献。设目标函数表示为

$$f_r(x) = f(x^{(r)})$$

目标函数的梯度

$$\nabla f_r = \left[ \frac{\partial f_r}{\partial x_1}, \frac{\partial f_r}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial f_r}{\partial x_n} \right] \quad (8-10)$$

对于每一个设计变量梯度近似表示为

$$\frac{\partial f_r}{\partial x_i} = \frac{f_r(X + \Delta x_i e) - f_r(X)}{\Delta x_i} \quad (8-11)$$

其中  $e$  为与  $X$  向量数相同的列阵, 在  $x_i$  位置为 1, 其余位置为 0,

$$\Delta x_i = \frac{\Delta D}{100} (x_i - \underline{x}_i), \quad (8-12)$$

$\Delta D$  表示增加值的幅度。

式 (8-11) 表示结构的一阶灵敏度。它是通过对给定的设计变量一定的扰动, 计算目标函数的变化程度。其中等号左边称为一阶微分灵敏度, 右边称为一阶差分灵敏度。

## 8.5 机座零件的动态灵敏度分析

根据原机床机身出现较强振动的情况, 同时考虑到机座内部零部件的装配情况, 为了降低机座的重量, 同时能够保证机座有良好的动态性能, 以原机座形式为基础, 研究机座壁厚和工作面板厚度对其动态特性的影响。并且, 以机座壁厚和工作面板厚度为设计参数, 以机座的模态频率的大小作为衡量结构动态特性优劣的性能指标, 进行机座壁厚和工作面板厚度对模态频率的灵敏度分析, 为合理设计机座壁厚和工作面板厚度提供了依据。

利用 ANSYS 提供的 APDL 参数化语言，建立机座的参数化模型如图 8-1 所示。机座外壳的壁厚四周相同，其中设计参数  $t_1$  表示机座外壳板厚； $t_2$  表示机座工作面板的厚度。

$$\text{目标函数为: } \min[f(x)] = \frac{1}{\sqrt{f_1^2 + f_2^2 + f_3^2 + f_4^2}} \quad (8-13)$$

式中： $f_1$ 、 $f_2$ 、 $f_3$ 、 $f_4$  为机座的第一阶、第二阶、第三阶、第四阶共振频率  
由模态分析得到的第一阶模态频率振型为弯曲振型，第二、三阶模态频率的振型为扭转振型，第四阶模态频率振型为弯曲振型（详见第六章）。机座四周壁厚  $t_1$  和工作面板厚度  $t_2$  对结构特征频率的灵敏度如图 8-2、8-3 所示。

从图 8-2 可以看出，随着机座外壳厚度  $t_1$  从 12mm-15mm 逐步增加，机座结构的前四阶模态频率均有较大提高，结构的抗扭刚度和抗弯刚度也相应地提高，这说明适当地增加结构外壳的厚度，能明显地提高结构的动刚度；随着机座外壳厚度  $t_1$  的继续增加，机座的各阶模态频率的提高并不明显，这说明机座外壳厚度  $t_1$  超过 15mm 后，厚度的增加，对机座的抗弯、抗扭刚度的影响很小。从材料消耗的角度看，提高机座结构外形侧板的厚度  $t_1$  虽可以提高结构的动刚度，但也会使结构的重量增加。因此，为了保证机座有较好的刚性，同时，又保证材料的消耗最少，在铸造工艺许可的情况下，机座结构外形侧板的厚度  $t_1$  应选择 15mm 为最佳。原机床机座侧板厚度为 20mm，重量为 1260kg， $t_1$  改为 15mm 后，重量为 932kg，其重量减少了 328kg。

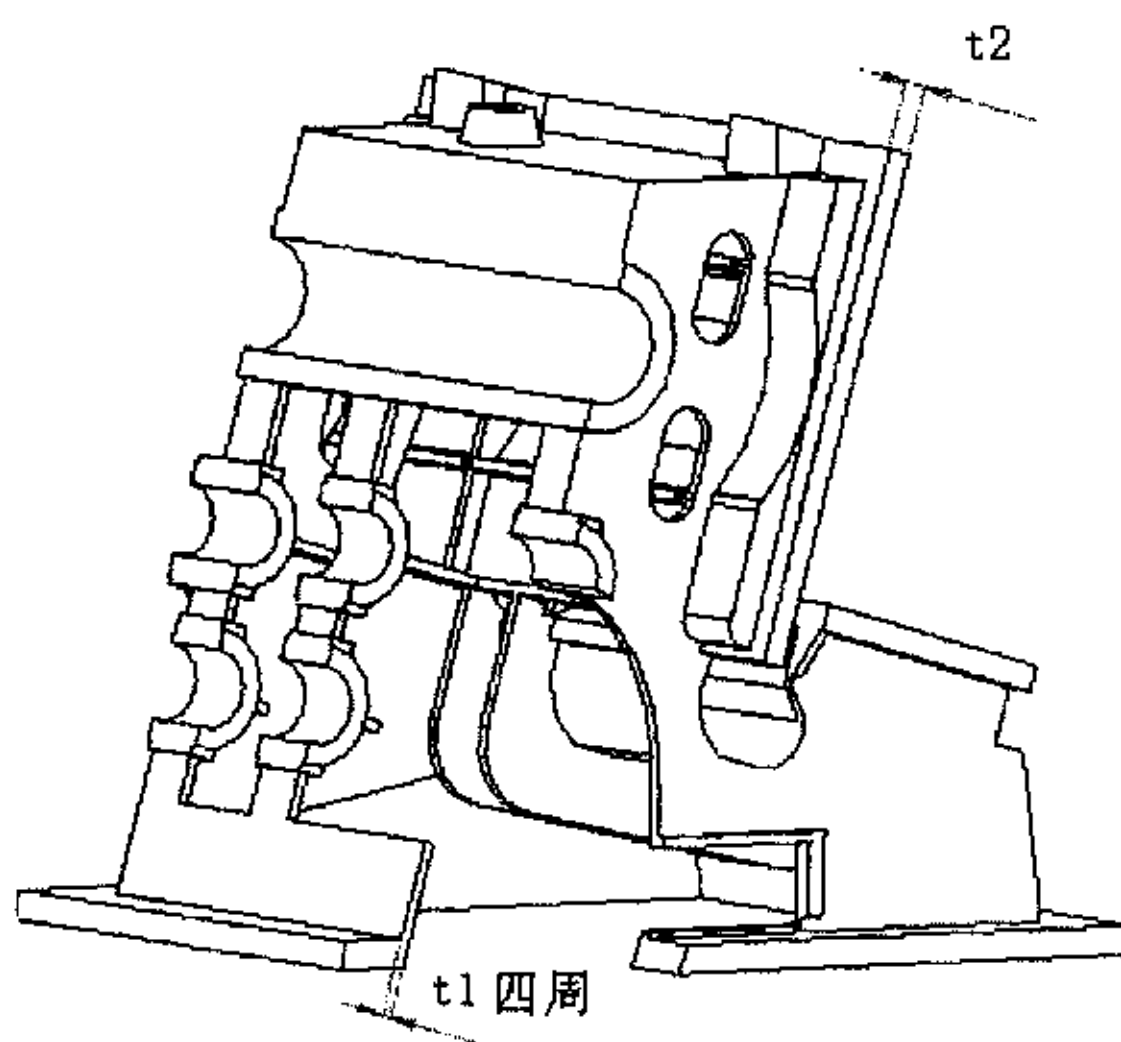


图 8-1 机座的 CAD 模型的四周壁厚  $t_1$  及工作面板厚度  $t_2$

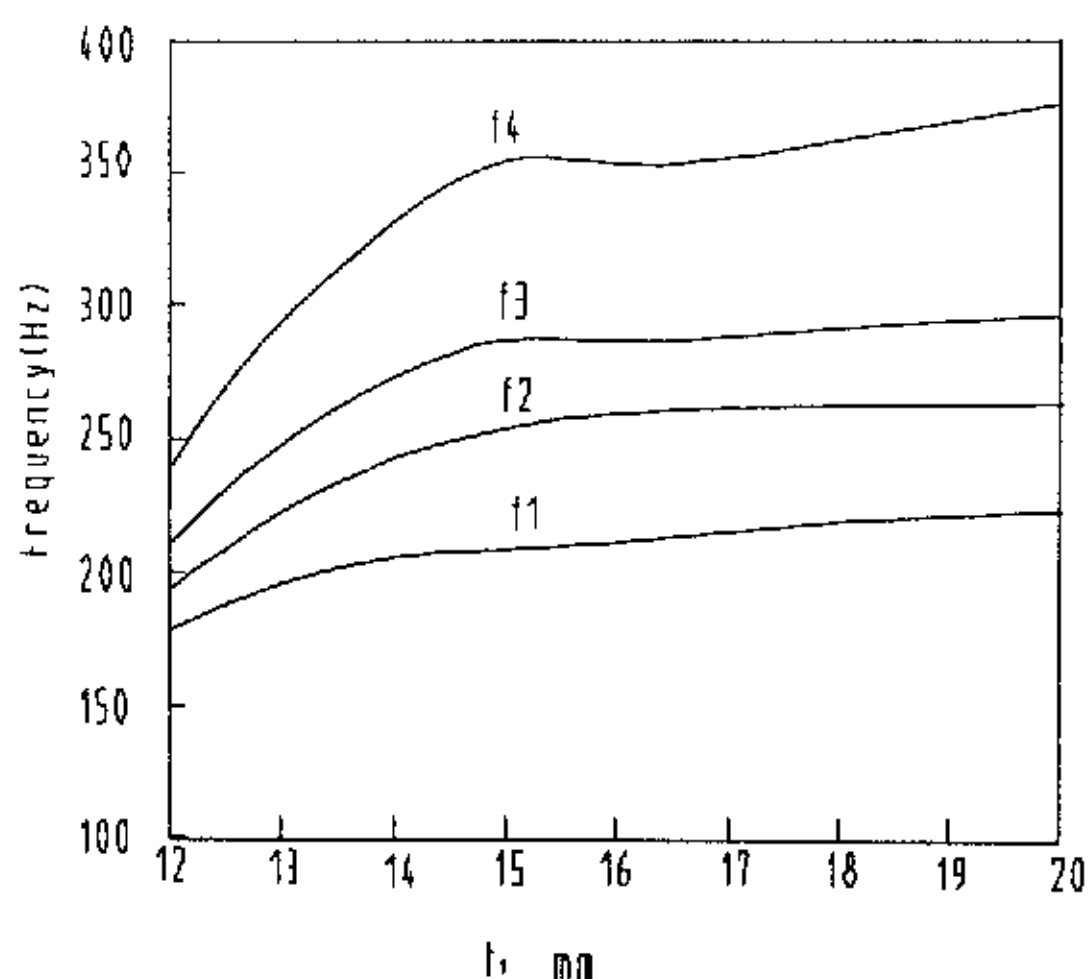


图 8-2 壁厚  $t_1$  对结构特征频率的灵敏度

$f_1$ —第一阶频率；  $f_2$ —第二阶频率；

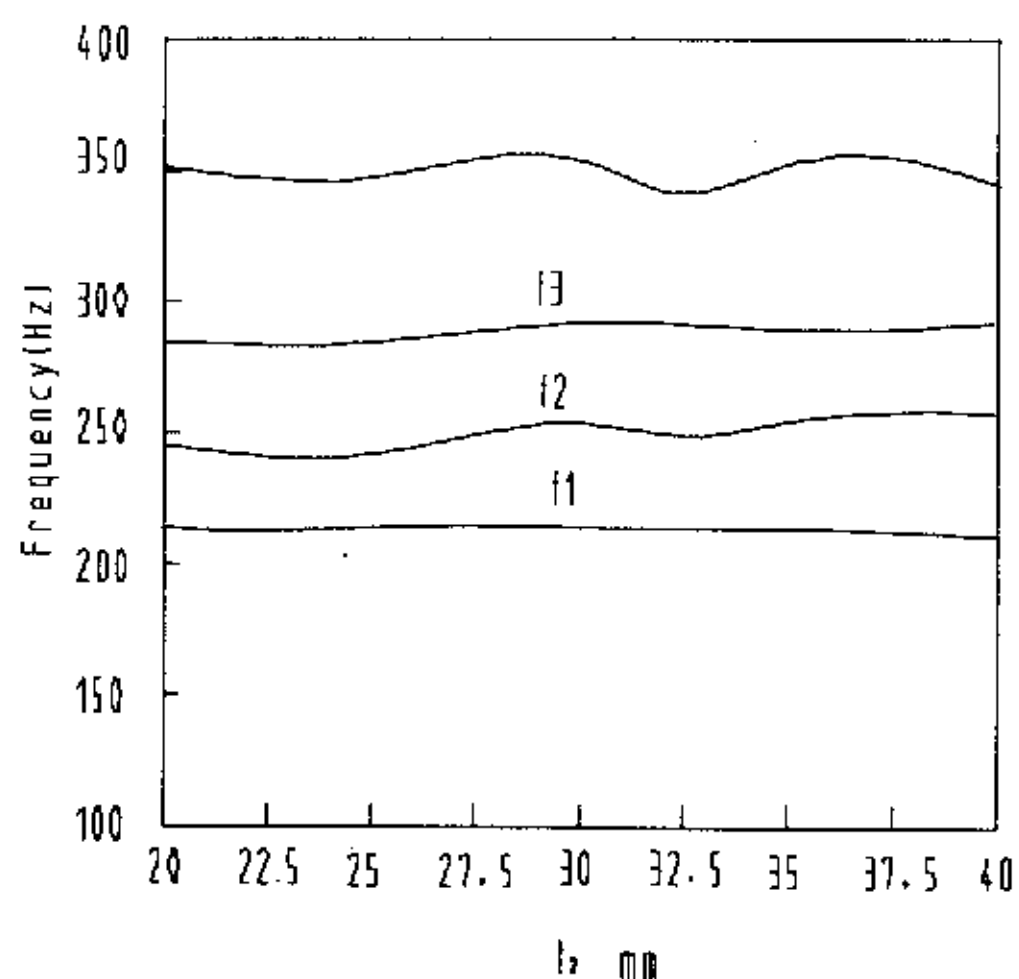


图 8-3 工作面板厚度对结构特征灵敏度

$f_3$ —第三阶频率；  $f_4$ —第四阶频率；

由图 8-3 可以看出，改变工作面板厚度  $t_2$  对各阶结构特征频率的灵敏度基本上没有什么影响。因此，在设计尺寸  $t_2$  时，可以主要以静态分析的结果作为设计该尺寸的依据。

由此可见：通过灵敏度分析，就可以有针对性地修改零件的厚度等设计参数，迅速达到所要求的设计目标。

## 8.6 本章总结

1. 结构优化设计是通过合理确定设计参数，使结构达到最佳的效果。优化设计的关键是建立参数优化的数学模型，利用计算机技术能够得到满足工种需求的数值解，有限元法是结构优化设计分析的有力工具。

2. 灵敏度分析能够大大提高设计的效率，机座是压痕机的各个组成部分中的一个极其重要的大件，机座的动态特性的优劣直接影响整机的动态特性。如何在结构分析中，应用结构设计参数的灵敏度分析，最终得到一个良好动态特性的机座结构对提高机床的动态精度有重要意义。本章通过优化设计基本理论和方法的研究，指出了对于复杂的机械结构，宜采用动态灵敏度的方法进行优化设计。

3. 通过对机座四周壁厚  $t_1$  和工作面板厚度  $t_2$  对结构特征频率的动态灵敏度分析，提出了机座零件的改进设计方案，并应用到实际的设计中。在保证机座的动态性能的前提下，减少了材料消耗，降低了生产成本。

# 第九章 压架的瞬态动力分析

## 9.1 瞬态动力分析概述

### 9.1.1 瞬态动力分析的定义

瞬态动力分析（也称时间—历程分析）用于确定结构承受随时间变化载荷时的动力响应。使用这种分析方法可以得出在静态、瞬态及谐波载荷或由它们合成的载荷作用下，结构内部随时间变化的位移、力和拉压应力。瞬态分析属于结构动力分析的范畴，它不同于静力分析，动力分析要考虑随时间变化载荷以及阻尼和惯性的影响。如果惯性和阻尼在结构分析中可以忽略，问题就成为前面所述的静力分析。

在有限元分析程序中所有的动力分析类型都是基于下述有限元系统的通用运动方程：

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (9-1)$$

其中：

$[M]$ 是质量矩阵；

$[C]$ 是阻尼矩阵；

$[K]$ 是刚度矩阵；

$\{\ddot{u}\}$ 是节点加速度向量；

$\{\dot{u}\}$ 是节点速度向量；

$\{u\}$ 是节点位移向量；

$\{F(t)\}$ 是随时间变化的载荷向量。

在任意给定的时间  $t$ ，方程 (59—1) 中的等式可以认为是一系列静态的方程式同时考虑了惯性力  $[M]\{\ddot{u}\}$  和阻尼力  $[C]\{\dot{u}\}$ 。在 ANSYS 程序中使用 Newmark 时间积分的方法来求解这些时间点的等式，相邻时间点之间的时间增值称为积分时

间步长。

瞬态分析使用的模型与静态分析的模型没有什么区别，但瞬态分析对计算机和工程技术人员的要求比静态分析要高，其中包括需要更多的计算和分析时间。可以利用以下的方法减少瞬态分析的时间：1) 在结构分析中尽量避免非线性，如果必须考虑非线性，可首先在静力分析中考察非线性对结构的影响；2) 首先把握结构的动态特性，通过模态分析计算出固有频率和振型，进而知道结构在某一阶模态被激起时的响应，固有频率还有助于正确计算积分时间的步长；3) 对非线性问题考虑用子结构代替模型中的线性部分，可节省分析时间。

### 9.1.2 瞬态分析求解方法

求解瞬态动力问题的方法有三种：全瞬态动力分析方法、凝聚法和模态叠加法。三种方法皆基于动力分析的通用运动方程(9—1)。

1. 全瞬态动力分析方法是三种分析方法中最常用最强有力的方法。它使用完整的动力分析控制方程(无矩阵缩减)，包括完整的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵，因此，它具有完整的非线性功能，包括塑性、蠕变、大变形、大应变等。

全瞬态动力分析方法具有以下优点：

- 1) 容易使用，因为它无须考虑主自由度或模态形状的选择；
- 2) 允许各种非线性因素存在；
- 3) 使用全矩阵，没有质量矩阵近似的因素；
- 4) 在单步过程即可计算出位移和应力；
- 5) 可以接受各种载荷：节点力、强制位移、单元力等；
- 6) 可以对实体模型施加合理的载荷。

全瞬态动力分析方法的主要缺点是比其它方法占用资源多和计算时间长，如果不想考虑结构中的非线性，应当采用其它的方法。

2. 凝聚法通过使用主自由度和缩减的矩阵来减小问题的规模。凝聚法首先计算主自由度的位移，然后把结果扩展到所有的自由度。

凝聚法的优点是比全瞬态动力分析方法节省时间和资源。

与全瞬态动力分析方法相比凝聚法存在以下一些缺点：

- 1) 第一步只能解出主自由度上的位移，第二步才能得到完整的位移、力和应力的解；
- 2) 可以施加加速度，但不能直接在模型上施加单元力（压强、温度等）；
- 3) 所有载荷必须加在用户定义的主自由度上（这限制了实体模型施加载荷）；
- 4) 时间步长必须保持常量，不能设置自动时间步长；
- 5) 唯一允许的非线性是简单的节点与节点接触。

3. 模态叠加法把模态分析求出的单独模态叠加起来计算结构的总响应，因而模态分析必须先于其它任何求解步骤进行。

模态叠加法具有以下优点：

- 1) 它比凝聚法和全瞬态动力分析法运算速度快且节省资源；
- 2) 在模态分析中施加的单元力可以转化为瞬态分析中的载荷；
- 3) 它能接受模型中的阻尼。

模态叠加法存在以下的不足之处：

- 1) 时间步长必须保持常量，不能设置自动时间步长；
- 2) 唯一允许的非线性是简单的节点与节点接触；
- 3) 不可用于浮动的或散开的结构；
- 4) 它不能接受强制的非零位移约束。

以上三种方法各有优缺点，由于模态叠加分析方法，可以对模型施加各种载荷，且一次性解出各部分的应力和位移值。对于压架结构，可以使用这种方法模拟各种工况的动态过程，而且可以考虑模型的大变形等复杂的因素。

### 9.1.3 瞬态动力分析的积分时间步长

瞬态分析的时间步长用来确定施加载荷的时间点和瞬态分析的积分区间，有限元分析程序根据施加载荷时“跃变”或“渐变”的选项确定相邻时间点之间的载荷值。“跃变”载荷呈成阶梯状，在选定的时间点突变而在各时间点之间不变化；“渐变”载荷在时间点之间连续变化，分析程序用线性插值方法确定两时间点之间的载荷值。步长越短即采样时间点越密，越能准确反映载荷的变化过程，计算出的应力和变形在时间历程曲线上也更趋于连续和平滑，更能精确表达瞬态过程

的应力和变形，但占用计算机的资源和所需的计算时间也越多。 $\Delta t=1/20f$ ,  $f$  是所关心的最高响应频率，而在本分析中，所要的最高的响应频率  $f=1117.8\text{Hz}$ ，所以  $\Delta t$  约为 0.00004。

#### 9.1.4 瞬态动力分析步骤

以模态叠加法瞬态动力分析为例，瞬态分析主要包括以下五个过程：

- 1、建立模型；
- 2、选择分析类型和选项；
- 3、规定边界条件和初始条件；
- 4、施加时间历程载荷并求解；
- 5、查看结果。

瞬态分析的建模过程与静力分析的建模是一样的，值得注意的是瞬态分析的模型有限元网格要求细密到能够解出所要求的最高阶模态的振型，对应力或应变感兴趣的部位，单元网格要相对细一些。

瞬态分析施加载荷的过程与静力分析是不同的，静力分析施加固定的载荷，而瞬态分析施加随时间变化的载荷（包括力、位移等），不仅要给定载荷值的大小和载荷的方向，还要确定加载的时间。对于随时间连续变化的载荷，可以按一定的时间间隔对载荷值抽样，把载荷抽样值按照其对应的时间点加到结构上。在 ANSYS 程序中，不同时间点的载荷按顺序存入不同的载荷文件，在计算时程序自动装入时间历程载荷，计算后得到的结果也按不同的时间点分块存放。一般来说时间间隔越短，越能准确地反映出载荷的变化情况，从而计算出更准确的结果，但同时也会占用更多的计算机资源，加长计算时间。

在有限元程序的时间历程后处理中，可以得到结构上各点随时间变化的位移、力和应力等计算结果。

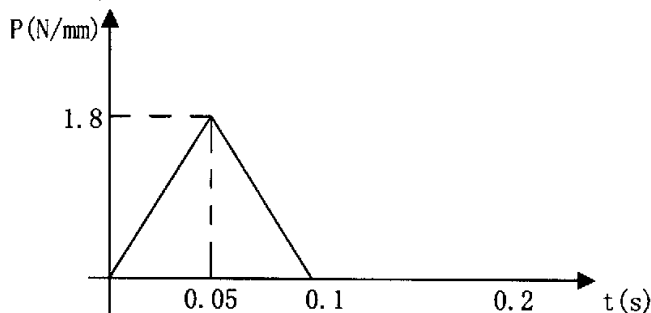
## 9.2 压架瞬态动力分析

前面第四章对 PYQ202C 平压压痕切线机压架进行了静态分析，通过静态分析，我们可以初步知道压架的变形和应力情况，为模态分析和瞬态分析提供了参考，而实际上压架承受的是动态载荷，通过瞬态动力分析可以进一步核实静态和模态分析的结果。PYQ202C 平压压痕切线机压架瞬态动力分析分以下几步进行：

- 一、建立或从文件读入用于压架瞬态分析的模型。



二、分析计算。①定义分析类型：瞬态分析；②确定求解方法：模态叠加分析法；③施加载荷：分析过程中的加载线图由厂家提供如下：



分三步加载：第一步为 0-0.05 秒间的斜坡载荷；第二步为 0.05-0.1 秒间的斜坡载荷；第三步为 0.1-0.2 秒间的零载荷。每步加载后按顺序存入不同的载荷文件中；

④施加约束和边界条件；⑤ 计算：对瞬态分析动力方程求解。

三、提取分析结果。在有限元分析程序 ANSYS 的通用后处理模块中可以获得瞬态过程区间内任意时间点的分析结果，包括位移、应力、作用力等；在时间历程后处理器中，可以得到各种结果随时间变化的曲线。

根据瞬态分析的结果，可以得到压架底板中上部变形较大的点（这些点由静态分析得到如图 9-1 中所指）在这一过程中任意时刻的变形的大小，如图 9-2 所示：

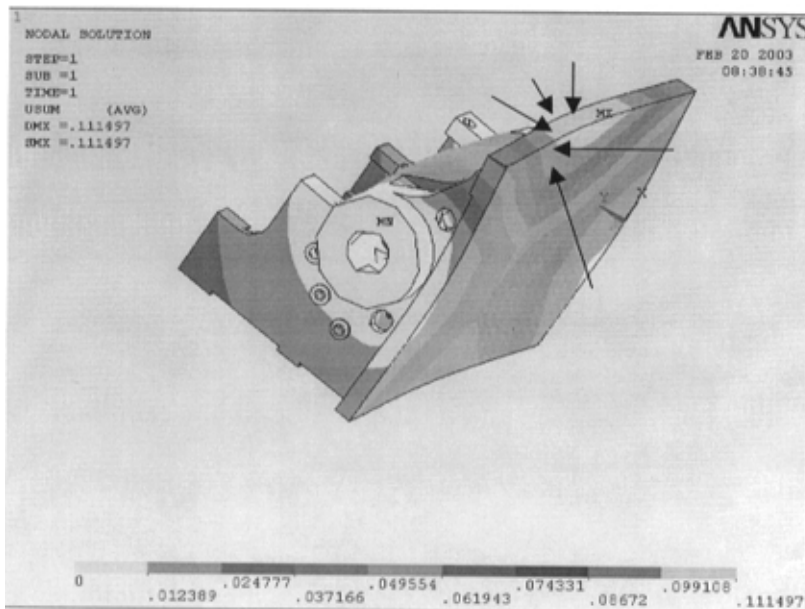


图 9-1 压架静态分析变形云图

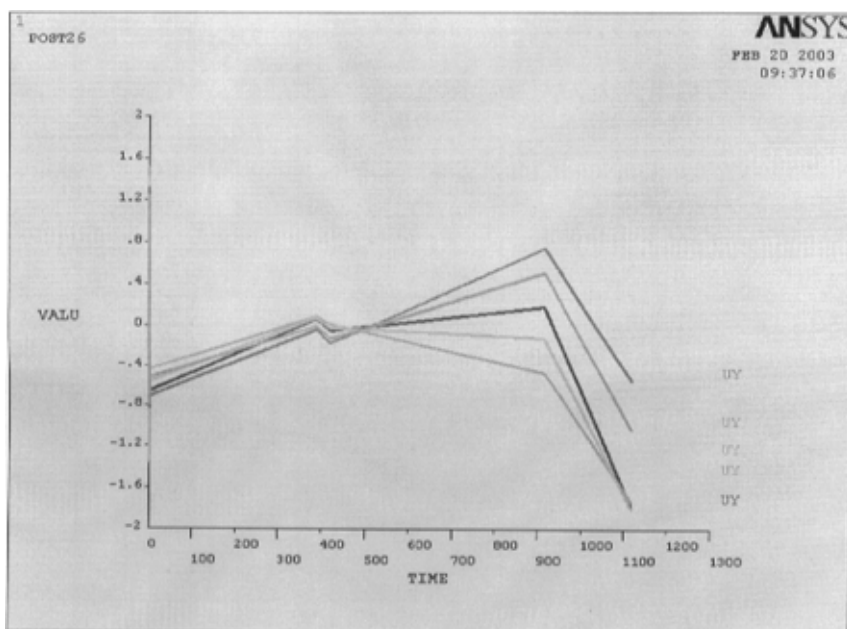


图 9-2 压架底版中上部各点 Y 方向的变形随频率的变化图

由图可见：1) 当外加动态激励的频率和压架的固有频率相等时，压架会产生共振。每经过压架的各阶自振频率（如图中在频率 387.7Hz、419.2Hz、914.3Hz 处）时，变形量都会产生突变，所以在设计时要避开零件的自振频率；2) 随着自振频率的增加，变形量加大，当然高频率一般是达不到的；3) 当外载去除后，由于质量引起的惯性，变形仍在继续，所以应适当减轻压架的重量。

### 9.3 本章总结

1、本章对瞬态动力分析方法进行了研究，瞬态分析一般有三种求解方法：全瞬态分析方法、凝聚法和模态叠加法，其中模态叠加法是最常用的一种方法。对 PYQ202C 平压压痕切线机压架采用模态叠加法进行了分析。

2、通过对 PYQ202C 平压压痕切线机压架的瞬态动力分析，可以知道压架产生变形突变时的频率以及频率对压架变形的影响，同时可以看出压架的质量对其变形的影响。为压架的结构改进提供参考和依据。

## 第十章 总结

有限元方法在现代结构设计中占有重要的位置，是虚拟设计和制造的重要环节，并贯穿设计和制造的整个过程。将有限元方法应用于 PYQ202C 平压压痕切线机开发是缩短其开发周期、降低产品成本的必由之路，研究有限元法在压痕机机座、压架等零件的开发中的应用具有重要意义。本文以 PYQ202C 平压压痕切线机主要零部件为研究对象，从 CAD 零件建模、装配建模、工程图生成、有限元建模、模态分析、静力分析、瞬态动力分析和结构优化等几个方面阐述了有限元法在开发中的应用。经过分析和试验，本文主要取得了以下成果：

### 10.1 主要成果

1、研究了机械 CAD 三维造型的基本方法，根据工厂提供的原 PYQ202C 平压压痕切线机二维设计图纸，运用 Pro/e 三维 CAD 设计软件建立了该机器所有零件的 CAD 模型为以后对零件进行 CAE 分析打下了基础。

2、通过对 CAD 装配建模技术的研究，建立了所有部件装配模型和机器总装模型。为及时发现和修改设计中的错误和缺陷，确保设计的准确性和合理性提供了可靠的方法。

3、通过对 Pro/e 软件中工程图生成方法的研究，将全部三维零件转换成相应的工程图，为企业技术人员阅读工程图提供了方便。

4、对有限元建模方法进行了研究，利用在 CAD 软件中建立的 CAD 模型传入到有限元分析软件 ANSYS 中，建立了 PYQ202C 平压压痕切线机机座和压架等零件的有限元分析模型。

5、对 PYQ202C 平压压痕切线机的主要零件机座、压架、连杆进行了静态分析，得出了该三个零件在工作载荷下的 Von-miss 等效应力和变形分布云图，为改进零件的结构设计提供了科学依据。

6、通过计算压架在所承受的静态最大工作压力下压架各部分的应力，在保证压架所受的应力不超过材料的强度极限，同时，计算其各部分的变形，保证其变形能满足零件的变形要求的前提下，改进了压架的结构。通过对改进前后压架零

件的静态分析结果的比较,说明了改进型压架结构设计的合理性,调整了压架各部分的应力分布和变形分布,使各部分的应力值和变形值更加合理,既保证零件的强度和刚度,又最大限度地利用材料,减少材料的使用量,从而降低了压架制造的成本和压架的重量。

7、对 PYQ202C 平压压痕切线机机座、压架进行了模态分析。通过对机座各阶频率的振型研究,分析了其在不同频率振型下所受的应力和变形,指出了结构刚度的薄弱点并分析了原机床在工作时产生较大振动,影响机器性能的原因。有效地解决了原设计中 PYQ202C 平压压痕切线机机座严重振动的问题。通过对 PYQ202C 平压压痕切线机压架改进前后结构的模态分析表明:改进设计以后的压架,不仅重量比原来小,而且比改进前的压架具有更好的动态性能。

8、通过优化设计基本理论和方法的研究,指出了对于复杂的机械结构,宜采用动态灵敏度的方法进行优化设计的方法。

9、通过对机座零件四周壁厚  $t_1$  和工作面板厚度  $t_2$  对结构特征频率的动态灵敏度分析,提出了机座零件的改进设计方案,并应用到实际的设计中。在保证机座的动态性能的前提下,减少了材料消耗,降低了生产成本。

10、通过对压架瞬态动力分析,了解了压架在实际动态载荷的作用下变形较大的节点的变形情况,证实了对压架进行的结构改进方案的合理性和模态分析结果的正确性。

## 10.2 结语

1. 对产品进行 CAD 三维设计,可帮助设计人员在虚拟环境下产生身临其境的沉浸感,充分发挥其设计想象力,提高机械产品的设计水平。

2. 通过对三维 CAD 模型参数化设计和有限元动态分析,可以帮助设计者进行设计方案的分析比较,对结构设计中的缺陷进行修改或重新设计。这种机械设计方法不需要制造样件,便能计算、评价和修改多种设计的某些特征,达到缩短机械产品开发时间和降低成本的目的。

3. 文采用的三维 CAD 造型设计技术是当前设计领域的前沿技术,提出的利用 CAD 和 CAE 的集成技术,在虚拟环境下对压痕机进行开发设计的构想,为机械产品的动态设计提供了一条新路。

# 致 谢

值此论文结束之际，向我的指导老师陈南教授、王钧高级工程师表示诚挚的谢意！衷心感谢论文开题一年来两位导师给予我无微不至的关怀，以及学业上的悉心指导和谆谆教诲！特别感谢我的指导老师陈南教授在论文开题、论文实施过程中给我方向上和方法上的指导，在论文撰写与定稿的工作中，陈老师进行了认真细致的校对工作。陈老师对学生无私、热情的帮助令我难忘。他严谨、进取的治学精神和渊博的专业知识以及高尚的品格将使我终身受益。

在课题的全过程中，同样也得到了张家港市印刷机械总厂何国平厂长，王国平技术科长等同志的大力支持。该两位同志对压痕机结构的改进提出了切实可行的建议，并认真实施了对压痕机的改进型生产，使本文的研究成果得到了应用。在论文的撰写中也得到了沙洲工学院王艳辉副教授、王文红老师的帮助和指点，在此一并向他们表示感谢！

钱袁萍

2003. 2. 15

## 参 考 文 献

- [1] Pro/ENGINEER 零件设计基础篇上, 林清安, 北京大学出版社, 2000. 4
- [2] Pro/ENGINEER 零件设计基础篇下, 林清安, 北京大学出版社, 2000. 4
- [3] Pro/ENGINEER 零件设计高级篇上, 林清安, 北京大学出版社, 2001. 6
- [4] Pro/ENGINEER 零件设计高级篇下, 林清安, 北京大学出版社, 2001. 6
- [5] PRO/E 入门基础实例演练上, 张益三, 黄圣杰, 机械工业出版社, 2001. 7
- [6] PRO/E 入门基础实例演练下, 张益三, 黄圣杰, 机械工业出版社, 2001. 7
- [7] 电脑辅助工程分析 ANSYS 使用指南, 陈精一, 蔡国忠, 中国铁道出版社, 2001. 4
- [8] ANSYS 教程——基本分析过程指南、模态分析、优化设计
- [9] 精通 ANSYS, 刘涛, 杨凤鹏, 清华大学出版社, 2002. 9
- [10] 许尚贤. 机械设计中的有限元法. 北京: 机械工业出版社, 1992.
- [11] 袁慰平等. 数值分析. 南京: 东南大学出版社, 1992.
- [12] 林循泓. 振动模态参数识别及其应用. 南京: 东南大学出版社, 1994.
- [13] 季馨. 电子设备振动分析与试验. 南京: 东南大学出版社, 1992.
- [14] 徐燕申. 机械动态设计. 北京: 机械工业出版社, 1992.
- [15] 孙国正. 优化设计及应用. 北京: 人民交通出版社, 1992.
- [16] 伍建国, 陈新, 孙庆鸿, 内圆磨床床身结构的动态分析与优化设计, 精密制造与自动化, 2002. 2
- [17] 刘鸿文. 材料力学. 北京: 高等教育出版社, 1992. 9.
- [18] 张明淳. 工程矩阵理论. 南京: 东南大学出版社, 1995.
- [19] 陈宝林. 最优化理论与算法. 北京: 清华大学出版社, 1989.
- [20] 孙庆宏, 张启军, 姚慧珠, 振动与噪声的阻尼控制, 机械工业出版社, 1992, 10
- [21] 孙靖民编著, 机械优化设计, 机械工业出版社, 1989, 12
- [22] 王保领等, 开式压力机机身的有限元分析和优化设计, 重型机械, 1999. 5
- [23] 汤文成等, 刨花板成型机积框结构有限元分析及优化设计, 机械设计, 1995. 12
- [24] 王启义, 葛严军等, 基于虚拟制造的数控车削加工仿真技术, 大连铁道大学

- 学报, 200. 9
- [25] 左朝晖, 吴波等, 应用虚拟制造技术的产品设计策略, 航空制造工程, 1998. 2
- [26] 刘潭湘, 孔凡国, 刘玉德, 注塑模具参数化设计及其程序实现, CAD 技术专辑, 1999. 2
- [27] 张新, 液压冲击器的优化设计, 矿业研究与开发, 1998. 8
- [28] 伍建国, 孙庆鸿, 毛海军, 周德廉, 基于 BP 神经网络模型的磨床部件动态灵敏度分析, 东南大学学报, 2002. 7
- [29] 汤文成等, 加工中心床身分析, 机械强度, Vol. 20, No. 1, 11~18, 1998
- [30] 吴诈宝, 肖田元, 虚拟制造环境下有限元分析的应用, 清华大学学报, 2000, vol40, No. 7
- [31] 洪庆章, 刘清吉, 郭嘉源, ANSYS 教学范例, 中国铁道出版社, 2002, 5
- [32] 孙知信, 产品装配建模研究, 南京邮电学院学报, 2000. 3
- [33] 阿不都热依木, 谷祖强, 杨家华等, 机床主轴部件结构参数变化对动态性能的影响, 制造技术与机床, 1994. 12
- [34] 沈梅, 何小朝, 张铁昌, 基于装配特征的装配建模, 中国机械工程 12 卷第 9 期, 2001. 9
- [35] 唐增宝, 钟毅芳, 刘伟忠, 提高多级齿轮传动系统动态性能的优化设计, 机械工程学报, vol. 30 No. 5, 1994. 10
- [36] Sheu, Jinn-Jong A three-dimensional CAD/CAM/CAE integration system of sculpture surface die for hollow cold extrusion *International Journal of Machine Tools and Manufacture* Volume: 39, Issue: 1, January, 1999, pp. 33-53
- [37] Nagashima, Toshio Development of a CAE system based on the node-by-node meshless method *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* Volume: 187, Issue: 1-2, June 23, 2000, pp. 1-34
- [38] Choi K K. Design sensitivity analysis of structure-induced noise and vibration[J]. *journal of Vibration and Acoustics*, 1997, 119:173-179.
- [39] Kenneth F Alvin. Efficient computation of eigenvector sensitivities for structural dynamic[J]. *AIAA J*, 1997, 35(11):1760-1766.