

Classification Index:TE947

U.D.C: 621

A Thesis for the Degree of Engineering

Numerical Simulation for XYZ-100 Thin Oil
Station's Pipe Flow Field

Candidate : ZouChangxing

Supervisor : Prof. BaPeng

Academic Degree Applied for : Master of Engineering

Speciality : Mechanism&Electronic Engineering

Date of Submission : December,2009

Date of Examination: March,2010

University: Shenyang Ligong University

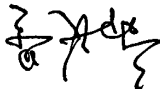
学位论文的授权书

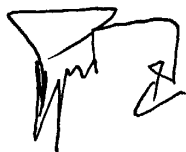
中国科学技术信息研究所是国家科技部直属的综合性科技
信息研究和服务机构，是国家法定的学位论文收藏单位，肩负着
为国家技术创新体系提供文献保障的任务。

本人完全了解《中国学位论文全文数据库》开发建设和
使用的有关情况，本人学位论文为非密论文，现授权中国科学
技术信息研究所将本人学位论文收录到《中国学位论文全文数据库》，并进行信息服务（包括但不限于汇编、复制、信息网络传
播等），同时本人保留在其他媒体发表论文的权利。

论文题目: XR-100型解油站分离流程数值模拟
毕业院校: 沈阳2大
毕业时间: 2010年4月

论文类型: 博士论文 ☐ 硕士论文 ☒
博士后研究报告 ☐ 同等学力论文 ☐

作者签字: 

导师签字: 

2010年3月25日

2010年3月25日

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

U. S. A.

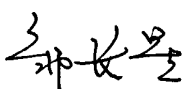
U. S. A.

U. S. A.

沈阳理工大学

硕士学位论文原创性声明

本人郑重声明:本论文的所有工作,是在导师的指导下,由作者本人独立完成的。有关观点、方法、数据和文献的引用已在文中指出,并与参考文献相对应。除文中已注明引用的内容外,本论文不包含任何其他个人或集体已经公开发表的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体,均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

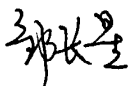
作者(签字): 

日期: 2010年3月25日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解沈阳理工大学有关保留、使用学位论文的规定,即:沈阳理工大学有权保留并向国家有关部门或机构送交学位论文的复印件和磁盘,允许论文被查阅和借阅。本人授权沈阳理工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,可以采用影印、缩印或其它复制手段保存、汇编学位论文。

(保密的学位论文在解密后适用本授权书)

学位论文作者签名:  指导教师签名: 

日期: 2010.3.25 日 期: 2010.3.25

摘要

稀油站是稀油集中润滑的重要润滑设备,为 C5101A/B 往复式压缩机提供润滑的 XYZ-100 型稀油站,采用传统设计方法设计,管道通径选择过大,造成设备体积庞大,从而使生产制造成本过高。

伴随着计算机技术的高速发展,有限单元法和有限体积法作为全新的现代设计方法得到广泛应用,ANSYS 软件和 Fluent 软件是基于这两种方法设计的应用软件,将这两种应用软件引入到产品的设计,可以缩短产品设计周期,最大限度的优化出产品设计方案,从而降低产品设计成本和制造成本。

截止阀是 XYZ-100 型稀油站里的重要液压件,针对它工作状态下的流场特点,论文通过采用有限单元法和有限体积法,利用计算机绘图软件 Pro/E 和 AutoCAD 建立截止阀的三维和二维模型,分别导入 ANSYS 软件和 Fluent 软件,对其进行基于有限单元法(体积法)的稳态数值模拟和基于 CFD 技术的动态流场模拟,得出截止阀的在 XYZ-100 型稀油站中的流动工作状态参数。论文主要工作如下:

1) 基于有限单元法理论,通过建立截止阀的三维模型,运用 ANSYS 软件模拟分析 XYZ-100 型稀油站中三维截止阀的稳态流动流场,得出速度、压力等流场云图。

2) 基于有限体积法理论,通过建立截止阀的二维模型,运用 Fluent 软件模拟分析截止阀阀盘关闭过程中的动态过程,得出阀盘处在不同开口度下的流场特性,得到阀道内各种液流现象和压力损失的模拟图形。

3) 基于有限体积法理论,运用 Fluent 模拟分析 XYZ-100 型稀油站冷却器的温度场分布,得出冷却水进水速度参数对温度分布的影响状况。

关键词: XYZ-100 型稀油站, 截止阀, ANSYS 软件, CFD 技术, Fluent 软件

Abstract

Thin Oil station is a major lubrication equipment used to lubricate the centralized hydraulic lubrication. XYZ-100 thin Oil station adopt to traditioal design methods for C5101A / B reciprocating compressors to provide lubrication. Because of too large pipeline diameter selected, too large size of equipment determines the too high manufacturing costs.

With the rapid development of computer technology, as new modern design methods, finite element method and finite volume method are widely used. ANSYS software and Fluent software are application softwares designed based on these two kinds of algorithms. Applying these two kinds of application software to the product design, the product design cycle can be shorten. Hench the product design plan can be optimized by the greatst extent for reducing product design costs and manufacturing costs.

Shut-off valve is a major hydraulic parts of XYZ-100 thin oil station. According to the flow field characteristics when it is working, employing finite element method and finite volume method, using computer graphics software Pro / E and AutoCAD to establishing bidimensional and tridimensional models about shut-off valve , and then, respectively, make the steady-state numerical simulation and dynamic based CFD technology simulation of flow field based on the finite element method(volume method) by importing into ANSYS software and Fluent software, and derived the flow state parameters of shut-off valve in the XYZ-100 thin oil station.

Thesis are as follows:

- 1) Based on the finite element method, establish the tridimensional model of shut-off valve , simulation analysis the steady-state flow field about the tridimensional model of shut-off valve of XYZ-100 thin oil stations, reach flow field cloud charts about the speed, pressure etc.

- 2) Based on the finite volume method, establish the bidimensional model of

shut-off valve , simulation analysis the process of dynamic analysis when the vavle disc is off using the Fluent software, arrive at the characteristics of flow field when the valve disc is in the deffrent opening degrees and different various flow phenomena and pressure loss of the simulation graphics.

3) Based on the finite volume method, using the Fluent simulation analysis temperature field distribution of the cooler of XYZ-100 thin oil station, obtained the conditions about the rate parameters of intake velocity of cooling water impact the temperature distribution.

Keywords: XYZ-100 thin iol Station, Shut-off valve, ANSYS software, CFD technology, Fluent software

目 录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 课题背景.....	1
1.2 机械润滑现状发展及其稀油站介绍.....	2
1.2.1 机械润滑现状及发展.....	2
1.2.2 稀油站介绍.....	3
1.3 有限单元法元软件 ANSYS 和 CFD 软件 Fluent 概述	5
1.3.1 ANSYS 软件简述.....	5
1.3.2 Fluent 软件简述	5
1.4 本课题的研究意义和研究方法.....	6
第 2 章 有限单元法及有限体积法理论.....	7
2.1 前言.....	7
2.2 设计方法发展.....	7
2.3 现代设计方法.....	8
2.4 有限单元法 (FEM)	9
2.4.1 有限单元法的基本思想.....	9
2.4.3 有限单元法的计算步骤.....	10
2.5 有限体积法 (FVM)	12
2.5.1 有限体积法的基本思想.....	12
2.5.2 有限体积法的计算步骤.....	13
第 3 章 ANSYS 的 FLOTTRAN 模块介绍.....	15
3.1 FLOTTRAN 分析的概念	15
3.2 FLOTTRAN 模块的的基本属性	16
3.3 FLOTTRAN 分析的基本原理及步骤	18
第 4 章 基于有限元技术的截止阀流场稳态模拟.....	21
4.1 前言.....	21

4.2 截止阀概述	22
4.3.1 分析求解区域	23
4.3.2 确定流体的状态	24
4.3.3 生成有限元网格	25
4.3.4 施加边界条件	27
4.3.5 FLOTRAN 分析参数设置	29
4.4 计算收敛性分析	31
4.5 截止阀流场分析	32
4.5.1 速度分布云图	32
4.5.2 压力分析云图	34
4.6 对 FLOTRAN 分析进行评价	36
第 5 章 CFD 技术基础及 FLUENT 软件介绍	37
5.1 前言	37
5.2 计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)	38
5.2.1 流体运动描述的方法	38
5.2.2 CFD 模型基本控制方程	39
5.3 Fluent 软件介绍	41
5.4 相关模型	44
5.4.1 湍流模型	44
5.4.2 动网格模型	47
第 6 章 基于 CFD 技术的截止阀流场动态模拟	51
6.1 前言	51
6.2 前处理及计算过程	51
6.2.1 模拟分析流体区域	51
6.2.2 划网和动网格设置	52
6.2.3 边界条件和属性设置	54
6.3 截止阀闭合过程的动态分析	54
6.3.1 网格移动过程	54
6.3.2 阀道内速度分布	54

目 录

6.3.3 阀道内压力分布.....	57
6.4 CFD 图像观察阀门里的水流现象.....	58
6.5 压力损失模拟及验算.....	59
6.5.1 计算机模拟.....	59
6.5.2 结果验算.....	60
6.5.3 局部阻力的改善.....	61
第 7 章 FLUENT 对冷却器温度场分析.....	62
7.1 冷却器概述.....	62
7.1.1 前言.....	62
7.1.2 冷却器的计算.....	63
7.1.3 冷却器的安装.....	65
7.2 冷却器有限元模型.....	66
7.3 冷却水不同流速下的温度分布.....	68
7.3.1 边界条件.....	68
7.3.2 求解过程.....	68
7.3.3 收敛特性分析.....	69
7.3.4 温度场分布.....	71
7.3.5 结果数据.....	72
7.3.6 出口温度曲线.....	73
结论.....	75
参考文献.....	77
攻读硕士学位期间发表的论文和获得的科研成果.....	80
致谢.....	81

第1章 绪论

1.1 课题背景

摩擦、磨损的问题存在于一切机械设备中，解决好该问题是现代化工业中确保设备连续正常运行的首要条件之一。一个产品的磨损大致可分为三个阶段，即磨合阶段、稳定磨损阶段和剧烈磨损阶段，如图 1-1。

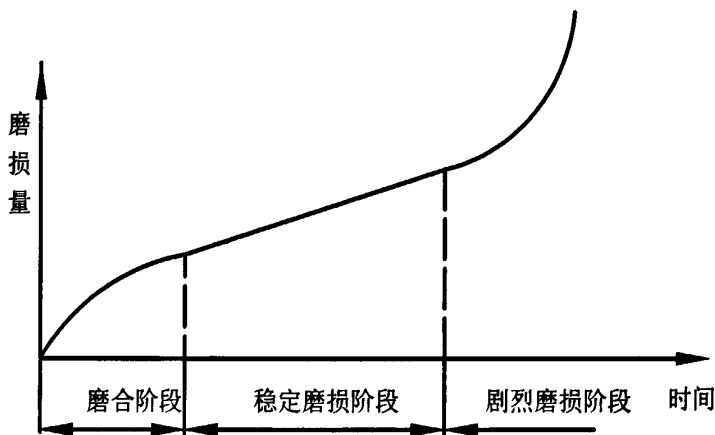


图 1-1 机件的磨损量与工作时间的关系（磨损曲线）

减少机器磨损的主要方法是润滑，给存在摩擦的机械设备提供润滑的方法包括：（1）油润滑，指用手工油壶或者油枪向注油杯内注油，有以下几种形式：①滴油润滑、②油环润滑、③飞溅润滑、④压力循环润滑；（2）脂润滑。稀油站润滑属于油润滑，它是稀油集中润滑方法的设备，在工业基础各个部门都有广泛应用。

稀油站的设计一般采用传统设计方法，即根据主机对润滑油流量、压力参数的需要和一定的工况需求按照传统或经验公式设计出一套包含电机、液压油泵、冷却器、过滤器等液压主件并含有必要液压控制阀和压力开关等液压供油系统。

采用传统设计方法，以实践经验为基础，依据力学和数学建立的理论公式和经验公式，运用数表、图形和手册等技术资料，进行方案拟定、设计计算、绘图和编写设计说明书。该方法设计的特点是设计周期长，设计成本高。

现代设计是以产品为总目标的一系列种类繁多的现代设计法和技术的综合运用。生产技术的需要和先进设计手段的出现，必须促进设计领域的改

革和发展,对于机械设计来说几乎是更新换代,传统的常规设计方法受到很大冲击,用科学的设计方法代替经验的、类比的设计方法已势在必行。缩短设计周期、提高设计质量、发展设计理论、改进设计技术及方法已成为当前机械设计的必然趋势。

由于计算机具有运算速度快、数据处理准确、存储量大和具有逻辑判断功能等特点,因此,它已经成为现代工程设计中分析、计算、综合、决策、数据处理、图形处理和与各种现代设计法结构的不可替代的重要工具。

有限元法(有限体积法)作为现代设计方法中的一种,基本概念是用较简单的问题代替复杂问题后再求解。它将求解域看成是由许多称为有限元的小的互连子域组成,对每一单元假定一个合适的(较简单的)近似解,然后推导求解这个域总的满足条件(如结构的平衡条件),从而得到问题的解。这个解不是准确解,而是近似解,因为实际问题被较简单的问题所代替。由于大多数实际问题难以得到准确解,而有限元不仅计算精度高,而且能适应各种复杂形状,因而成为行之有效的工程分析手段。

采用有限元方法(有限体积法)这种现代设计方法对稀油站系统及其液压元部件进行模拟分析研究,可以为优化设计稀油站系统及其液压元器件提供理论数据,并且这种方法将缩短设计周期和成本。

1.2 机械润滑现状发展及其稀油站介绍

1.2.1 机械润滑现状及发展

机械润滑是人们向摩擦、磨损作斗争的一种手段。一般来说,在摩擦副之间加入某种物质,用来控制摩擦、降低磨损,已达到延长使用寿命的措施叫做润滑。随着我国国民经济的高速发展和装备制造水平的迅速提高,设备的润滑、维修、保养方面技术得到了广泛引用并受到高度重视,同时也对润滑系统的可靠性提出了更高的要求。过去由于人们对润滑与密封工作重视不够,缺乏必要的润滑、保养、维修知识,造成大批及其设备因润滑不当而磨损,这不仅缩短设备使用寿命,降低产品质量和劳动生产率,而且也造成了大量的人力、物力浪费和环境污染。大量的事实表明,机械设备的安全可靠性与系统的润滑状况有密切关系,国内外资料表明,机械系统的故障70%~90%是由于系统的润滑失效引起的,其中70%~85%

是润滑系统油污染的原因, 10%是润滑系统密封泄露的原因。提高润滑质量、控制润滑系统油污染、防止润滑系统泄露已成为国内外石化、冶金和装备等工业普遍关注的问题。

近 20 年来, 人们致力于不断地提高润滑产品质量, 完善润滑系统污染控制技术, 采用新型的润滑材料和润滑技术, 以提高工作的可靠性。在这期间, 国外润滑剂 (主要是润滑用油液) 平均清洁度提高了 5 级 (ISO4406), 相当于油液中污染颗粒是原来的 $1/32$, 而我国的污染度一般比国外的高 3~4 级; 密封技术比国外落后 10 年左右, 因而设备故障率高, 元件寿命短, 设备效能不能充分地发挥。

润滑方法可以分为手工润滑和集中润滑两种, 手工润滑是指由操作工人用油壶或油枪向各分散点添加润滑油的方法。它适用于轻载、低速、间隙工作的润滑点。由于科学技术的日益发展、自动化程度的提高, 在机械设备中更加广泛应用的稀油集中润滑系统逐渐地取代手工润滑方式。其主要特点是: 准确, 定时定量, 效率高, 使用方便, 提高设备使用寿命, 保随机器使用性能。

1.2.2 稀油站介绍

稀油站作为稀有集中润滑的润滑设备, 在各种机械设备润滑中扮演着越来越重要的角色, 作为压力循环润滑方式, 凭借其独特的压力循环供油特性, 已越来越多地被化工、冶金和矿山等行业用于机器设备的润滑, 它是稀油润滑系统的核心, 用来将润滑液强制压送到机器的摩擦部位, 减少零件摩擦, 并带走摩擦产生的热量, 保证机器正常运转, 延长机器使用寿命。

为 C5101A/B 往复式压缩机提供润滑的 XYZ-100 型稀油站, 其基本技术参数如下:

1 公用技术条件:

低电压: 380V AC 50HZ 3PH

220V AC 50HZ 1PH

2 主要技术参数:

工作介质: N150 机械油 (GB443-89)

公称流量: 100L/Min

操作压力: 0.5MPa (G)

过滤精度: $25\mu\text{m}$

供油温度: $\leq 40^{\circ}\text{C}$

回油温度: $\leq 65^{\circ}\text{C}$

冷却水进水温度: 32°C

冷却水出水温度: 35°C

冷却水进水压力: 0.4MPa (G)

冷却水出水压力: 0.25MPa (G)

双联过滤器总阻力降: $\leq 0.03\text{MPa}$

系统设计压力: 1.6MPa (G)

3 油站设计、制造及验收所执行的标准:

- (1) API618-95 石油、化工和气体工业用往复式压缩机
- (2) 劳锅字(1990)8号, 压力容器安全技术监察规程
- (3) GB755-2000 旋转电机定额和性能
- (4) 钢制管法兰 PN1.6MPa 凸面, 法兰标准采用 JB/ZQ4476 标准

4 整机防爆等级 dIICT4

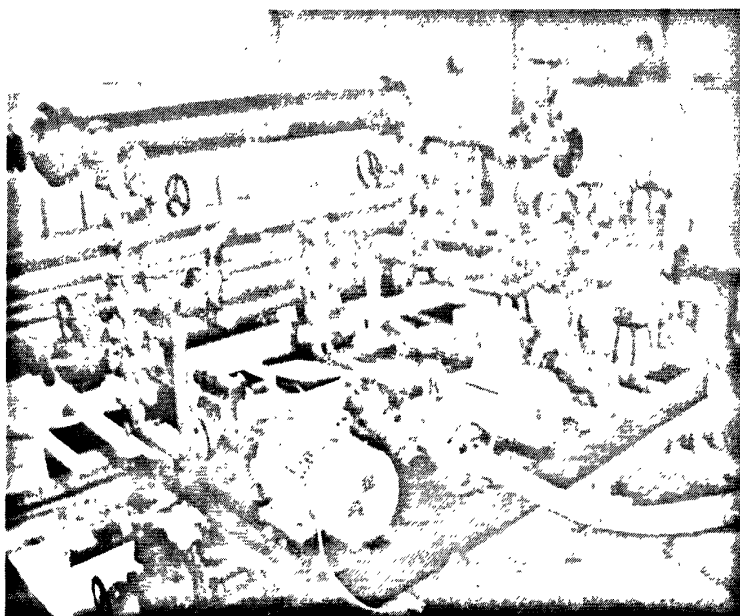


图 1-2 生产现场的 XYZ-100 型稀油站

图 1-2 是生产现场中的 XYZ-100 型稀油站, 系统由电机, 螺杆泵, 双联冷却器, 双联过滤器, 自力式调压阀, 安全阀和多个截止阀按照一定的安装方式组成。其流程图如图 1.3 所示。

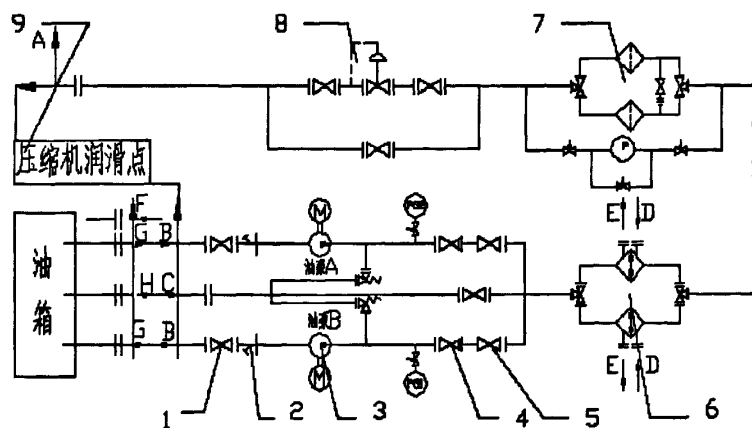


图 1-3 XYZ-100 型稀油站系统流场图

图 1-3 为 XYZ-100 型稀油站的系统流场图，工作时，油箱中的油液由电机驱动的全流量油泵吸出，经单向阀 4，截止阀 5，U 型管双联冷却器 6，带三通切换阀的双联过滤器 7，自力式调压阀 8，送至 C5101A/B 往复式压缩机的各个润滑点。

1.3 有限单元法元软件 ANSYS 和 CFD 软件 Fluent 概述

1.3.1 ANSYS 软件简述

有限元软件 ANSYS 分析处理工程问题的一种现代设计方法，基于有限元思想的 ANSYS 软件，是融结构、热、流体、电磁、声学于一体的大型通用有限元商用分析软件，其代码长度超过 10000 行，可广泛应用于核工业、铁道、石油化工、航空航天、机械制造、能源、电子、造船、汽车交通、国防军工、土木工程、生物医学、轻工、地矿、水利、日用家电等一般工业及科学研究，是目前最主要的 PEA 程序。该软件可在大多数计算机及操作系统上运行；ANSYS 基于 Motif 的菜单系统使用户能够通过对话框、下拉式菜单和子菜单进行数据输入和功能选择，大大方便了用户操作。ANSYS 软件能与大多数 CAD 软件实现数据共享和交换，是现代产品设计中高级的 CAD/CAE 软件之一。

1.3.2 Fluent 软件简述

CFD 是计算流体动力学 (Computer Fluid Dynamics) 的简称，Fluent 是 CFD 方法的分析软件，计算流体动力学是建立在经典流体力学与数值计算方法基础上的一门新型独立学科。CFD 应用计算流体力学理论与方法，利用具有超强数值计算能力的计算机，编制计算机的运用程序，数值求解满足不同种类流体的

运动和传热传质规律的三大守恒定律, 及附加的各种模型方程所组成的非线性偏微分方程组, 得到确定边界条件下的数值解。它兼有理论性和实践性的特点, 为现代科学中的许多复杂流动与传热问题提供了有效的解决方法。

1.4 本课题的研究意义和研究方法

传统的液压系统设计方法主要依据建立在一元流理论基础上的半经验公式与工程设计手册、图表, 其中的各种经验常数、修正系数是通过大量试验获取的。传统方法的优点是简便可靠, 缺点是适用范围受资料来源的限制。用传统方法建立一套作为设计依据的参考资料需要大量试验数据, 投入高、周期长, 即便国内大型生产企业也难做到。因此, 大多数情况下, 在设计新产品时, 设计人员只能参照以往几种常规品种的资料, 凭经验进行推测。这给设计工作带来很大困难, 限制了产品质量的提高。

有限元方法和计算流体力学(CFD)方法以其强大的数值模拟功能为解决这一问题提供了新途径。通过数值模拟不但能取得产品设计所需的流动特性参数, 而且还可以掌握流场内部的详细情况, 如压力、速度和温度分布、流动分离状态、气蚀可能发生的部位以及动态过程中各参数的变化, 有效的指导了液压系统及其部件的设计。

本课题主要有以下研究任务:

有限单元方法, 用有限元软件 ANSYS 计算稀油站系统局部管道内的流场分布。计算流体力学(CFD)方法, 用计算流体力学软件 Fluent 的动网格模型计算稀油站液压控制元件截止阀启闭过程中流场分布的动态过程, 得出不同开度下截止阀内部速度场、压力场。同时用 Fluent 模拟分析稀油站冷却器温度场分布, 找出冷却器参数对其温度场的影响。

通过数值模拟计算得到稀油站的特性曲线以及截止阀通道内三维流动的详细信息, 显示了有限元方法和计算流体力学方法这一高新科技手段用于液压设计的可行性。它们的优势尤其表现在新产品的研制开发中, 不但能大幅度取代常规实验提供各种流动特性参数, 而且能通过揭示流场三维分布形态为优化设计提供详细依据。此外, 对于常规实验无法处理的复杂现象, 如空化、水击等, 也可以用该方法进行模拟, 该方法的应用必将提高液压系统设计的技术含量与产品质量。

第2章 有限单元法及有限体积法理论

2.1 前言

设计是人类改造自然的基本活动。它与人类的生产活动及生活密切相关。人类在改造自然的历史长河中一直从事设计活动,生活在大自然和自身“设计”的世界,从某种意义上讲,人类文明的历史,就是不断进行设计活动的历史。

工程设计是满足人类社会日益增长需要而进行的创造性劳动,它和生产生活及其未来密切相关,所以人们对设计工作越来越重视。设计在人类社会的发展过程中扮演着越来越重要的角色,其重要性主要表现在以下方面。

1) 设计直接决定产品的功能和性能 产品的功能、工作过程和质量指标等最终都是由设计确定的,可以说产品的水平主要地取决于设计水平。

2) 设计对企业的生存和发展具有重大意义 产品生产是企业的中心任务,而产品的竞争力影响着企业的生存与发展。产品的竞争力主要在于它的性能和质量,也取决于经济性,而这些因素都与设计密切相关。

3) 设计直接关系人类的未来及发展 社会在发展,所设计的产品要紧跟时代步伐,有一定的预见性,尤其是影响面较大的产品,还能够加速促进技术进步。

2.2 设计方法发展

设计发展进程经历了传统设计现代设计两个阶段。

传统设计方法是一种以静态分析、近似计算、经验设计、手工劳动为特征的设计方法。显然随着现代科学技术的飞速发展、生产技术的需要和市场的激烈竞争以及先进设计手段的出现,这种传统设计方法已难以满足当今时代的要求,从而迫使设计领域不断研究和发展新的设计方法和技术。

现代设计方法是过去长期的传统设计活动的延伸利发展,是传统设计的深入、丰富和完善。随着设计实践经验的积累,设计理论的发展以及科学技术的进步,特别是计算机技术的高速发展,设计工作包括机械产品的设计过程产生了质的飞跃。为区别过去常用的传统设计理论与方法,人们把这些新兴理论与方法称为现代设计。

2.3 现代设计方法

现代设计方法是以满足市场产品的质量、性能、时间、成本、价格综合效益最优为目的,以计算机辅助设计技术为主体,以知识为依托,以多种科学方法及技术为手段,研究、改进、创造产品活动过程所用到的技术群体的总称。

现代设计方法包括机械可靠性设计、计算机辅助设计、优化设计、有限元法(有限体积法)等。

1) 机械可靠性设计

所谓可靠性,则是指产品在规定的时间内和给定的条件下,完成规定功能的能力。可靠性设计即指保证机械及其零部件满足给定的可靠性指标的一种机械设计方法。包括对产品的可靠性进行预计、分配、技术设计、评定等工作。它不但直接反映产品各组成部件的质量,而且还影响到整个产品质量性能的优劣。

2) 计算机辅助设计(Computer Aided Design)

利用计算机及其图形设备帮助设计人员进行设计工作,简称 CAD。在工程和产品设计中,计算机可以帮助设计人员担负计算、信息存储和制图等工作。在设计中通常要用计算机对不同方案进行大量的计算、分析和比较,以决定最优方案;各种设计信息,不论是数字的、文字的或图形的,都能存放在计算机的内存或外存里,并能快速地检索。

3) 优化设计(Optimization Design)

优化设计指从多种方案中选择最佳方案的设计方法。它以数学中的最优化理论为基础,以计算机为手段,根据设计所追求的性能目标,建立目标函数,在满足给定的各种约束条件下,寻求最优的设计方案。

4) 有限元法(FEM)及有限体积法(FVM)

有限元法(Finite Element Method)是一种高效能、常用的计算方法,其基本思想是由解给定的泊松方程化为求解泛函的极值问题。有限元法在早期是以变分原理为基础发展起来的,所以它广泛地应用于以拉普拉斯方程和泊松方程所描述的各类物理场中(这类场与泛函的极值问题有着紧密的联系)。

有限体积法(Finite Volume Method)又称为控制体积法,基本思路是:将计算区域划分为一系列不重复的控制体积,并使每个网格点周围有一个控制体积;将待解的微分方程对每一个控制体积积分,便得出一组离散方程。

2.4 有限单元法 (FEM)

有限元法的实质是通过两次近似将具有无限多个自由度的连续体转化为只有有限个自由度的单元集合体,使问题简化为数值求解的结构问题。第一次近似为单元划分,精确的边界被离散为简单的边界,连续的物体被离散为一系列只有节点相连的单元。第二次近似为真实复杂的位移分布被近似地表不为简单函数描述的位移分布,这两次近似降低了求解难度,增大了有限元法解决问题的应用范围。自从20世纪60年代Clough第一次提出“有限单元法”这个概念以来,经过40多年的发展,如今已经成为工程分析中应用最广泛的数值计算方法。因其出色的通用性和有效性而受到工程技术界的高度重视,伴随着计算机科学和技术的飞速发展,有限单元法(或称有限元法)现已成为CAD/CAM(计算机辅助设计与制造)技术的重要组成部分。

2.4.1 有限单元法的基本思想

在工程或物理问题的数学模型(基本变量、基本方程、求解域和边界条件等)确定以后,有限元法作为对其进行分析的数值计算方法的基本思想可简单概括为如下三点:

(1) 将一个表示结构或连续体的求解域离散为若干个子域(单元),并通过它们边界上的节点相互联络为一个组合体,如图2-1所示。

(2) 用每个单元内所假设的近似函数来分片表示全求解域内待求解的未知场变量。而每个单元内的近似函数由未知场函数(或其导数)在单元各个节点上的数值和与其对应的插值函数来表达。

由于在联接相邻单元的节点上,场函数具有相同的数值,因而将它们作为数值求解的基本未知量。

(3) 通过和原问题数学模型(例如基本方程、边界条件等)等效的变分原理或加权余量法,建立求解基本未知量(常函数节点值)的代数方程组或常微分方程组。此方程组成为有限元求解方程组,接着用相应的数值方法求解该方程组,从而得到原问题的解答。

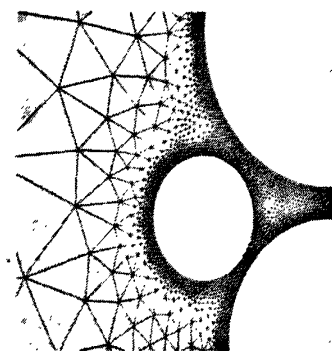


图2-1 有限单元法划分示意图

2.4.3 有限单元法的计算步骤

有限元法的计算步骤归纳为以下 3 个基本步骤：网格划分、单元分析、整体分析。

(1) 网格划分

有限元法的基本做法是用有限个单元体的集合来代替原有的连续体。因此首先要对弹性体进行必要的简化，再将弹性体划分为有限个单元组成的离散体。单元之间通过节点相连接。由单元、节点、节点连线构成的集合称为网格。

通常把三维实体划分成四面体或六面体单元的实体网格，平面问题划分成三角形或四边形单元的面网格，如图 2-2~图 2-9 所示。

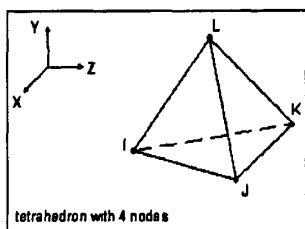


图 2-2 四面体四节点单元

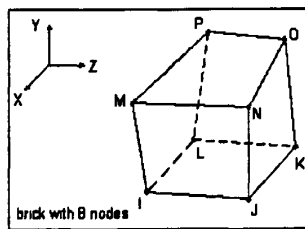


图 2-3 六面体八节点单元

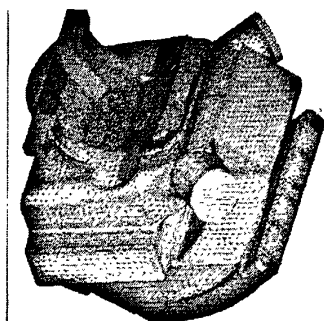


图 2-4 三维实体的四面体单元划分

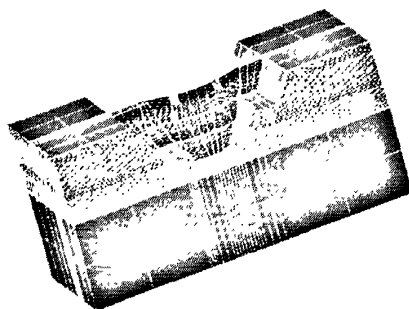


图 2-5 三维实体的六面体单元划分

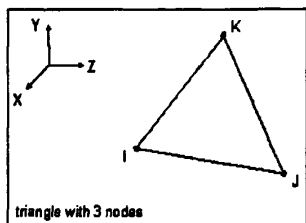


图 2-6 三角形三节点单元

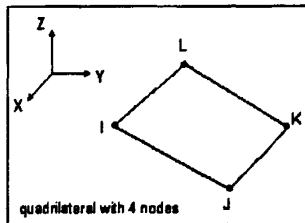


图 2-7 四边形四节点单元

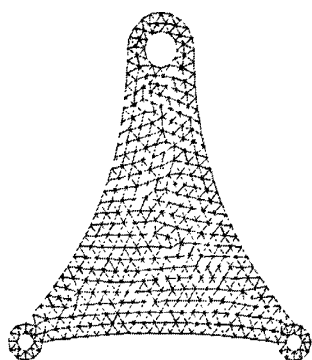


图 2-8 平面问题的三角形单元划分

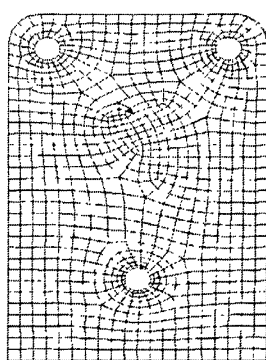


图 2-9 平面问题的四边形单元划分

(2) 单元分析

对于弹性力学问题，单元分析就是建立各个单元的节点位移和节点力之间的关系式。由于将单元的节点位移作为基本变量，进行单元分析首先要为单元内部的位移确定一个近似表达式，然后计算单元的应变、应力，再建立单元中节点力与节点位移的关系式。

以平面问题的三角形三节点单元为例。如图 2-10 所示，单元有三个节点 I 、 J 、 M ，每个节点有两个位移 u 、 v 和两个节点力 U 、 V 。

单元的所有节点位移、节点力，可以表示为节点位移向量 (Vector)：

$$\begin{aligned} \{\delta\}^e &= \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ u_j \\ v_j \\ u_m \\ v_m \end{Bmatrix} & \{F\}^e &= \begin{Bmatrix} U_i \\ V_i \\ U_j \\ V_j \\ U_m \\ V_m \end{Bmatrix} \end{aligned}$$

节点位移 节点力

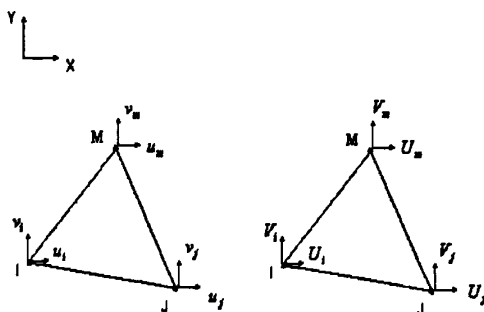


图 2-10 三角形三节点单元

单元的节点位移和节点力之间的关系用张量 (Tensor) 来表示,

$$\{F\}^e = [K]^e \{\delta\}^e \quad (2-1)$$

(3) 整体分析

对由各个单元组成的整体进行分析, 建立节点外载荷与节点位移的关系, 以解出节点位移, 这个过程称为整体分析。同样以弹性力学的平面问题为例, 如图 2-11 所示, 在边界节点 i 上受到集中力 P_x^i, P_y^i 作用。节点 i 是三个单元的结合点, 因此要把这三个单元在同一节点上的节点力汇集在一起建立平衡方程。

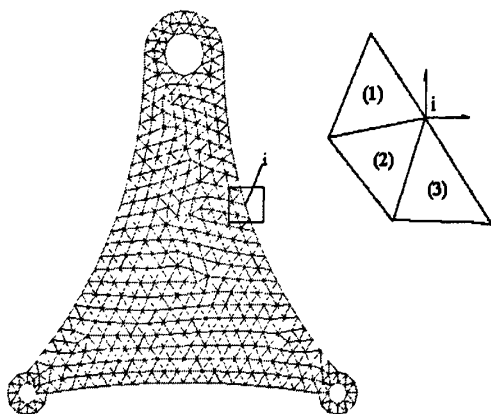


图 2-11 整体分析

i 节点的节点力:

$$U_i^{(1)} + U_i^{(2)} + U_i^{(3)} = \sum_e U_i^{(e)}$$

$$V_i^{(1)} + V_i^{(2)} + V_i^{(3)} = \sum_e V_i^{(e)}$$

i 节点的平衡方程:

$$\left. \begin{aligned} \sum_e U_i^{(e)} &= P_x^i \\ \sum_e V_i^{(e)} &= P_y^i \end{aligned} \right\} \quad (2-2)$$

2.5 有限体积法 (FVM)

2.5.1 有限体积法的基本思想

将计算区域划分为一系列不重复的控制体积, 并使每个网格点周围有一个控制体积; 将待解的微分方程对每一个控制体积积分, 便得出一组离散方

程。其中的未知数是网格点上的因变量的数值。为了求出控制体积的积分，必须假定值在网格点之间的变化规律，即假设值的分段分布剖面。

2.5.2 有限体积法的计算步骤

有限体积法是一种分块近似的计算方法，其中比较重要步骤是计算区域的离散和控制方程的离散。

1) 计算区域的离散化

所谓区域的离散化(domain discretization)实质上就是用一组有限个离散的点来代替原来的连续空间。一般的实施过程是：把所计算的区域划分成许多个互不重叠的子区域(sub-domain)，确定每个子区域中的节点位置及该节点所代表的控制体积。区域离散后，得到以下四种几何要素。

节点(node)：需要求解的未知物理量的几何位置。

控制体积(control volume)：应用控制方程或守恒定律的最小几何单位。

界面(face)：它定义了与各节点相对应的控制体积的界面位置。

网格线(grid line)：连接相邻两节点面形成的曲线簇。

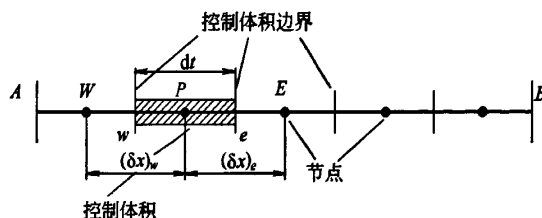


图 2-12 一维的有限体积法网格

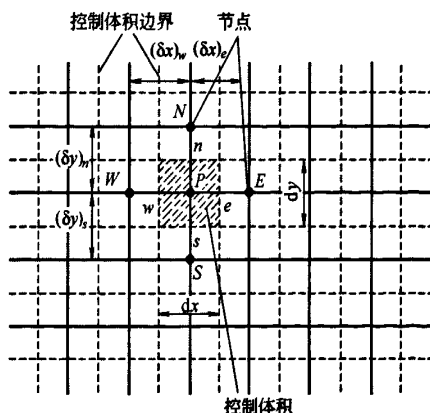


图 2-13 二维的有限体积法网格

一般把节点看成是控制体积的代表。在离散过程中，将一个控制体积上的物

理量定义并存储在该节点处。图 2-12 给出了一维问题的有限体积法计算网格，图 2-13 给出了二维问题的有限体积法计算网格。

计算区域离散的网格有两类：结构化网格和非结构化网格。节点排列有序，即当给出了一个节点的编号后，立即可以得出其相邻节点的编号，所有内部节点周围的网格数目相同。这种网格称为结构化网格(structured grid)。结构化网格具有实现容易、生成速度快、网格质量好、数据结构简单的优点，但不能实现复杂边界区域的离散。

而非结构化网格的内部节点以一种不规则的方式布置在流场中，各节点周围的网格数目不尽相同。这种网格虽然生成过程比较复杂，但却有极大的适应性，对复杂边界的流场计算问题特别有效。

2) 控制方程的离散化

控制方程的离散就是将主控的偏微分方程组在计算网格上按照特定的方法离散成代数方程组，用以进行数值计算。其基本思路是：将计算区域划分为网格，并使每个网格点周围有一个互不重复的控制体积；将待解的微分方程（控制方程）对每一个控制体积分，从而得到一组离散方程。其中的未知数是网格点上的因变量，为了求出控制体的积分，必须假定因变量值在网格点之间的变化规律。从积分区域的选取方法看来，有限体积法属于加权余量法中的子域法，从未知解的近似方法看来，有限体积法属于采用局部近似的离散方法。

第3章 ANSYS 的 FLOTRAN 模块介绍

3.1 FLOTRAN 分析的概念

ANSYS 程序中 FLOTRAN 分析功能是用于分析二维及三维流体流场工具。ANSYS 中用于 FLOTRAN CFD 分析的 FLUID141 和 FLUID142 单元, 可以解决如下问题:

- (1) 作用于气动翼型上的升力和阻力。
- (2) 超声速喷管中的流场。
- (3) 弯管中流体的复杂三维流动。

同时, FLOTRAN 还具有如下功能:

- (1) 计算发动机排气系统中气体的压力及温度分布。
- (2) 研究管路系统中热的层化及分离。
- (3) 使用混合流研究来估计热冲击的可能性。
- (4) 用自然对流分析来估计电子封装芯片的热性能。
- (5) 对含有多种流体的热交换器进行研究。

FLOTRAN 可执行如下类型的分析:

① 层流分析: 层流分析就是流体层与层之间相互没有干扰, 层与层之间既没有质量的传递也没有动量的传递。判断流动是否是层流, 是看其雷诺数是否超过临界雷诺数。雷诺数的定义如下:

$$Re = \frac{VL}{u} \quad (3-1)$$

式中 V ——截面的平均速度;

L ——特征长度;

U ——流体的运动粘度。

对于圆形管内流动, 特征长度 L 取圆管的直径 d 。一般认为临界雷诺数为 2320, 即当 $Re < 2320$ 时, 管中是层流。

层流中速度场都是平滑而有序的, 高粘性流体(如石油等)的低速流动就他那个长是层流。

② 湍流分析: 湍流流动就是层与层之间相互干扰, 而且干扰的力度还会随着

流动而加大,层与层之间既有质量的传递也有动量的传递。判断流动是否是湍流,是看其雷诺数是否超过临界雷诺数。对于圆形管内流动,一般认为临界雷诺数为2320,即:当 $Re > 2320$ 时,管中是湍流。

湍流分析用于处理那些由于流速足够高和粘性足够低而引起湍流波动的流体流动情况,ANSYS 中的二方程湍流模型考虑了平均流动下的湍流速度波动的影响。如果流体的密度在流动过程中保持不变或者当流体压缩时只消耗很少的能量,则该流体就可以认为是不可压缩的,不可压缩流的温度方程将忽略流体动能的变化和粘性耗散。

③ 热分析:流体分析中通常还会求解刘长忠的温度分布情况。如果流体性质不随温度变化,就可以不解温度方程。在共轭传热问题中,要在同时包含流体区域和非流体区域的整个区域上求解温度方程。在自然对流传热问题中,流体由于温度分布的不均匀性而导致流体密度分布的不均匀性,从而引起流体的流动,与强迫对流问题不同的是,自然对流通常都是没有外部的流动源。

④ 可压缩流动分析:对于高速气流,由很强的压力梯度引起的流体密度变化将显著地影响流场的性质,ANSYS 对于这种流动情况会使用不同的解算方法。

⑤ 非牛顿流动分析:应力与应变率之间成线性关系的这种理论并不能足以总结很多流体的流动,对于非牛顿流体,ANSYS 程序提供了三种粘性模式和一个用户自定义子程序。

⑥ 多组分传输分析:这种分析通常是用于研究有毒流体物质的稀释或大气中污染气体的传播情况,同时,它也可用于研究有多种流体同时存在的热交换分析。

⑦ 自由表面分析:自由表面分析可以求解无约束气液表面问题,可以解决二维平面和轴对称问题。

3.2 FLOTRAN 模块的基本属性

流体的基本属性有:比热容,密度,导热系数,粘度,表面张力系数以及壁面静态接触角。

(1) 比热容:比热容(specific heat capacity)又称比热容量(specific heat),简称比热容,是单位质量物质的热容量,即是单位质量物体改变单位温度时的吸收或释放的内能。通常用符号 c 表示。

(2) 密度和导热系数:对于密度和导热系数,可以选择的性质类型有:

CONSTANT、CMIX、TABLE、GAS、LIQUID，如果行之类型为 CMIX，那么

$$\text{Density} = \sum_{i=1}^N Y_i \rho_i \quad (3-2)$$

式中 N ——定义的组分数；

Y_i —— i th 组分的质量分数；

ρ_i —— i th 组分的密度。

如果组分为 GAS，那么：

$$\text{Density} = \frac{P}{RT \sum_{i=1}^N Y_i / M_i} \quad (3-3)$$

式中 N ——定义的组分数；

Y_i —— i th 组分的质量分数；

M_i —— i th 组分的相对分子质量；

R ——摩尔气体常数；

P ——绝对压力。

$$\text{Conductivity} = \sum_{i=1}^N Y_i K_i \quad (3-4)$$

式中 N ——定义的组分数；

Y_i —— i th 组分的质量分数；

K_i —— i th 组分的导热系数。

(3) 粘度：对于粘度，可以选择的行之类型为：CMIX、TABLE、CONSTANT、LIQUID、GAS、POWERLAW、BINGHAM、CARREAU。

(4) 表面张力系数：对于表面张力系数，可以在一下行之类型中选择：CONSTANT、LIQUID，自编程子程序(USER)。

(5) 壁面静态接触角：对于壁面静态接触角，只有 CONSTANT 是有效的行之类型。为了设置常数值，利用 FLDATA8，NOMI 命令或等效菜单路径。例如，可通过命令：FLDATA8，NOMI，WSCA，12.0 将避免静态接触角设置为 120°。

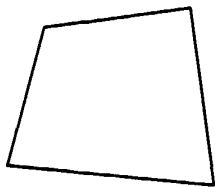
3.3 FLOTRAN 分析的基本原理及步骤

ANSYS 中的 FLOTRAN 单元, 即 FLUID141 和 FLUID142, 用于解算单相粘性流体的二维和三维流动、压力和温度分布。对于这些单元, ANSYS 通过质量、动量和能量 3 个守恒定律来求解流体的速度分量、压力及温度。下面介绍 FLUID141 和 FLUID142 单元。

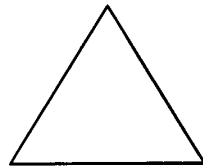
(1) FLUID141单元具有下列特征:

维数: 二维;

形状: 四节点四边形或三节点三角形(如图3-1所示);



a 四边形四节点单



b 三角形三节点单

图 3-1 FLUID141 的几何形状

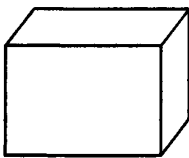
自由度: 速度、压力、温度、紊流动能、紊流能量耗散、多达六种流体的各自质量所占的份额。

(2) FLUID42单元具有下列特征:

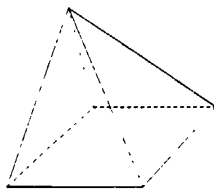
维数: 三维;

形状: 四节点四面体或八节点六面体(如图3-2所示);

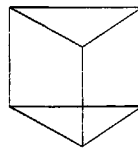
自由度: 速度、压力、温度、紊流动能、紊流能量耗散、多达六种流体的各自质量所占的份额。



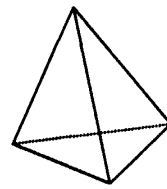
a 立方体



b 五面体



c 棱柱



d 四面体

图 3-2 FLUID142 的几何形状

(3) FLOTRAN分析步骤

一个典型的FLOTRAN分析有如下7个步骤:

第一步：确定问题的区域

首先必须确定所分析问题的明确的范围，将问题的边界设置在条件已知的地方，如果并不知道精确的边界条件而必须作假定时，就不要将分析的边界设在靠近感兴趣区域的地方，也不要将边界设在求解变量变化梯度大的地方。有时，也许用户并不知道自己的问题中哪个地方梯度变化最大，这就要先作一个试探性的分析，然后再根据结果来修改分析区域。

第二步：确定流体的状态

在此需要估计流体的特征，流体的特征是流体性质、几何边界以及流场的速度幅值的函数。FLOTTRAN能求解的流体包括气流和液流，其性质可随温度而发生显著变化，FLOTTRAN中的气流只能是理想气体。用户须自己确定温度对流体的密度、粘性、和热传导系数的影响是否很重要，在大多数情况下，近似认为流体性质是常数，即不随温度而变化，都可以得到足够精确的解。通常用马赫数来判别流体是否可压缩。流场中任意一点的马赫数是该点流体速度与该点音速之比值，当马赫数大于0.3时，就应考虑用可压缩算法来进行求解；当马赫数大于0.7时，可压缩算法与不可压缩算法之间就会有极其明显的差异。

第三步：生成有限元网格

在此必须事先确定流场中哪个地方流体的梯度变化较大，在这些地方，网格必须作适当的调整。例如：如果用了湍流模型，靠近壁面的区域的网格密度必须比层流模型密得多，如果太粗，该网格就不能在求解中捕捉到由于巨大的变化梯度对流动造成的显著影响，相反，那些长边与低梯度方向一致的单元可以有很大的长宽比。

第四步：施加边界条件

在划分网格之前或之后对模型施加边界条件，此时要将模型所有的边界条件都考虑进去，如果与某个相关变量的条件没有加上去，则该变量沿边界的法向值的梯度将被假定为零。求解中，可在重新启动之间改变边界条件的值，如果需改变边界条件的值或不小心忽略了某边界条件，可无须作重新启动，除非该改变引起了分析的不稳定。

第五步：设置FLOTKAN分析参数

为了使用诸如湍流模型或求解温度方程等选项，在此必须激活它们。例如材

料属性、流体性质、求解控制等特定项目的设置，是与所求解的流体问题的类型相关的，在流场分析过程中必须设置这些参数。

第六步：求解

在FLOTTRAN求解过程中，程序在每一个总体迭代里对相关变量计算出一个收敛监测量。在批处理或交互运行过程中，当求解进行时，程序的“图形求解跟踪(GST)”功能将适时显示出所计算的收敛监测量。通过在观察求解过程中相关变量的改变率，可以监视求解的收敛性及稳定性。这些变量包括速度、压力、温度、动能(ENKE自由度)和动能耗散率(ENDS自由度)等湍流量以及有效粘性(EVTS)。一个分析通常需要多次重新启动。

第七步：检查结果

可对输出结果进行后处理，也可在打印输出文件里对结果进行检查，此时用户应使用自己的工程经验来估计所用的求解手段，所定义的流体性质、以及所加的边界条件的可信程度。

第4章 基于有限元技术的截止阀流场稳态模拟

4.1 前言

阀门在现代工业的各个部门中有着广泛的应用,是工业系统中不可缺少的主要设备之一。截止阀是 XYZ-100 型稀油站管路系统中的重要液压元件,一个 XYZ-100 型稀油站有多达 18 个截止阀。随着科学技术的高速发展,截止阀作为通用机械产品已面临各种挑战,国内 80 年代的截止阀产品结构已不能满足现代工业日新月异的变化,国外已出现了许多结构先进、新颖的产品,国内市场对截止阀的结构特点也提出了许多新的要求。为了适应国内外突飞猛进的科技发展,适应高参数、高性能的工业输送系统,满足各类建设项目的需要。开发和研制截止阀新产品、探索和追求有特色的截止阀新结构势在必行。

ANSYS 软件是基于有限单元法(FEM)思想,由总部位于美国宾夕法尼亚州的 ANSYS 公司开发编写的。该软件是融结构、流体、电场、磁场、声场分析于一体的大型通用有限元分析软件。由世界上最大的有限元分析软件公司之一的美国 ANSYS 开发,它能与多数 CAD 软件接口,实现数据的共享和交换,如 Pro/Engineer, NASTRAN, Alogor, I-DEAS, AutoCAD 等,是现代产品设计中的高级 CAD 工具之一。

XYZ-100 型稀油站管路系统使用工作介质是 N150 机械油,当运动粘度为 1.4×10^{-4} 斯的 N150 流经截止阀时,会产生漩涡、气穴、水锤和死水区等水流现象,这些现象严重影响和危害管道的工况,产生振动、噪音和水头损失。目前对阀门流动特性的研究尚未引起足够的重视,基本上还是依据传统设计方法和经验设计产品,不注重对阀道中的压头损失的研究。

ANSYS 包含了许多分析模块,这些分析模块对应设计分析结构、热、电磁、流体力学、声学等的分析和优化,XYZ-100 型稀油站的重要液压元件—截止阀的稳态流场分析采用 ANSYS 程序的 FLOTRAN 分析模块,为优化设计稀油站及其液压元部件提供理论依据。

4.2 截止阀概述

截止阀，也叫截门，是使用最广泛的一种阀门，它之所以广受欢迎，是由于开闭过程中密封面之间摩擦力小，比较耐用，开启高度不大，制造容易，维修方便，不仅适用于中 低压，而且适用于高压。

如图 4-1 所示，截止阀 (stop valve) 是直线运动阀，其特征为具有一个较长的面对面尺寸的阀体和足够长的通道以保证流动平稳地通过阀门而没有急速的转变。它被用于开关和节流两种工况。最常用的闭合元件是单阀座结构，该结构是在直线的型式下操作并位于阀体中部。单阀座结构采用旋塞阀座布置：一个直线运动的旋塞移动到阀座造成低流量或关闭，截止阀和某些 1/4 旋转阀门一样，它不被限定在一个固有的流动特性，旋塞形式的结构可设计出特殊流动特性。

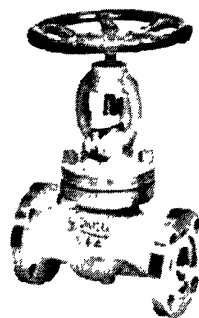


图 4-1 截止阀

截止阀的启闭件是塞形的阀瓣，密封面呈平面或锥面，阀瓣沿流体的中心线作直线运动。阀杆的运动形式，有升降杆式（阀杆升降，手轮不升降），也有升降旋转杆式（手轮与阀杆一起旋转升降，螺母设在阀体上）。

截止阀属于强制密封式阀门，所以在阀门关闭时，必须向阀瓣施加压力，以强制密封面不泄漏。当介质由阀瓣下方进入阀门时，操作力所需要克服的阻力，是阀杆和填料的摩擦力与由介质的压力所产生的推力，关阀门的力比开阀门的力大，所以阀杆的直径要大，否则会发生阀杆顶弯的故障。近年来，从自密封的阀门出现后，截止阀的介质流向就改由阀瓣上方进入阀腔，这时在介质压力作用下，关阀门的力小，而开阀门的力大，阀杆的直径可以相应地减少。同时，在介质作用下，这种形式的阀门也较严密。我国阀门“三化给”曾规定，截止阀的流向，一律采用自上而下。

截止阀开启时，阀瓣的开启高度，为公称直径的 25%~30%时，流量已达到最大，表示阀门已达全开位置。所以截止阀的全开位置，应由阀瓣的行程来决定。截止阀闭合时，依靠阀杠压力，使阀瓣密封面与阀座密封面紧密贴合，阻止介质流通。截止阀只许介质单向流动，安装时有方向性。

截止阀的分类：

根据截止阀的通道方向，分为：

1) 直通式截止阀

2) 直流式截止阀：在直流式或 Y 形截止阀中，阀体的流道与主流道成一斜线，这样流动状态的破坏程度比常规截止阀要小，因而通过阀门的压力损失也相应的小了。

3) 角式截止阀：在角式截止阀中，流体只需改变一次方向，以致于通过此阀门的压力降比常规结构的截止阀小。

4) 柱塞式截止阀：这种形式的截止阀是常规截止阀的变型。

根据截止阀阀杆上螺纹的位置可分：

1) 上螺纹阀杆截止阀：截止阀阀杆的螺纹在阀体的外面。其优点是阀杆不受介质侵蚀，便于润滑，此种结构采用比较普遍。

2) 下螺纹阀杆截止阀：截止阀阀杆的螺纹在阀体内。这种结构阀杆螺纹与介质直接接触，易受侵蚀，并无法润滑。此种结构用于小口径和温度不高的地方。

4.3 前处理及求解过程

4.3.1 分析求解区域

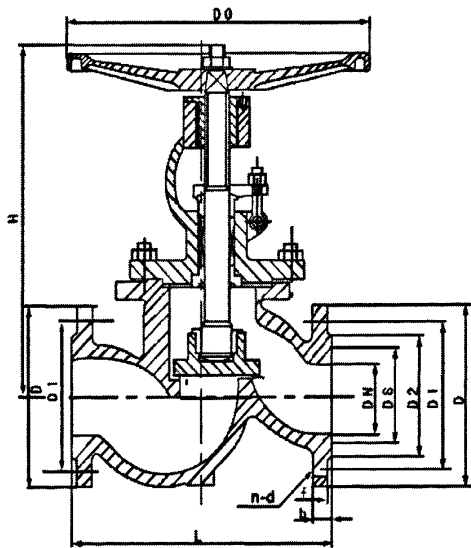


图 4-2 J41H 型截止阀剖面图

图 4-2 所示为在 XYZ-100 型稀油站中使用的 J41H 型截止阀的剖面图。其结构特点：手轮驱动，法兰连接，楔式明杆单闸板结构；阀体的公称通径为 DN40，采用不锈钢材料制成，结构尺寸及相关参数如表 4-1。

表 4-1 J41H 截止阀参数

公称压力 (MPa)	公称通 径(mm)	试验压力 (MPa)		尺寸/(mm)							重量 (Kg)
		壳 体	密 封	L	D	D1	D2	Ds	b-f	H	
1.6	40	2.4	1.76	200	145	110	85	/	18-3	330	12.5

建立截止阀的三维模型时，要将问题边界设置在条件已知的地方，ANSYS 求解问题时，如果并不知道精确的边界条件而必须假定时，不能将分析的边界设置在靠近感兴趣区域，也不要将边界设在求解变量变化梯度大的地方；又因为截止阀模型曲面相对不规则，而 ANSYS 在处理问题时，一个相对规则的模型将有利于问题的分析求解，尤其是在网格划分时，规则的模型可以划分出相当高的精度，鉴于此，根据表 4-1 中的结构尺寸建立导入 ANSYS 分析的有限元模型，如图 4-3 所示，模型由里包含了阀盘的空间，能更加准确而真实模拟截止阀内的流场情况。

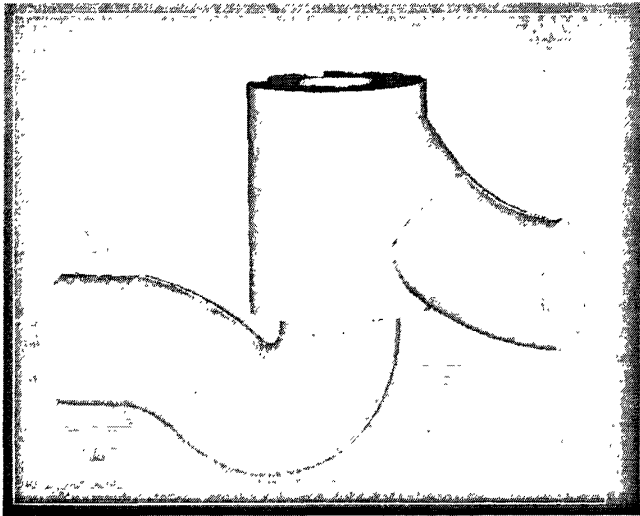


图 4-3 截止阀有限元三维模型

4.3.2 确定流体的状态

1) 截止阀内流速

N150 机械油在内径为 40mm 的管道中流动，全流量油泵的额定流量值保证系统管道中的流量为 100L/min，流速、流量、管径间的关系为：

$$V = 21.23 \times \frac{Q}{d^2} \tag{4-1}$$

式中 d ——管道直径 (mm)，截止阀内径 40mm；

Q ——流量 (L/min)，系统流量为 100L/min；

V ——流体在管道中的流速 (m/s);

将已知参数带入式 (4-1), 得出截止阀内流速为

$$V = 21.23 \times \frac{100}{40^2} = 1.327 \text{ m/s}$$

2) 截止阀内流态

实际流体按其运动是否紊乱分为层流和紊流。层流指流体流动时, 只有轴向运动, 没有横向脉动, 流体质点不掺杂, 层次分明, 维持安定的流速。紊流则与层流正好相反。工程上, 用下临界雷诺数来判别流体的流动状态, 低于下临界雷诺数为层流, 高于下临界雷诺数为紊流, 雷诺数计算公式如式 (4-2)。

$$Re = \frac{UL}{V} \quad (4-2)$$

式中 U ——流体的特征速度 (m/s), 在管道流动中, 取平均流速 (1.327 m/s);

L ——过流物体特征长度 (m), 在管道流动中, 取水力直径, 即管道内径 (0.04m);

V ——流体的运动粘度 m^2/s 。查资料知道, N150 机械油的运动粘度 $V=1.04 \times 10^{-4} \text{m}^2/\text{s}$ 。

将参数管道内流体流速 $U(1.327 \text{m/s})$ 、管道特征长度 $L(0.04 \text{m})$ 、管道内流体——机械油运动粘度 $V(1.4 \times 10^{-4} \text{m}^2/\text{s})$ 带入式(4-2), 得出管道中的下临界雷诺数为:

$$Re = \frac{UL}{V} = \frac{1.33 \times 0.04}{1.04 \times 10^{-4}} \approx 379$$

查手册《液压气动系统设计手册》知道滑阀处的下临界雷诺数为 260, 而在圆管中的下临界雷诺数为 2000, 所以稀油站中的 N150 机械油在管道中的流态为层流, 而流经截止阀处时将转变为紊流。

4.3.3 生成有限元网格

用户必须事先确定流场中哪个地方流体的梯度变化较大, 在这些地方, 网格必须作适当的调整。例如: 如果用了紊流模型, 靠近壁面的区域的网格密度必须比层流模型密得多, 如果太粗, 该网格就不能在求解中捕捉到由于巨大的变化梯度对流动造成的显著影响, 相反, 那些长边引起梯度方向一致的单元可以有很大的长宽比。

为了得到精确的结果, 应使用映射网格划分, 因其能在边界上更好地保持恒定的网格特性。有些情况下, 用户希望用六面体单元去捕捉高梯度区域的细节而

在非关键区使用四面体单元，这时可以令 ANSYS 在界面处自动生成金字塔单元。

对流动分析，尤其是湍流，在近壁处使用金字塔单元可能导致不正确的结果，因此这种区域不应使用。楔形单元可能对容易划分成三角形网格然后拖动生成复杂的曲面很有好处。对快速求解，可以在近壁处使用楔形单元。但对于精确求解，应在这些区域使用六面体单元。

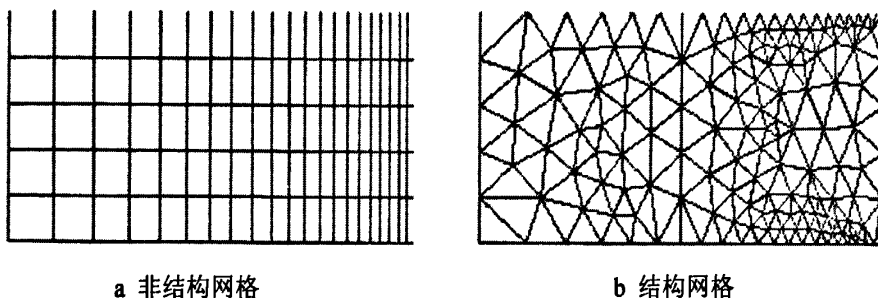


图 4-4 ANSYS 中网格划分类型

综合分析，XYZ-100 型稀油站的截止阀采用结构网格划分，因为湍流要比层流更为严格，一般最重要的区域就是具有较大梯度的区域，尤其是在壁面附近更是如此。与自由度想法，在壁面结构网格能更相容的模拟。对于壁面附近区域，结构网格和非结构网格分别如图 4-4 所示，划分后的结构网格如图 4-5。

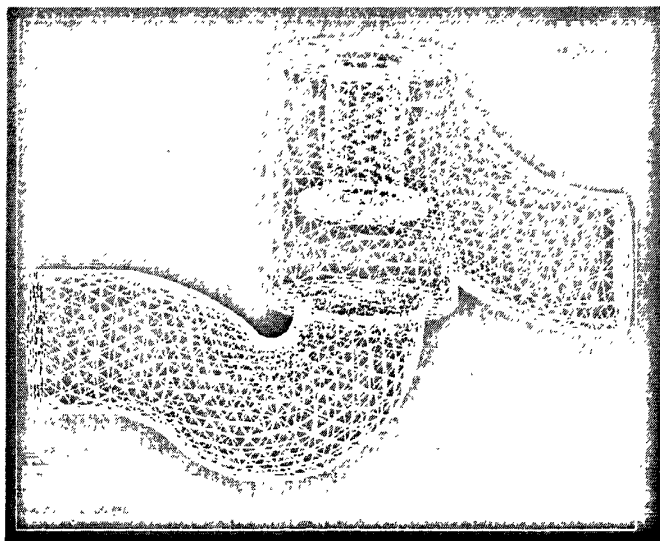


图 4-5 结构网格划分的三维截止阀

另外，由于在截止阀形状变化集中的地方将出现流体变化梯度剧烈变化，在这些地方采用了网格适当加精，通过如下命令执行。

GUI:Main Menu—Preprocessor—Meshing—Modify Mesh—Refine At, 选中

需要网格加精的区域或者单元，实行网格加精，以利于求解计算。

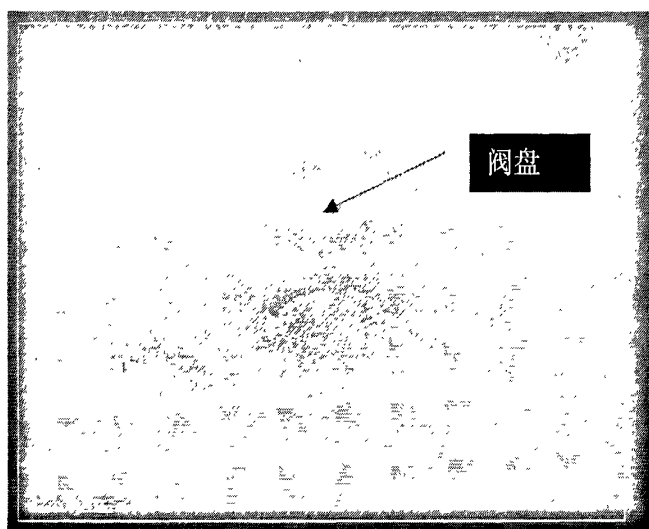


图 4-6 截止阀网格的节点

图 4-6 是三维截止阀划分网格后的节点 (NODES) 显示，节点是有限元分析中传递关系的量，通过设置边界初始条件，计算开始后 ANSYS 软件在控制方程的框架下，将边界初始条件和方程的解逐渐向下一节点传递，其中图中所指的位置为阀盘结构，在模型中，阀盘是一个空心区域，使得流体流经该处时更加逼近真实的情况。

4.3.4 施加边界条件

求解域的每一个边界都需要处理，可以使用下面列出的边界类型来指定一些自由度 (VX、VY、VZ 和 Pressure) 的组合。如果有适合的值，可以在进口指定湍流动能 (ENKE) 和湍流动能耗散率 (ENDS)。如果在边界上没有施加任何条件，则所有独立变量垂直于边界的导数将为零。

设置节点的 DOF 约束可以使用下列方法：

Command:D

GUI: Main Menu—Preprocessor—Loads—Loads Apply—Fluid/CFD—Velocity—On Nodes

用这个命令确定流动边界条件，通过对话框设置如图 4-7，设置垂直于进口面的液流 (N150 机械油) 速度为 $V_x=1.327\text{m/s}$ ，其余两个方向的速度 $V_y=V_z=0$ 。

[DA] Apply Velocity Constraints on areas	
Apply VX load as a	Constant value
If Constant value then:	
VX Load value	1.327
Apply VY load as a	Constant value
If Constant value then:	
VY Load value	0
Apply VZ load as a	Constant value
If Constant value then:	
VZ Load value	0

图 4-7 设置进口边界速度条件

系统公称压力为 0.5MPa, ANSYS 中的单位制要求统一, 所以采用国际单位制, 所施加的三维截止阀出口压力边界条件是 500000Pa, 通过以下命令加载给边界条件。

GUI: Main Menu—Preprocessor—Loads—Loads Apply—Fluid/CFD—Pressure DOF—On Nodes

选择出口端面上的所有节点 (Nodes), 即可执行上述命令, 在对话框中输入压力值 500000Pa, 如图 4-8。

[D] Apply PRES on nodes as a	
If Constant value then:	
PRES Pressure value	500000
OK Apply Cancel Help	

图 4-8 设置出口压力边界条件

边界部分, 除了进口端面和出口断面以外的所有壁面施加边界无滑移条件, 即该边界上所有流质三个坐标方向 (VX、VY、VZ) 上的速度等于 0。

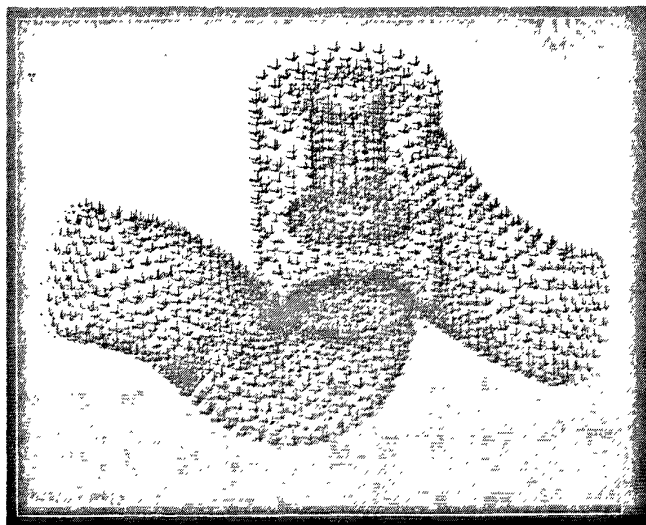


图 4-9 载荷施加情况

载荷施加后的结果如图 4-9 所示，图中黄色的载荷表示压力载荷，红色载荷表示速度载荷。载荷可以施加在物理模型上，如模型的线、面、和体。也可以施加在有限元模型上，如节点，单元等。施加在物理模型上的载荷系统在求解时会自动转换到有限元模型上。这里选择施加载荷方式为有限元模型施加，即施加在节点上。

4.3.5 FLOTRAN 分析参数设置

1) 湍流模型设置

层流和湍流的区别在于惯性输运和粘性输运之间的比值。随着该比值的增加，不稳定性也随之增大并且开始出现速度波动。湍流模型在控制方程中，使用增大的粘性来考虑这些脉动对平均流动的影响。有效粘度等于层流粘性和湍流粘性之和。

在 FLOTRAN 中，提供了六种湍流模型，分别是：

- 标准 $k-\epsilon$ 模型
- 零方程湍流模型 (ZeroEq)
- Re-Nomalized Group 湍流模型 (RNG)
- Shih 新 $k-\epsilon$ 模型 (NKE)
- Girimaji 非线性模型 (GIR)
- Shih, Zhu, Lumley 模型 (SZL)

可以使用下列方法来激活湍流模型：

Command:FLDATA1, SOLU, TURB,

GUI:Main Menu—Preprocessor—FLOTTRAN SetUp—Sollution Options

Main Menu—Solution—FLOTTRAN SetUp—Sollution Options

对湍流模型进行选择, 可以通过以下方式:

Command:FLDATA24, TURB, MODL, Value

GUI:Main Menu—Preprocessor—FLOTTRAN SetUp—Turbulence—Turbulence Model

Main Menu—Solution—FLOTTRAN SetUp—Turbulence—Turbulence Model

通常, 标准的 $k-\epsilon$ 模型是应用的首选模型, 它一般能够提供流动的真实情况, 尤其适合于计算管道和通道中的湍流流动。但是在某些情况下, 标准 $k-\epsilon$ 模型会过高地估计湍流量。例如收敛喷管中的流动有明显的法向应变, 而标准 $k-\epsilon$ 模型会过高地估计湍流量, 由此而过高地估计了所得到的功能。

另外, RNG, NKE, GIR 和 SZL 模型通常在大应变区域能产生更为真实和可靠的结果, 这特别适合于分析有强烈加减速度或有明显分离或回流的流动, 例如收敛喷管和管道通过 180 度改变方向的例子。

针对 XYZ-100 型稀油站中截止阀内的特点, 采用标准 $k-\epsilon$ 模型即可满足求解精度。通过命令:

Main Menu—Solution—FLOTTRAN SetUp—Turbulence—Turbulence Model—Standard K-E

选择了标准 $k-\epsilon$ 湍流模型, 如图 4-10:

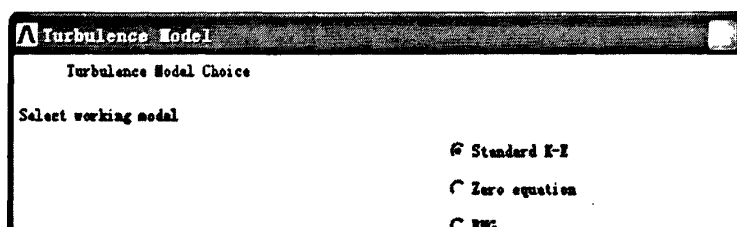


图 4-10 选择标准 $k-\epsilon$ 湍流模型

2) 流体性质设置

XYZ-100 型稀油站油路系统, 是给 C5101A/B 往复式压缩机提供润滑的, 润滑剂是运动粘度为 $1.4 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ 的 N150 机械油, 其密度是 $900 \text{ kg}/\text{m}^3$, 通过命令

GUI: Main Menu—Solution—FLOTTRAN Set Up—Fluid Properties 将 N150 机械油的性质输入 ANSYS, 如图 4-11。

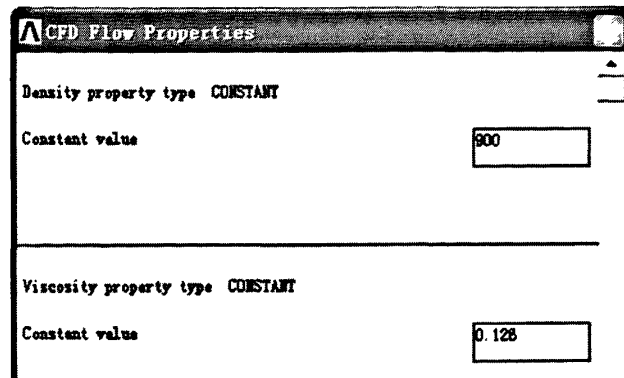


图 4-11 设置 N150 机械油性质

4.4 计算收敛性分析

在 FLOTTRAN 求解过程中, 程序在每一个总体迭代里对每一个自由度计算出一个收敛检测量, 这些自由度包括: 速度 (VX、VY、VZ)、压力(PRES)、如图 4-12 显示了 ANSYS 求解过程中截止阀内部三个方向速度 VX、VY、VZ 和压力 PRES 的收敛情况。

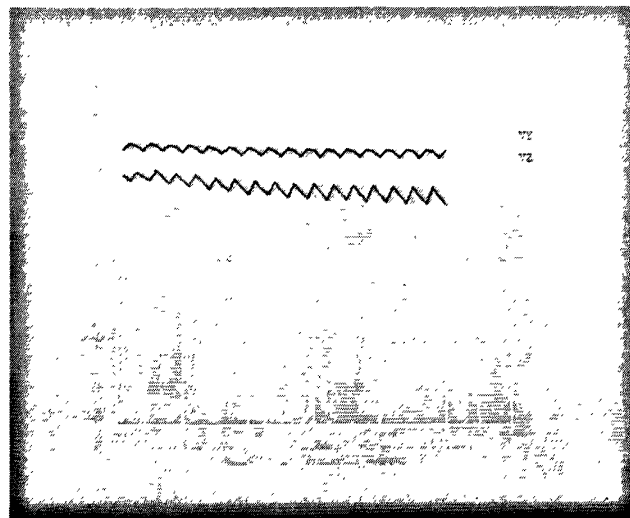


图 4-12 收敛监测图

收敛检测量是两次迭代之间结果该变量的归一化值, 若以 ϕ 表示任一自由度, 则该自由度的收敛监测量可有下式表示:

$$\text{收敛监测量} = \frac{\sum_{i=1}^N \|\phi_i^k - \phi_i^{k-1}\|}{\sum_{i=1}^N |\phi_i^k|} \quad (4-3)$$

收敛检测量表示变量在当前迭代的结果和前一次迭代的结果之间差值的总和除以当前值的总和, 这种求和是在所有节点上进行的, 并且使用的是差值的绝对值。图 4-12 中看出, 速度 VX、VY、VZ 收敛曲线的值经过 220 次迭代后, 围绕一条斜线上下波动, 且值越来越小, 说明误差已经很小, 且收敛性较好。而压力 PRES 收敛曲线经过 220 次迭代后的监测值更小, 为 1.0E-06 与 1.0E-07 之间, 收敛效果同样理想。

4.5 截止阀流场分析

4.5.1 速度分布云图

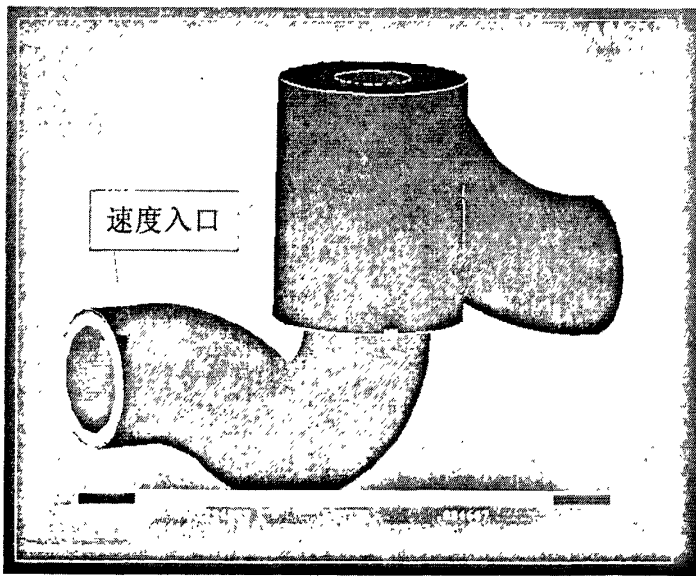


图 4-13 三维截止阀速度分布云图/(m/s)

图 4-13 是三维截止阀的速度分布云图, 图中用颜色显示了截止阀区域速度的分布大小, 从图中能够看出的最大速度即为初始条件设置的速度 (1.327m/s), 用红色标示该速度值, 蓝色表示速度为零。

除了进出口外, 从图中可以看出壁面都是蓝色显示, 表示该处的速度是 0m/s, 这是因为管壁与其接触的流质存在粘性力的相互作用, 而这种作用必然会阻止流质的相对运动, 导致管壁附近流质流速较低, 管壁处的速度为零, 这一结论还

可以从图 4-14 中看出, 图 4-14 中, 临近管壁的区域速度云图颜色为蓝色, 表示该处速度为 0。

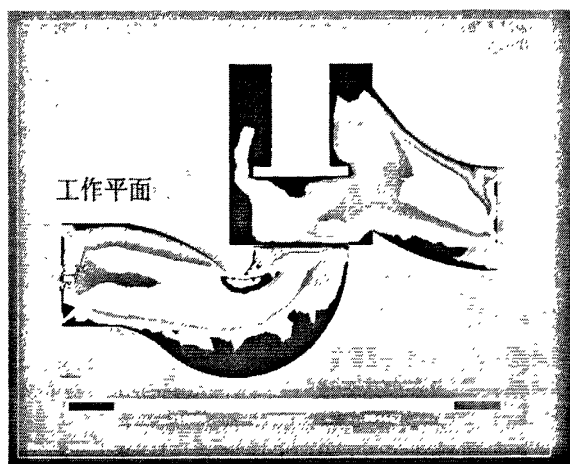


图 4-14 三维截止阀内轴向剖面上速度分布云图/ (m/s)

图 4-14 是三维截止阀内轴向剖面上速度分布云图, 显示了三维截止阀内速度的分布情况。图 4-13 中不能清楚地看出截止阀轴断面的速度分布情况, 通过在 ANSYS 中建立片段显示 (section plot) 的方法可以解决这一问题。将工作平面移动到图 4-14 中箭头所指的位置后通过 section plot 清楚地显示三维截止阀内部流速分布云图。

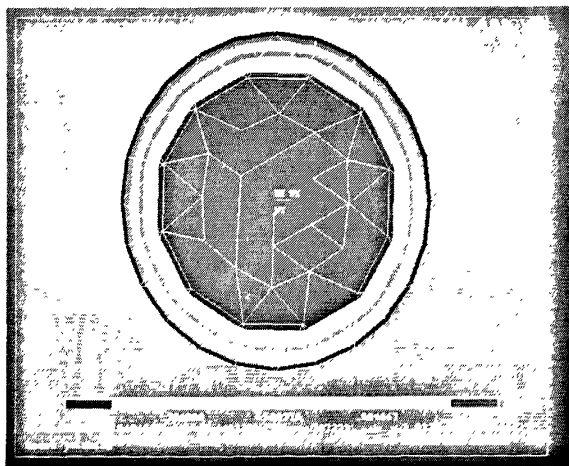


图 4-15 进口断面速度分布云图/ (m/s)

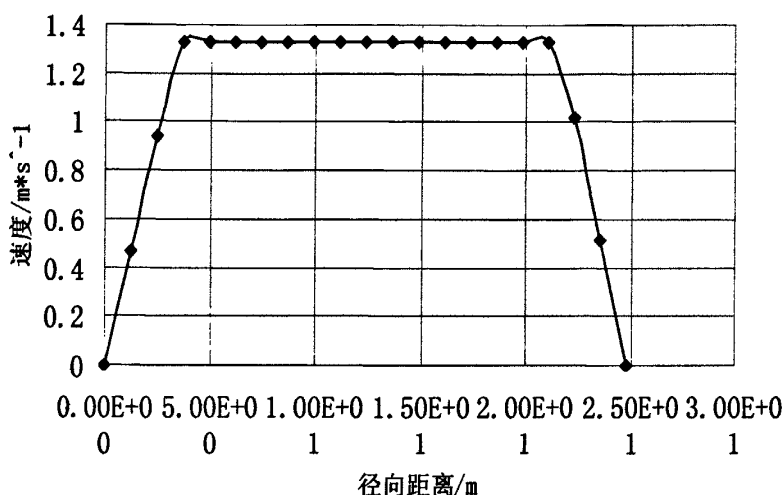


图 4-16 进口断面速度沿径向分布曲线

图 4-16 中所示的速度入口放大后如图 4-15，图中可以看出，管壁处速度最小为零，从管壁向管道中心，速度逐渐增大，中心速度为 1.327 (m/s)，该速度的改变过程可由图 4-16 所示的曲线看出。

4.5.2 压力分析云图

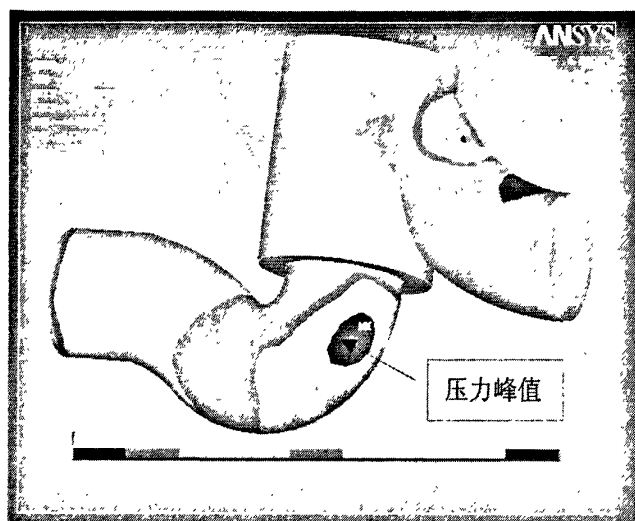


图 4-17 三维截止阀压力分布云图/(Pa)

图 4-17 是三维截止阀压力分布云图，压力峰值出现在图中的红色区域，为 $\text{MaxP}=512660\text{Pa}$ ，比系统公称压力 500000 大出 12660Pa，出现在截止阀发盘前，如图所示。阀盘处开口度的大小是影响该压力峰值的关键因素，分析建模时，选取发盘开口度为 20mm，得到如图所示的压力分布云图。图 4-17 中标明了了的压了峰值的区域，该压力峰值是流质在不规则的截止阀内运动的结果，本章第“4.3.2

确定流体的状态”节中讨论了截止阀内部的流动状态为湍流，流质间运动及其不规则，不仅有规则的横向运动，而且伴随不规则的轴向脉动，流质间相互参杂，运动的不规则性加剧了系统的能量损失，也使得发内出现了压力波动。

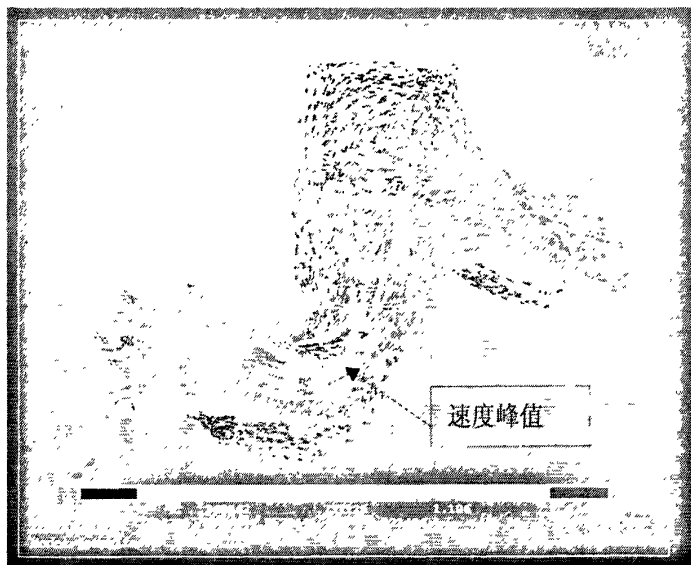


图 4-18 三维截止阀内流质流动轨迹 / (m/s)



图 4-19 三维截止阀内流质流动轨迹（剖面） / (m/s)

图4-18和图4-19分别是三维截止阀内流质流动轨迹和三维截止阀轴向剖面上流质流动轨迹，也叫迹线图（Path Line），迹线是这样的定义：随着时间的变化，空间某一点处的流体质点在流动过程所留下的痕迹。在 $t=0$ 时刻，位于空间坐标 (a, b, c) 处的流体质点，其迹线方程为：

$$\begin{aligned}
 dx(a,b,c,t) &= udt \\
 dy(a,b,c,t) &= vdt \\
 dz(a,b,c,t) &= wdt
 \end{aligned}
 \tag{4-4}$$

式中 u, v, w 分别为流体质点速度的三个分量; x, y, z 为在 t 时刻此流体质点的空间位置, 从图中可以看出了 N150 机械油的流动轨迹, 也可以看出在哪些区域出现了速度的骤然增加, 如图中的红色区域所示, 红色区域的迹线同时也是压力的峰值区域, 联系图 4-17 可以看出这一点。

4.6 对 FLOTRAN 分析进行评价

评价一个 FLOTRAN 分析必须明确的两个问题是: 所作的分析是何时结束的, 所作的分析是否是正确的。这两个问题是相互关联的, 因为, 如果没有正确地设置和正确地分析一个流体问题, 它一般都是不会收敛的。如果所输入的初始参数和所有的边界条件都是正确的, 则当所有变量的收敛监测量都停止增长, 以及所有求解量的平均、最大、最小值都不再升降时, 求解过程就算是完成了。然而, 这并不能保证所求解的结果是唯一正确的, 因为自然界本身并不保证存在唯一解。

ANSYS/FLOTRAN 将求解变量的平均、最小、最大值保存在文件 Jobname. PFL 中, 该文件同时还保存了 FLOTRAN 的输入数据和计算出的收敛监测量、所有自由度的结果总结、流动特性和有效特性等。对 FLOTRAN 分析的评价应该包括验证求解结果的可靠性, 如果一个 FLOTRAN 分析得到了非预期的结果, 则应进行下列所示的一些操作, 这些操作的大部分都可以在开始一个分析自动完成。

1、检查作为结果总结的一部分而打印出来的质量平衡情况。内部检查将确定是否有任何的可能会通过模型的质量流, 允许质量流的边界条件是:

- (1) 确定的速度边界条件
- (2) 确定的压力边界条件
- (3) 未确定的边界 (这有可能是由于未施加边界条件而致)

ANSYS 会将进口和出口边界编号列表, 而这些应与所希望的条件相对应。

- 2、在 ANSYS 里检查边界条件, 以保证其准确性。
- 3、检查所定义的流体性质及其随温度的可变动性正确与否。
- 4、检查用以建立模型的单位制与用以定义流体性质的单位制是否一致。

第5章 CFD 技术基础及 FLUENT 软件介绍

5.1 前言

空气、水、油等易于流动的物质被统称为流体。在力的作用下，流体的流动可引起能量的传递、转换和物质的传送，利用流体进行力传递、进行功和能转换的机械就称为流体机械。如泵是一种将电能转化为流体动能并输送液体的机械；风机是一种将机械能或电能转换为风能的机械；水力发电机就是一种将水的势能和动能转换为电能的一种机械。此类例子举不胜举，因此，流体机械和我们的工作和生活密切相关。流体力学就是一门研究流体流动规律以及流体与固体相互作用的一门学科，研究的范围涉及到风扇的设计，发动机内气体的流动以及车辆外形的减阻设计，水利机械的工作原理，输油管道的铺设，供水系统的设计，乃至航海、航空和航天等领域内动力系统和外形设计等等。

自从 1687 年牛顿定律公布以来，直到本世纪 50 年代初，研究流体运动规律的主要方法有两种：一是实验研究，以实验为研究手段；另一种是理论分析方法，利用简单流动模型假设，给出某些问题的解析解。前者耗费巨大，而后者对于较复杂的非线性流动现象目前还有些无能为力。20 世纪 70 年代以来，飞速发展的计算流体动力学为实验研究和理论研究都起到了促进作用，也为简化流动模型提供了更多的依据，使得多分析方法得到发展和完善。实验研究、理论分析方法和数值模拟已成为当今研究流体运动规律的三种基本方法。

任何流体运动的规律都是以质量守恒定律、动量守恒定律、和能量守恒定律为基础的。这些规律可由数学方程组来描述，如欧拉方程、N—S 方程。采用数值计算方法，通过计算机求解这些控制流体流动的数学方程，进而研究流体的运动规律，这样的学科就是计算流体动力学。

尽管流动规律仍然满足质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律，但流体力学不同于固体力学，一个根本原因就在于流体的流动过程发生了巨大的形变，使得问题求解变得异常复杂。其控制方程属于非线性偏微分方程，除几个简单问题之外，一般来说很难求得解析解。为此，对具体问题进行数值求解就成为研

究流体流动的一个重要的研究方向和方法,其基础就是计算流体动力学。

5.2 计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)

计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)是流体力学的一个分支,它通过计算机模拟获得某种流体在特定条件下的有关信息,实现了用计算机代替试验装置完成“计算试验”,为工程技术人员提供了实际工况模拟仿真的操作平台,已广泛应用于航空航天、热能动力、土木水利、汽车工程、铁道、船舶工业、化学工程、流体机械、环境工程等领域。

5.2.1 流体运动描述的方法

描述流体物理量有两种方法,一种是拉格朗日描述;一种是欧拉描述。

拉格朗日(Lagrange)描述也称随体描述,它着眼于流体质点,并将流体质点的物理量认为是随流体质点及时间变化的,即把流体质点的物理量表示为拉格朗日坐标及时间的函数。设拉格朗日坐标为 (a,b,c) ,以此坐标表示的流体质点的物理量,如矢径、速度、压强等等在任一时刻 t 的值,便可以写为 a 、 b 、 c 及 t 的函数。

若以 f 表示流体质点的某一物理量,其拉格朗日描述的数学表达式为

$$f = f(a, b, c, t) \quad (5-1)$$

例如,设时刻 t 流体质点的矢径即 t 时刻流体质点的位置以 r 表示,其拉格朗日描述为

$$r = r(a, b, c, t) \quad (5-2)$$

同样,质点的速度的拉格朗日描述是

$$v = v(a, b, c, t) \quad (5-3)$$

欧拉描述,也称空间描述,它着眼于空间点,认为流体的物理量随空间点及时间而变化,即把流体物理量表示为欧拉坐标及时间的函数。设欧拉坐标为 (q_1, q_2, q_3) ,用欧拉坐标表示的各空间点上的流体物理量如速度、压强等,在任一时刻 t 的值,可写为 q_1 、 q_2 、 q_3 及 t 的函数。从数学分析知道,当某时刻一个物理量在空间的分布一旦确定,该物理量在此空间形成一个场。因此,欧拉描述实际上描述了一个个物理量的场。

若以 f 表示流体的一个物理量,其欧拉描述的数学表达式是(设空间坐标取用直角坐标)

$$f = F(x, y, z, t) = F(r, t) \quad (5-4)$$

如流体速度的欧拉描述是

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}(x, y, z, t) \quad (5-5)$$

5.2.2 CFD 模型基本控制方程

1) 质量守恒方程(连续性方程)

在流场中, 流体通过控制面 A_1 流入控制体, 同时也会通过另一部分控制面 A_2 流出控制体, 在这期间控制体内部的流体质量也会发生变化。按照质量守恒定律, 流入的质量与流出的质量之差, 应该等于控制体内部流体质量的增量, 由此可导出流体流动连续性方程的积分形式为

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dx dy dz + \oint_A \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = 0 \quad (5-6)$$

式中: V 表示控制体, A 表示控制面。等式左边第一项表示控制体 V 内部质量的增量; 第二项表示通过控制表面流入控制体的净通量。

根据数学中的奥-高公式, 在直角坐标系下可将其化为微分形式:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial (\rho v)}{\partial y} + w \frac{\partial (\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (5-7)$$

对于不可压缩均质流体, 密度为常数, 则有

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (5-8)$$

对于圆柱坐标系, 其形式为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\rho v_r}{r} + \frac{\partial (\rho v_r)}{\partial r} + \frac{\partial (\rho v_\theta)}{r \partial \theta} + \frac{\partial (\rho v_z)}{\partial z} = 0 \quad (5-9)$$

对于不可压缩均质流体, 密度为常数, 则有

$$\frac{v_r}{r} + \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{\partial v_\theta}{r \partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (5-10)$$

2) 动量守恒方程(运动方程)

动量守恒是流体运动时应遵循的另一个普遍定律, 描述为: 在一给定的流体系统, 其动量的时间变化率等于作用于其上的外力总和, 其数学表达式即为动量守恒方程, 也称为运动方程, 或 N-S 方程, 其微分形式表达如下:

$$\begin{cases} \rho \frac{du}{dt} = \rho F_{bx} + \frac{\partial p_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial p_{zx}}{\partial z} \\ \rho \frac{dv}{dt} = \rho F_{by} + \frac{\partial p_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial p_{zy}}{\partial z} \\ \rho \frac{dw}{dt} = \rho F_{bz} + \frac{\partial p_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial p_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial p_{zz}}{\partial z} \end{cases} \quad (5-11)$$

式中： F_{bx} 、 F_{by} 、 F_{bz} 分别是单位质量流体上的质量力在三个方向上的分量； p_{yx} 是流体内应力张量的分量。

动量守恒方程在实际应用中许多表达形式，其中比较常见的有如下几种。

(1) 可压缩粘性流体的动量守恒方程

$$\begin{cases} \rho \frac{du}{dt} = \rho f_x + \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \mu \left[2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \right\} + \\ \quad \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \\ \rho \frac{dv}{dt} = \rho f_y + \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \mu \left[2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \right\} + \\ \quad \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \\ \rho \frac{dw}{dt} = \rho f_z + \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \mu \left[2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \right\} + \\ \quad \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \end{cases} \quad (5-12)$$

(2) 常粘性流体的动量守恒方程

$$\rho \frac{dv}{dt} = \rho F - \text{grad} p + \frac{\mu}{3} \text{grad}(\text{div} v) + \mu \nabla^2 v \quad (5-13)$$

(3) 常密度常粘性流体的动量守恒方程

$$\rho \frac{dv}{dt} = \rho F - \text{grad} p + \mu \nabla^2 v \quad (5-14)$$

(4) 无粘性流体的动量守恒方程(欧拉方程)

$$\rho \frac{dv}{dt} = \rho F - \text{grad} p \quad (5-15)$$

(5) 静力学方程

$$\rho F = \text{grad} p \quad (5-16)$$

(6) 相对运动方程

在非惯性参考系中的相对运动方程是研究像大气、海洋及旋转系统中流体运动

的所必须考虑的。由理论力学得知, 绝对速度 v_a 为相对速度 v_r 及牵连速度 v_e 之和, 即

$$v_a = v_r + v_e \quad (5-17)$$

其中, $v_e = v_0 + \Omega \times r$, v_0 为运动系中的平动速度, Ω 是其转动角速度, r 为质点矢径。

而绝对加速度 a_a 为相对加速度 a_r 、牵连加速度 a_e 及科氏加速度 a_c 之和, 即

$$a_a = a_r + a_e + a_c \quad (5-18)$$

其中, $a_e = \frac{dv_0}{dt} + \frac{d\Omega}{dt} \times r + \Omega \times (\Omega \times r)$, $a_c = 2\Omega \times v_r$ 。

将绝对加速度代入运动方程, 即得到流体的相对运动方程

$$\rho \frac{dv_r}{dt} = \rho F_b + \text{div} P - a_c - 2\Omega v_r \quad (5-19)$$

3) 能量守恒方程

将热力学第一定律应用于流体运动, 把式(5-19)各项用有关的流体物理量表示出来, 即是能量方程。如式(5-20)所示。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_j h_j J_j + u_j(\tau_{ij})_{\text{eff}} \right] + S_h \quad (5-20)$$

式中: $E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2}$; k_{eff} 是有效热传导系数, $k_{\text{eff}} = k + k_t$, 其中 k_t 是湍流热传导系数, 根据所使用的湍流模型来定义; J_j 是组分 j 的扩散流量; S_h 包括了化学反应热以及其他用户定义的体积热源项; 方程右边的前 3 项分别描述了热传导、组分扩散和粘性耗散带来的能量输运。

5.3 Fluent 软件介绍

Fluent Inc. 是享誉全球的 CFD 软件供应商和技术服务商。公司总部设在美国 New Hampshire 州的 Lebanon, 下属机构遍及全球, 在欧洲和亚太地区都设有多个子公司和代理机构。1983 年, 美国的流体技术服务公司 Create 公司的 CFD 软件部(Fluent 公司的前身), 推出了其第一个商用 CFD 软件包 FLUENT。自 FLUENT 软件面世以来, 以其丰富的物理模型, 先进的数值方法及技术人员高质量的技术支持和服务, 很快成为 CFD 市场的领先者。1988 年 Fluent 公司正式成立。1995 年, Fluent 公司并入了在数字和能源电子等领域具有主导地位的 Aavid Thermal

Technologies 公司。1996 年该公司成为一个上市公司。同年, Fluent 公司收购了其最大的竞争对手 FDI (Fluid Dynamics International) 公司。FDI 拥有著名的 CFD 软件 FIDAP。1997 年, 以粘弹性和聚合物流动模拟方谔为优势的 Polyflow S. A. 公司成为 Fluent 公司的一个子公司。上述兼并、联合进一步巩固了 Fluent 公司在 CFD 商用软件市场的领导地位。目前 Fluent 拥有全球商用 CFD 软件领域 No. 1 的市场份额, 并以每年两位数的百分比速度递增。

Fluent 公司的销售及技术服务网络遍及世界各地。公司的客户涉及航空航天、旋转机械、航海、石油化工、汽车、能源、计算机 / 电子、材料、冶金、生物、医药等领域。美国宇航局 (NASA)、美国国防部 (DOD)、美国能源部 (DOE) 以及 ABB 公司、西屋公司、波音公司、福特公司、三菱公司、IBM 公司、杜邦公司等都是 FLUENT 软件的代表性用户。Fluent 公司的软件系统对各公司相关领域的产品分析、生产和开发等环节提供了有力的支持。

Fluent 公司在 CFD 技术和市场的领导地位主要得益于以下几个方面:

首先, 公司拥有大批优秀的专业技术人才。在公司目前的 400 多名职员中。有 340 多人拥有博士学位。

其次, Fluent 公司凭借其强大的经济实力, 斥巨资进行 CFD 前沿技术研究和产品开发。目前公司每年仅在技术开发方面的投资已超过了最大竞争对手的年总收入, 从而保证为 FLUENT 软件提供远远超过竞争对手的网格技术、数值算法、物理模型和可视化等技术。

Fluent 是基于有限容积法的软件。它包含有结构化及非结构化网格两个版本。再结构化网格版本中有适体坐标的前处理软件, 同时也可以纳入 PATRAN、ANSYS、I—DEAS 及 ICEMCFD 等专门生成网格的软件。速度与压力耦合采用同位网格上的 SINPLEC 算法。对流项差分格式纳入了一阶迎风、中心差分及 QUICK 等格式。代数方程求解可以采用多重网格及最小残差法 (GMRES)。湍流模型有标准 $k-\epsilon$ 模型、RNG $k-\epsilon$ 模型及 Reynolds 应力模型 (RSM) 等, 在辐射计算换热方面纳入了射线跟踪法 (*ray tracing*)。可以计算的物理问题类型有: 定常与非定常流动, 不可压缩与可压缩流动, 含有粒子/液滴的蒸发、燃烧过程, 多组分介质的化学反应过程等。在其非结构化网格的版本 (FLUENT/UNS) 中采用控制容积有限元法 (CVFEM), 在该方法中采用类似于控制容积积分方法来离散方程, 因而可以保证数

值计算结果的守恒特性,同时采用了非结构网格上的多重网格方法求解代数方程。1998 年 FLUENT 公司推出了自己研制的新的前处理网格生成软件 GAMBIT, 并且将 FLUENT/UNS 与 RAMPANT 合并为 FLUENT5。

完整的 FLUENT 程序包括:

- (1) FLUENT 解算器, 用于进行流动模拟计算;
- (2) prePDF, 用于模拟 PDF 燃烧过程的程序;
- (3) GAMBIT, 用于建立几何结构以及网格生成的预处理程序;
- (4) TGrid, 可以从已有边界网格中生成体网格的附加前处理程序;
- (5) Filters(Translators), 用于转换其它程序生成的网格, 用于 FLUENT 计算,

即从 CAD / CAE 软件, 如 ANSYS, I—DEAS, NASTRAN, PATRAN 等的文件中输入面网格或者体网格。

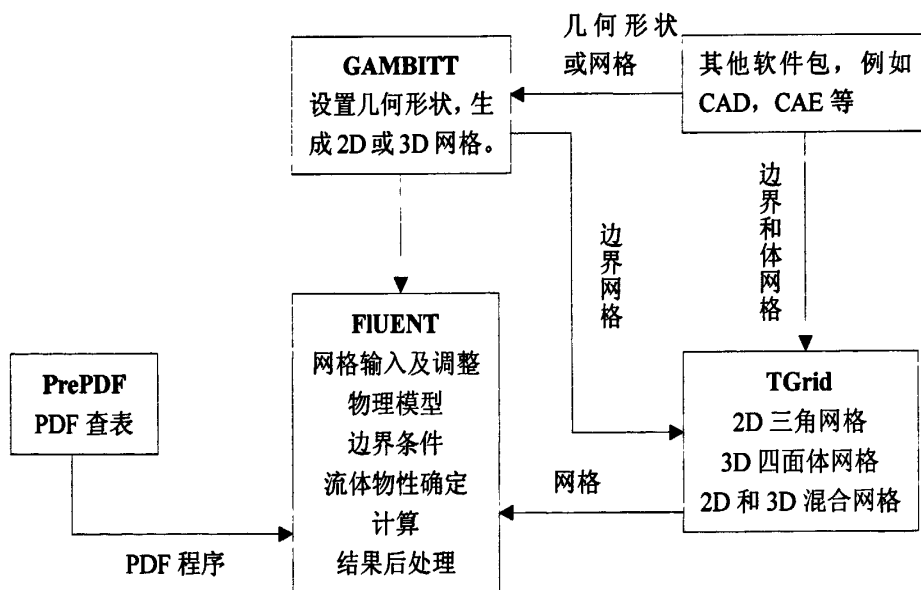


图 5-1 基本程序结构示意图

利用 FLUENT 软件进行流体流动与传热的模拟计算流程如图 5-1 所示。首先利用 GAMBIT 进行流动区域几何形状的构建、边界类型以及网格的生成,并输出用于 FLUENT 求解计算的格式;然后利用 FLUENT 求解器对流动区域进行求解计算,并进行计算结果的后处理。

5.4 相关模型

5.4.1 湍流模型

湍流是自然界广泛存在的流动现象。大气、海洋环境的流动，飞行器和船舰的绕流，叶轮机械、化学反应器、核反应器中的流体运动都是湍流。湍流流动的核心特征是在物理上近乎于无穷多的尺度和数学上强烈的非线性，这使得人们无论是通过理论分析、实验研究还是计算机模拟来彻底认识湍流都非常困难。回顾计算流体力学的发展，特别是活跃的 20 世纪 80 年代，不仅提出和发展了一大批高精度、高分辨率的计算格式，从主控方程看相当成功地解决了欧拉方程的数值模拟，可以说欧拉方程数值模拟方法的精度已接近于它有效使用范围的极限；同时还发展了一大批有效的网格生成技术及相应的软件，具体实现了工程计算所需要的复杂外形的计算网格；且随着计算机的发展，无论从计算时间还是从计算费用考虑，欧拉方程都已能适用于各种实践所需。在此基础上，20 世纪 80 年代还进行了求解可压缩雷诺平均方程及其三维定态粘流流动的模拟。20 世纪 90 年代又开始一个非定常粘流场模拟的新局面，这里所说的粘流场具有高雷诺数、非定常、不稳定、剧烈分离流动的特点，显然需要继续探求更高精度的计算方法和更实用可靠的网格生成技术。但更为重要的关键性的决策将是，研究湍流机理，建立相应的模式，并进行适当的模拟仍是解决湍流问题的重要途径。

1. 湍流模型分类

湍流流动模型很多，但大致可以归纳为以下 3 类。

第一类是湍流输运系数模型，即将速度脉动的二阶关联量表示成平均速度梯度与湍流粘性系数的乘积，用笛卡儿张量表示为

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (5-21)$$

模型的任务就是给出计算湍流粘性系数 μ_t 的方法。根据建立模型所需要的微分方程的数目，可以分为零方程模型(代数方程模型)、单方程模型和双方程模型。

第二类是抛弃了湍流输运系数的概念，直接建立湍流应力和其他二阶关联量的输运方程。

第三类是大涡模拟。前两类是以湍流的统计结构为基础，对所有涡旋进行统

计平均。大涡模拟把湍流分成大尺度湍流和小尺度湍流，通过求解三维经过修正的 Navier-Stokes 方程(纳维-斯托克斯方程，简称 N-S 方程)，得到大涡旋的运动特性，而对小涡旋运动还采用上述的模型。

实际求解中，选用什么模型要根据具体问题的特点来决定。选择的一般原则是精度要高，应用简单，节省计算时间，同时也具有通用性。

Fluent 提供的湍流模型包括：单方程(Spalart-Allmaras)模型、双方程模型(标准 $k-\varepsilon$ 模型、重整化群 $k-\varepsilon$ 模型、可实现 $k-\varepsilon$ 模型)及雷诺应力模型和大涡模拟，如图 5-2 所示。

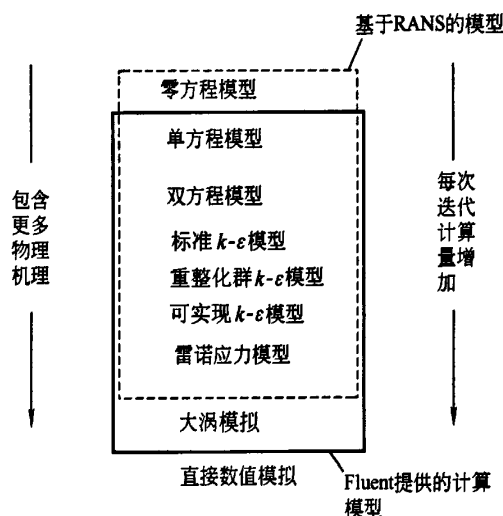


图 5-2 湍流模型详解

2. 平均量输运方程

雷诺平均就是把 Navier-Stokes 方程中的瞬时变量分解成平均量和脉动量两部分。对于速度，有

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (5-22)$$

式中： $\bar{u}_i$ 和 u_i' 分别是平均速度和脉动速度 ($i=1,2,3$)。

类似地，对于压力等其他标量，也有

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (5-23)$$

式中： ϕ 表示标量，如压力、能量、组分浓度等。

把上面的表达式代入瞬时的连续与动量方程，并取平均(去掉平均速度上的横

线), 可以把连续与动量方程写成如下的笛卡儿坐标系下的张量形式:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (5-24)$$

$$\rho \frac{du_i}{dt} = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\overline{\rho u'_i u'_j} \right) \quad (5-25)$$

上面两个方程称为雷诺平均的 Navier-Stokes (RANS) 方程。它们和瞬时 Navier-Stokes 方程有相同的形式, 只是速度或其他求解变量变成了时间平均量。

额外多出来的项 $-\overline{\rho u'_i u'_j}$ 是雷诺应力, 表示湍流的影响。

对于密度变化的流动过程, 如燃烧问题, 需要采用法夫雷 (Favre) 平均才可以求解。法夫雷平均就是除了压力和密度本身以外, 所有变量都用密度加权平均。变量的密度加权平均定义如下:

$$\tilde{\phi} = \overline{\rho \phi} / \bar{\rho} \quad (5-26)$$

式中: 符号 $\sim$ 表示密度加权平均, 对应于密度加权平均值的脉动值用 ϕ'' 表示, 有 $\phi = \tilde{\phi} + \phi''$ 。显然, 这种脉动值的简单平均值不为零, 但它的密度加权平均值等于零, 即 $\overline{\phi''} \neq 0, \overline{\rho \phi''} = 0$ 。

为了求解方程 (5-26), 必须模拟雷诺应力项以使方程封闭。通常的方法是应用 Boussinesq 假设, 认为雷诺应力与平均速度梯度成正比, 表达式如下:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \delta_{ij} \quad (5-27)$$

Boussinesq 假设被用于单方程模型和 $k-\epsilon$ 双方程模型。这种近似方法好处是与求解湍流粘性系数有关的计算时间比较少。例如, 在 Spalart-Allmaras 单方程模型中只多求解一个表示湍流粘性的输运方程; 在 $k-\epsilon$ 双方程模型中只需多求解湍动能 k 和耗散率 ϵ 两个方程, 湍流粘性系数用湍动能 k 和耗散率 ϵ 的函数来描述。Boussinesq 假设的不足之处是假设 μ_t 是个各向同性标量, 对于一些复杂流动, 该条件并不是严格成立, 所以具有其应用局限性。

另外的近似方法是求解雷诺应力各分量的输运方程。这也需要额外再求解一

个标量方程,通常是耗散率 ϵ 方程。这就意味着对于二维湍流流动问题,需要多求解4个输运方程,而三维湍流问题需要多求解7个方程,需要较多的计算时间,要求更高的计算机内存。

在很多情况下基于 Boussinesq 假设的模型很好用,而且计算量并不是很大。但是,如果湍流场各向异性很明显,如强旋流动以及应力取得的二次流等流动中,求解 RSM 模型可以得到更好的结果。

5.4.2 动网格模型

在 Fluent 中,动网格模型可以用来模拟由于流域边界运动引起流域形状随时间变化的流动情况。这种流动情况既可以是一种指定的运动(比如,指定围绕物体中心随时间变化,以一定的线速度或角速度运动),也可是一个为确定的运动,比如这种的绕物体中心的线速度或角速度是由流域中固体上的手里平衡得出的),下一时间步的运动情况是由当前时间步的计算结果确定的。各个时间步的体网格的更新是基于边界条件新的位置,由 Fluent 自动来完成的。

1 动网格的计算模型

对于通量 ϕ ,在任一控制体 V 内,其边界是运动的,受封方程的通式为

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_{\partial V} \rho \phi (\bar{u} - \bar{u}_s) d\bar{A} = \int_{\partial V} \Gamma \nabla \phi d\bar{A} + \int_V S_\phi dV \quad (5-28)$$

式中: ρ 是液体密度; $\bar{u}$ 是液体速度矢量; $\bar{u}_s$ 是动网格的网格变形量; Γ 是扩散系数; S_ϕ 是通量的原项; ∂V 代表控制体 V 的边界。

式(5-28)中,第一项可以用一阶向后差分形式表示为

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dv = \frac{(\rho \phi V)^{n+1} - (\rho \phi V)^n}{\Delta t} \quad (5-29)$$

式中, n 和 $n+1$ 代表当前和紧接着的下一时间步的数值。第 $(n+1)$ 的体积 V^{n+1} 由式(5-29)计算得出:

$$V^{n+1} = V^n + \frac{dV}{dt} \Delta t \quad (5-30)$$

2 动网格更新方法

当运动条件定义在边界条件上时,Fluent 提供了三种动网格运动的方法来更新变形区域内的体网格:①基于弹性变形的网格调整;②动态的网格层变;③局

部网格重构。

①基于弹性变形的网格调整

对于三角形或四边形网格的流体区域，可以通过基于弹性变形的网格调整方法，根据边界节点上的已知位移来光滑调整流域内的位置。通过基于弹性变形的网格光滑调整更新体网格而没有改变网格之间的连通性。

在基于弹性变形的网格调整方法中，网格上任意两节点之间的连线被理想化成互相连接的弹簧。边界节点上给定的位移将产生一个与连接到这个节点所有弹簧位移成比例的力，所以这样边界上节点的位移通过体网格就在流域中传播过去。从平衡角度来看，对每一个节点，连接到其上的所有弹簧的合力必为零。这个条件可以用以下迭代方程表示：

$$\Delta \vec{x}_i^{\rightarrow m+1} = \frac{\sum_j^n k_{ij} \Delta \vec{x}_j^{\rightarrow m}}{\sum_j^n k_{ij}} \quad (5-31)$$

式中： $\Delta \vec{x}_i$ 是节点 i 的位移； n_i 是与节点 i 相邻的节点的数量； k_{ij} 是节点和与之相邻的节点之间的弹性常量系数，这里弹性系数可以定义为

$$k_{ij} = \frac{1}{\sqrt{|\vec{x}_i - \vec{x}_j|}} \quad (5-32)$$

由于边界上的位移是一组的，方程通过 Jacobi 矩阵对流域内部所有节点进行扫掠求解。在求解过程中，更新后的节点位置可以有 (5-33) 表示

$$\Delta \vec{x}_i^{\rightarrow n+1} = \Delta \vec{x}_i^{\rightarrow n} + \Delta \vec{x}_i^{\rightarrow k, \text{converged}} \quad (5-33)$$

如图 5-3 表示圆柱体的一端运动，其网格动态弹性变形。

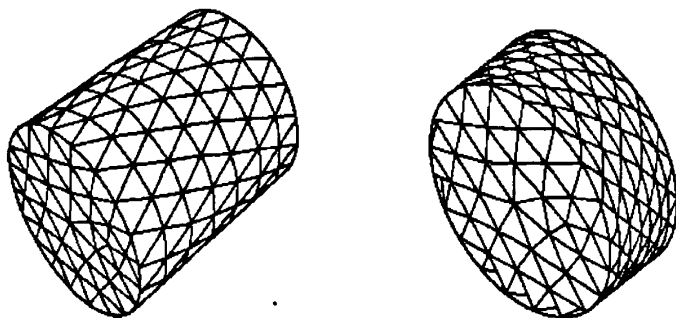


图 5-3 网格弹性变形前后

②动态的网格层变方法

在棱柱形（六面体或楔形）网格区域，动态层变方法可以根据与运动的物面临近的网各层的高度来决定增加或减少网格的层数。在 Fluent 中，动网格模型可以指定一个理想的高度。临近边界的网格单元层（图 5-4 中的 j 层）根据层 j 的单元层高度 h 来分裂出新的单元层或与邻近的层 i 合并成一个新层。

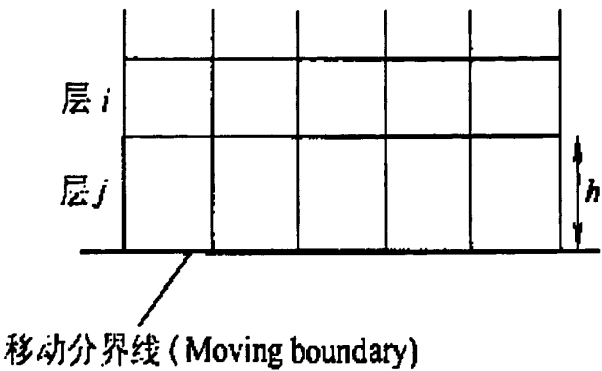


图 5-4 动态网各层

如果 j 中单元体积是出于膨胀状态的，Fluent 允许它们膨胀到

$$(1 + \alpha_h) h_{ideal} \tag{5-34}$$

式中： h_{ideal} 是理想单元高度， α_h 是全局单元层的分裂/合并因子。

当 $h > (1 + \alpha_h) h_{ideal}$ 时，单元将根据预定义的高度条件进行分裂，也就是说，在层 j 中的单元将分裂成一个具有理想高度 h_{ideal} 的单元层和一个单元高度为 $(h - h_{ideal})$ 的单元层。如果层 j 中的单元体积是被压缩的，当压缩到 $h < \alpha_h h_{ideal}$ 时，这个被压缩的单元层与邻近的单元层合并成一个新层；也就是说，在层 i 与层 j 中的单元将合并。

③局部网格重构方法。

当边界位移相对局部单元尺寸较大时，单元质量将恶化或单元将退化，这样就导致下一时间步的求解收敛困难。为了避免这个问题，Fluent 把这些网格质量差的单元聚集成团，再对这个网格聚集区域进行重构。

Fluent 将检查流域内每一个单元的质量，并且对满足下列一个或多个条件的单元给予标注。

- 单元尺寸小于指定的单元尺寸最小值。

- 单元尺寸大于指定的单元尺寸最小值。
- 单元的畸变度大于指定的最大畸变度。

除了对体网格进行重构外, Fluent 还对变形边界上网格的三角形面或线性面随同体网格一起进行重构, 这样的网格面如图 7-4 给出了连续的圆柱形表面。而且, 只有那些与运动节点相邻的网格面在考虑范围之内。

这些与运动的物面相邻的网格单元面 (图 5-5 中的 j 层) 根据其高度 h 来确定分裂出新的单元层或相邻的层 (图 5-5 中的 i 层) 合并成一个新层。

如果 j 层中的单元面出于膨胀状态的, Fluent 允许它们膨胀到

$$(1 + \alpha_k) h_{ideal} \quad (5-35)$$

式中: h_{ideal} 是理想单元高度, α_k 是高度系数。

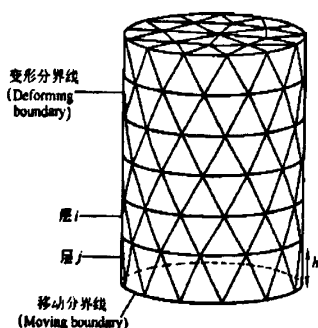


图 5-5 变形区域的重划分

当 $h > (1 + \alpha_k) h_{ideal}$ 时, 单元将根据预定义的高度条件进行分裂, 这时, 在层 i 中的单元面的高度正好是理想高度 h_{ideal} 。相反, 如果层 j 中的单元体积是被压缩的, 当压缩到 $h < \alpha_h h_{ideal}$ 时, 这个被压缩的单元层与邻近的单元层合并成一个新的单元层。图 5-6 举例说明了单元面重构的构成。

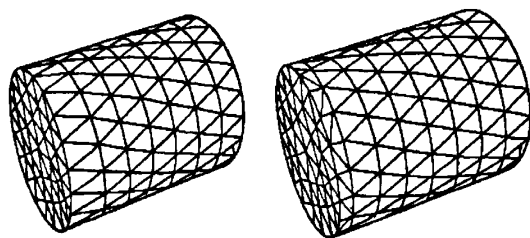


图 5-6 局部单元重构前后

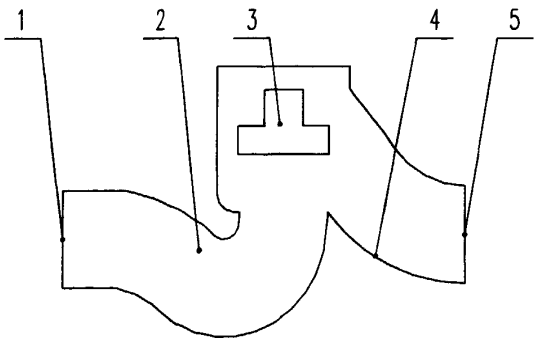
第 6 章 基于 CFD 技术的截止阀流场动态模拟

6.1 前言

第四章基于有限元技术的截止阀流场稳态分析，有限单元法软件 ANSYS 对稀油站里使用的 J41H 型截止阀作稳态分析的时候，设置初始速度边界条件为 1.327m/s，本章节基于 CFD 技术的截止阀动态模拟中，依据 XYZ-100 型稀油站中所使用的截止阀的不同尺寸，系统流量保持 100L/Min 和系统公称压力保持 0.5MPa 不变，改变速度边界条件为 3.4m/s 后利用基于 CFD 技术的 Fluent 软件对截止阀的流场特性进行模拟分析，查看阀内的压力、速度等分布状况，观察阀内的液流现象，为稀油站管径优化，减小稀油站空间结构，降低稀油站制造成本提供可靠性理论基础。

6.2 前处理及计算过程

6.2.1 模拟分析流体区域



1. 油液进口 2. 流体区域 3. 阀盘 4. 阀盘壁面 5. 油液出口

图 6-1 CFD 分析的截止阀二维模型流体区域

截止阀启闭时流场的动态分析区域如图 6-1 所以，图中 3 表示阀盘，求解当阀盘从图示位置（开口度 100%）向下逐渐关闭和开启过程中的截止阀区域的流场动态特性。采用二维分析，其优点是能从分析图像上清晰看到阀体中流体的速度、压力分布和各种液流现象。

6.2.2 划网和动网格设置

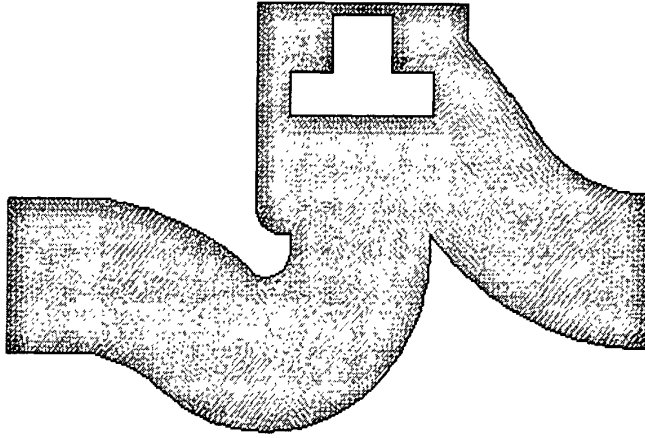


图 6-2 阀门关闭前截止阀网格

采用 Fluent 软件的 Gambit 软件块结构化网格对截止阀模型进行网格划分, 运用动网格 (Dynamic Mesh) 分析对 Gambit 中模型网格划分有特殊要求, 因此截止阀采用了非结构网格划分方法, 划分为 4772 个节点 (nodes)、9082 个单元 (elements), 划分后的截止阀网格形状如图 6-2。

模拟二维截止阀阀盘启闭过程中液流状态, 属于流域边界运动引起流域形状随时间变化的流动情况, 必须采用动网格模型。通过 fluent 菜单设置动网格参数和区域, 如图 6-3 所示, 设置参数如下:

Define>Dynamic Mesh>Parameters, 参数设置如下, 选用动网格的更新方法 (Mesh Methods) 为 Smoothing+Remeshing。其中①Smoothing 设置: 弹簧倔强系数 (Spring Constant Factor): 0.08; 边界节点松弛 (Boundary Node Relaxation): 0.5; 收敛判据 (Convergence Tolerance): 0.001; 迭代次数 (Number of Iterations): 50。②Remeshing 设置: 为了得到较好的网格更新, 本例在使用局部网格重新划分方法时, 使用尺寸函数, 也就是 Remeshing+Must Improve Skewness+Size Function 的策略。将 Minimum Length Scale 及 Maximum Length Scale 均设置为 0, 为了使所有的区域都被标记重新划分; Maximum Cell Skewness (最大单元畸变), 参考 Mesh Scale Info... 中的参考值 0.51, 将其设定为 0.4, 以保证更新后的单元质量。

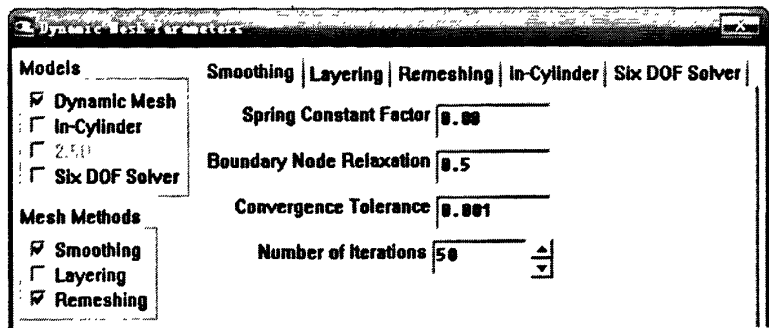


图 6-3 动网格设置对话框

基于 CFD 技术模拟截止阀阀盘关闭过程的动态流场, 阀盘区域在 gambit 边界条件指定为 moving, 即指图 6-4 中的 Dynamic Zone 区域。moving, 运动区域的设置如图 6-4。

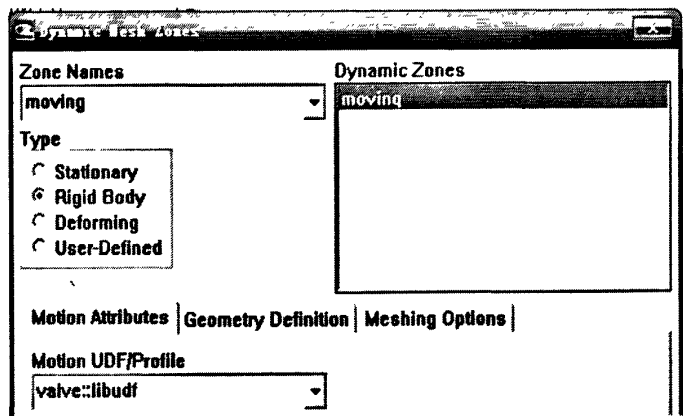


图 6-4 运动区域设置对话框

模拟截止阀中阀盘以一定的速度沿垂直方向运动（阀门开启和闭合过程）移动, 运动区域即为阀盘区域, 阀盘的移动需要用户自定义函数驱动, 采用 UDF (User Define Function) 函数控制动边界的运动, 其函数体为:

```
#include <stdio.h>

#include "udf.h"

(valve,dt , time, dtime)

{

    cg_vel[1] =-0.1;

}
```

通过这个函数可以定义阀盘的运动规律, 定义运动规律时, 要通过 Fluent 提供的宏 DEFINE_CG_MOTION 才能使得 Fluent 接收到设定的运动规律。这个宏的

参数 cg_vel 指平均速度, 函数体第五行 $cg_vel[1]$ 就是 cg_vel 的 y 方向的速度分量。由此可知, 程序模拟阀门以 0.1m/s 的速度沿竖直方向关闭或者开启, 改变 $cg_vel[1]$ 后边的速度, 可以加快或者减慢阀门的开启或者闭合。

6.2.3 边界条件和属性设置

边界条件的设置为: 参照图 2, 油液进口处: 速度入口(velocity-inlet); 油液出口处: 压力出口 (pressure-outlet); 流体区域: interior 边界; 其余边和阀座: 固体壁面边界条件(wall)。具体设置值: 进口速度: 3.4m/s ; 出口压力: 0.5Mpa ; 流体区域: N150 机械油; 截止阀和其余壁面: 无滑移边界。

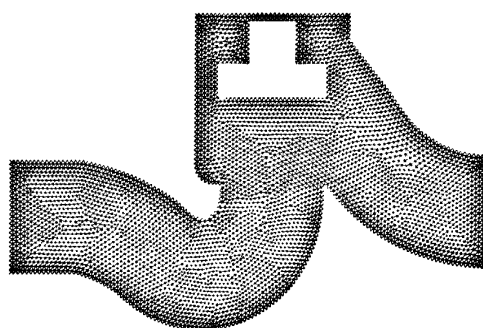
6.3 截止阀闭合过程的动态分析

6.3.1 网格移动过程

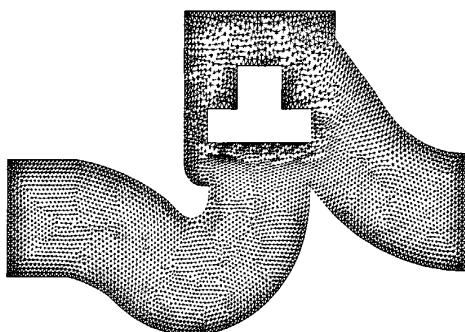
图 6-5 是 CFD 模拟分析截止阀发盘闭合过程中不同的网格形状图。其中 a 表示时间步等于 0, 时间 $t=0$ 时, 即发盘未开启前, 开口度为 100%时的动网格形状。b 表示发盘运动到中间位置, 即开口度为 50%时的截止阀网格形状。c 图表示截止阀中发盘即将关闭时刻的网格形状, 网格的运动靠用户自定义函数驱动。

6.3.2 阀道内速度分布

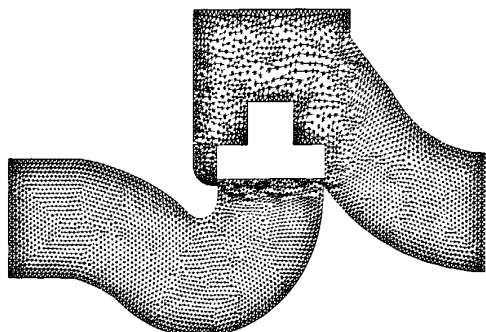
考虑模型中的截止阀阀盘在垂直方向的行程约是 19.207mm , 并假设阀盘以 100mm/s 的速度开启或者关闭, 则关闭或者开启阀盘所需要的时间 $t=s/v=19.207/100=0.192\text{s}$ 。



a $t=0\text{s}$ 时刻动网格位置



b $t=0.010\text{s}$ 时刻动网格位置



c $t=0.192\text{s}$ 时刻动网格位置

图 6-5 不同时刻截止阀网格

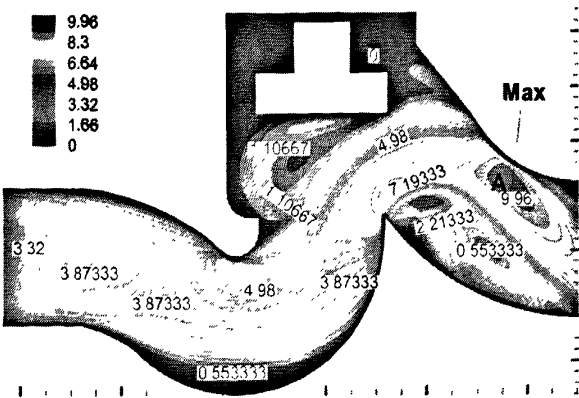


图 6-6 阀盘开口度 100%时速度云图/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$

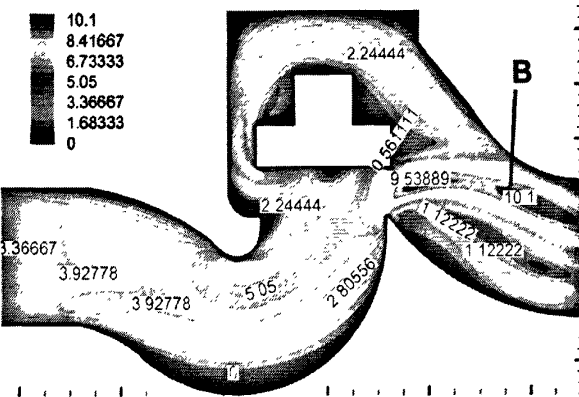


图 6-7 阀盘开口度 50%时速度云图/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$

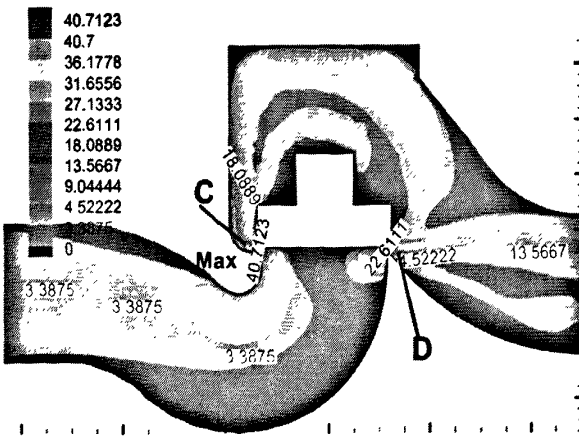


图 6-8 阀盘关闭时速度云图/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$

经过反复尝试发现，动网格分析中，大时间步往往导致单元变形或者单元负体积(Negative Cell Volume)，而适当小的时间步有利于结果的收敛，因此设置时

间步长(Time Step Size)为 0.001s, 并依次推出时间步数(Number Of Time)为 200(因为 Number Of Time=Time/ Time Step Size)进行计算模拟, 计算结果云图如图 6-6—图 6-8。

图 6-6~图 6-8 是 Fluent 计算出来的阀盘处在不同时刻截止阀内的速度梯度对比。图 6-6 是阀盘未闭合时的速度分布云彩图, 从云图中可以看到整个流场区域内质点的速度。最大速度出现在如图 6-6 所示的 A 点区域附近, 峰值为 $\text{Max}v=9.96\text{m/s}$, 由于管壁与其接触的流质存在粘性力的相互作用, 而这种作用必然会阻止流质的相对运动, 导致管壁附近流质流速较低, 这一结论可以从图 6-6、图 6-7、图 6-8 中看出。

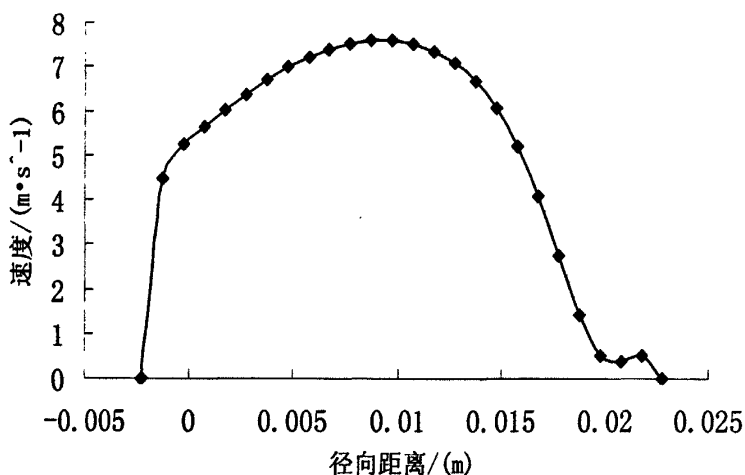


图 6-9 阀盘开口度 100%时截止阀进口速度沿径向分布

阀盘闭合前, 阀盘进口的流质速度从阀盘中心点向四周管壁处递减, 大体成二次函数分布, 管壁处出现速度最小值 0, 可以从图 6-9 中曲线看出该分布状态。

6.3.3 阀道内压力分布

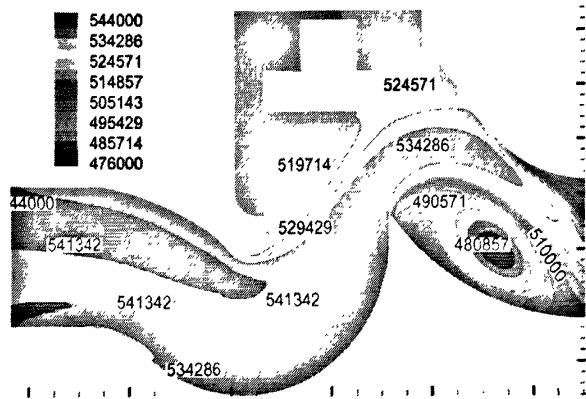


图 6-10 阀盘开口度 100%时压力云图/(Pa)

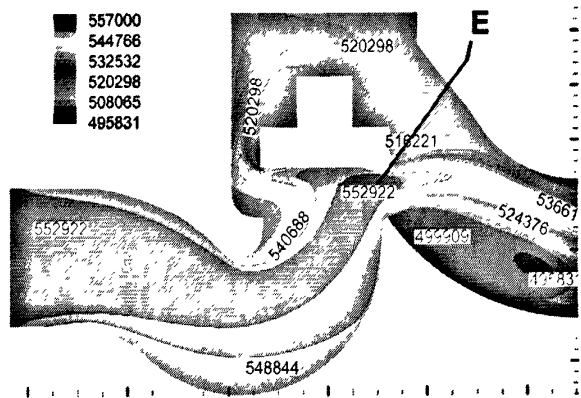


图 6-11 阀盘开口度 50%时压力云图/(Pa)

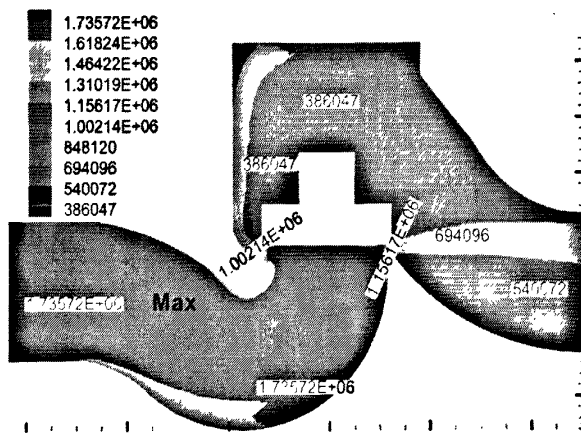


图 6-12 阀盘关闭时压力云图/(Pa)

动网格模型模拟截止阀阀盘自上而下运动阀道内的流质状态，取时间步等于

100 步时的状态量进行观察, 如图 6-7 所示, 阀盘运动到大概中间位置, 流体经过阀盘两侧流向阀门出口, 速度在 B 区域下流出现峰值 $\text{Max}v=10.1\text{m/s}$, 流场里较大的速度必然带来较大的液压冲击, 直接导致系统动压(dynamic pressure)迅速升高, 如图 6-11 的 E 区域出现了动压峰值 $\text{Max}P=557000\text{Pa}$, 动压与流体速度和流体密度相关, 三者关系式为:

$$Dp = \frac{\rho v^2}{2} \quad (6-1)$$

式中: Dp 为动压力(Pa), ρ 为流体密度(kg/m^3), v 为流质速度(m/s)。

事实上, 射流现象在阀盘启动中(图 6-10)已经发生了, 而阀盘临近关闭时的射流强度尤其显著, 且射流速度远大于阀盘启闭中的速度峰值。

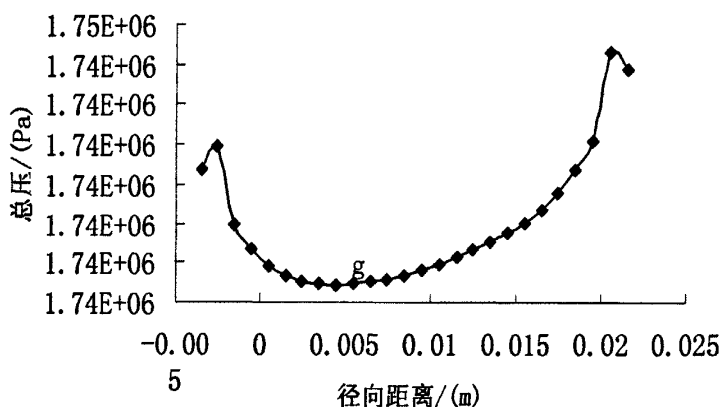


图 6-13 阀盘关闭时截止阀入口总压沿径向分布 (/Pa)

发生射流时, 阀盘上游阀道内压力迅速增大, 图 6-13 是阀盘临近闭合时进口总压沿径向分布, 大部分区域总压力达到 $1.74\text{E}+06\text{Pa}$, 是初态 0.5Mpa 的三倍多, 可以看出系统总压的升高。由此可见, 阀盘闭合瞬间管道内会出现压力升高, 产生噪音, 震动, 甚至空穴等现象。

6.4 CFD 图像观察阀门里的水流现象

流体力学范畴内的水流现象指流场中出现的漩涡、水击、空穴、射流、死水区等发展在流场中的现象。

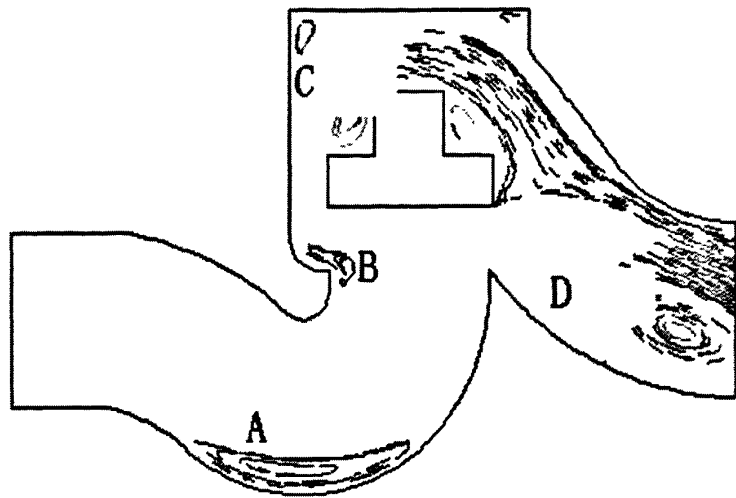


图 6-14 阀道内的流体迹线

图 6-14 是阀盘闭合中（开口度 50%）的流体迹线(Path line)图，迹线是单个质点在连续时间过程内的流动轨迹线，是拉格朗日法描述流动的一种方法。能从迹线中看出各种液流现象，如图所示，A、B、D 区域均出现了液流漩涡，C 为死水区。

6.5 压力损失模拟及验算

6.5.1 计算机模拟

选取阀盘闭合前求解阀盘里的能量损失，通过设置出口表压为 0，则进口静压即为阀道内的能量损失，该能量损失在管道流场中以压差的形式出现。求解结束后，在进口处选取六个点的静压，六点静压值如表 6-1：

表 6-1 截止阀进口 6 点静压值

径向距离(m)	静压值(Pa)	径向距离(m)	静压值(Pa)
0.0214987	38198.1	0.00649871	34904.3
0.0164987	35873.5	0.00149872	34983.3
0.0114987	35232.2	-0.00350128	36876.9

六点静压取平均值，得出进口平均静压，

$$\overline{p_s} = \frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 p_i \tag{6-2}$$

式中： $\overline{p_s}$ 表平均静压(Pa)， n 表数据个数，这里有六个数据， p_i 表截止阀入口不

同位置处的静压值(Pa)。将表 6-1 的数据带入式(6-2)，计算得出 Fluent 软件模

拟出截止阀压力损失为： $\overline{p_s} = \frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 p_i = 36011 \text{Pa}$ 。

6.5.2 结果验算

考察 Fluent 模拟计算的精度，可以依据常规设计计算或者工程经验加以验证。

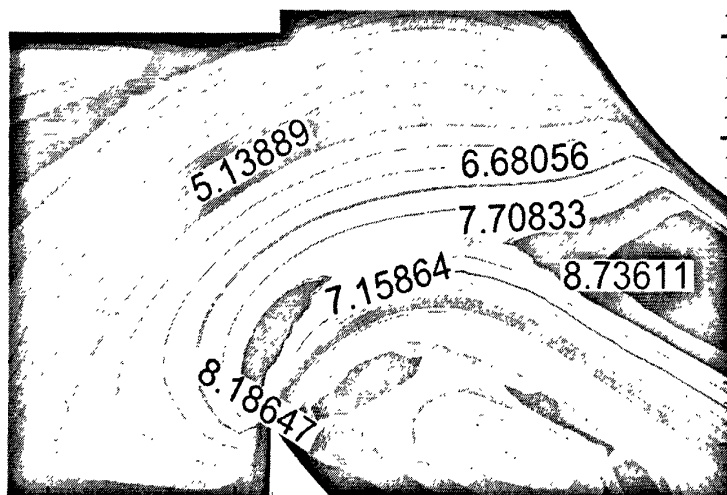


图 6-15 盘阀处速度云图/(m·s⁻¹)

流体经过截止阀内能量损失属于局部压力损失，记为 Δp_r ，由于流速大小、方向发生急剧变化而导致。局部压力损失公式如下：

$$\Delta p_r = \zeta \frac{\rho v^2}{2} \quad (6-3)$$

式中， ζ 为局部压力损失因数，与局部装置的形状及流态有关，结合该截止阀的流态和查相关图表得出盘阀截止阀的 ζ 为 1.5； ρ 为流体密度 (900kg/m³)； v 为流体平均速度 (m/s)，该速度必须与局部装置压力损失因素相对应。图 6-15 的速度等值线上列出了阀盘口的速度分布，采集其中几个数据点求平均值，得： $v = (5.13889 + 6.68056 + 7.15864 + 8.18647 + 8.73611 + 7.70833) / 6 = 7.2681$ ；将各个参数

带入式(6-3)，得： $\Delta p_r = 1.5 \times \frac{900 \times 7.27^2}{2} = 35676 \text{ Pa}$ 。【36011 (模拟结果) - 35676 (经

验公式)】/35676(经验公式) $\approx 0.94\%$,可见,传统经验公式计算与Fluent模拟阀体能量损失十分吻合。

6.5.3 局部阻力的改善

6.5.1节和6.5.2节得出了Fluent软件在模拟管道内能量损失时具有很高的精确度,可以预测,利用Fluent软件的这一功能,通过不断改善和修正的截止阀模型,可以找到一种最优的,能量损耗最小的阀体结构。除此之外,在管道设计中,还可以采用以下措施减小局部阻力。

- 1) 少用或不用突然扩大、突然缩小管,采用台阶管。
- 2) 拐弯处,对于焊接管,采用斜角过渡,管道进、出口尽量平顺。

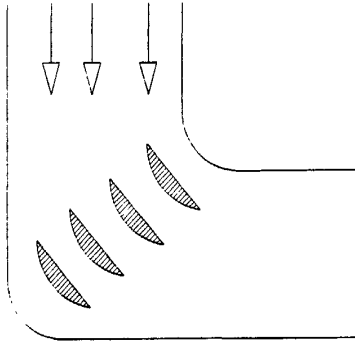


图 6-16 导流叶片

3) 弯道尽量避免采用死角,其轴线的曲率半径 R 最好在 $(2\sim 4)d$ 范围内,另外在弯道内安装如图6-16所示的导流叶片,以避免在弯道内侧产生较大的涡流区,又可以减小二次流的范围。

4) 如条件允许的情况下,尽量在产生局部阻力的两管件之间,加一段长度不小于两倍管径的短管,以减小两阻力之间的相互作用。

第 7 章 FLUENT 对冷却器温度场分析

7.1 冷却器概述

7.1.1 前言

冷却器（cooler）是换热设备的一类，用以冷却流体。通常用水或空气为冷却剂以除去热量。根据冷却方式，可将冷却器分为水冷式，风冷式和冷媒式三种，表 7-1 是这三种冷却器的方式比较。

表 7-1 不同冷却方式的比较

项目	水冷式	风冷式	冷煤式	项目	水冷式	风冷式	冷煤式
冷却温度	水温以上	室温以上	室温上下	外形尺寸	小	中	大
油温调节	难	难	易	噪声	小	中	中
运转费用	中	低	高	安装	较费工	较费工	简易
初始费用	低	中	高	冷却水	用	不用	不用
冷却能力	大	小	小				

液压系统中，常用水冷式冷却器。其中最常用的是多管式冷却器，其次是波纹板式冷却器。在移动设备或水源困难的地方，可采用风冷却器。风冷却器有板翅式和翅片式两种。当要求轴温很低，或油温变化范围很小时，可采用冷媒式冷却器。

冷却器的传热系数受很多因素的影响，它与流体的种类及其在冷却其中的流动状态，冷却器换热壁面的结构形状有关，而且随使用维护状况而变。传热系数目前主要靠试验方法获得。生产厂家都给出了与冷却器结构和使用条件相一致的传热系数，供选择冷却器时作热计算只用。

XYZ-100 型稀油站使用的冷却器是多管式水冷却器，如图 7-1 为现场稀油站设备的冷却器，型号说明如下：

2 LQ F W A 0.5 F

其中“2”表示管程数，“LQ”表示冷却器，“F”表示结构形式（F—浮头式、

U—U 形管式、G—固定管板式)，“W”表示安装方式(W—卧式、L—立式)，“A”表示使用压力，“0.5”表示换热面积(m^2)，“F”表示连接形式(F—法兰连接，L—螺纹连接)。

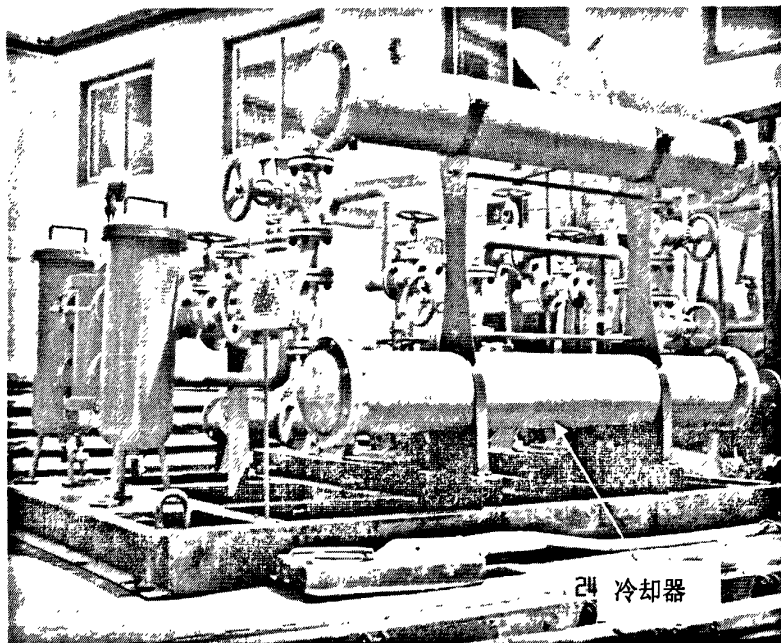


图 7-1 生产现场的 XYZ-100 型稀油站水冷式冷却器

7.1.2 冷却器的计算

冷却器的计算主要是根据热交换量确定需要的换热面积和冷却水量。

(1) 换热面积计算 冷却器必须的散热面积 $A(\text{m}^2)$ 为：

$$A = \frac{N_2}{K \Delta t_m} \quad (7-1)$$

式中 N_2 ——冷却器的热流量 (w)，应等于系统热流量与油箱散热流量之差，

XYZ-100 型稀油站为 C5101A/B 往复式压缩机提供润滑，粗步计算中 N_2 可以取 C5101A/B 往复式压缩机的电机功率 55kw。

$$\Delta t_m \text{——油和水之间的平均温差，} \Delta t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t'_1 + t'_2}{2};$$

t_1 ——液压油的进口温度 ($^{\circ}\text{C}$)，根据系统发热情况确定，或按照产品样本的规定，由 1.2.2 节知道该值取 65°C ，即为液压油回油温度。

t_2 ——液压油出口温度 (°C)，根据系统对尤文的控制要求确定，这里取 40 °C。

t_1' ——冷却介质的进口温度 (°C)，一般为环境温度，取 32 °C。

t_2' ——冷却介质的出口温度 (°C)，与冷却水量有关，取 35 °C。

K ——冷却器的传热系数 (W/m²K)，查《液压气动系统设计手册》，该值取 400。

将值带入式 7-1，得：

$$A = \frac{N_2}{K \Delta t_m} = \frac{N_2}{K \left(\frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_1' + t_2'}{2} \right)}$$

$$= \frac{55 \times 10^3}{400 \times \left(\frac{65 + 40}{2} - \frac{32 + 35}{2} \right)} = 7.237 \text{ m}^2$$

计算出换热面积 A 后，即可选定冷却器。在选择冷却器的形式时，应考虑各种冷却器的性能特点，结构尺寸，重量和价格，以及货源情况和产品质量保证等。多管式水冷却器的换热面积标准系列为 (m²)：0.5、0.65、0.8、1.0、1.2、1.46、1.7、2.1、2.5、3.0、3.5、4.3、5.0、6.0、7.2、8.5、10 等，因此这里在设计的时候选用冷却器换热面积为 10 m²，可以保证经过压缩机润滑后的 N150 机械油得到充分温降。

(2) 水冷式冷却器冷却水量的计算

$$Q' = \frac{c \rho (t_1 - t_2)}{c' \rho' (t_1' - t_2')} Q \quad (7-2)$$

式中 Q ， Q' ——油及水的流量 (m³/s)；

c ， c' ——油及水的质量热容， $c=1800 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{k})$ ， $c'=4186.8 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{k})$

ρ ， ρ' ——油及水的密度， $\rho=900 \text{ kg}/\text{m}^3$ ， $\rho'=1000 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。

将参数带入式 (7-2) 得

$$Q' = \frac{c \rho (t_1 - t_2)}{c' \rho' (t_1' - t_2')} Q = \frac{1800 \times 900 \times (65 - 40)}{4187 \times 1000 \times (35 - 32)} \times 100 = 322.4 \text{ L}/\text{Min}$$

通过冷却器的油液，流量要适中，使油液通过冷却器时压力损失在 $(0.05 \sim 0.08)$ MPa 范围内。一些冷却器的产品样本中，给出了不同规格的冷却器油和水的流量及压力损失，计算出的冷却水量和油液量相差不要太大，因为流动速度过低会大大降低传热效率。

7.1.3 冷却器的安装

由于液压系统的工作情况不同，冷却器在系统中的安装位置可以有以下几种。

① 回油路冷却：图 7-2 为冷却器安装在回油路的情况，除了对已经发热的主系统回油进行冷却外，考虑到溢流阀溢出的油液带有大量的热量，因此将溢流阀与回油路并联。安全阀保护冷却器，当油液不需要冷却时，打开截止阀，油液不经过冷却器而直接回油。

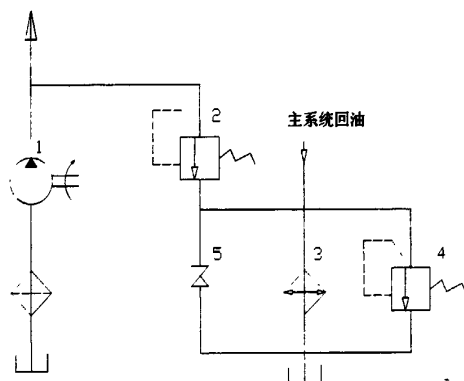


图 7-2 回油路冷却

1—液压泵 2—溢流阀 3—冷却器 4—安全阀
5—截止阀

② 独立式冷却：有些液压装置，为了避免回油总管中油液的压力脉动对冷却器的破坏，或为了提高功率利用率，改善冷却性能，常采用图 7-3 的所示的独立式冷却器回路，即单独一台液压泵向冷却器供热油。为了提高冷却器效果，此泵的吸油管应靠近系统回油管或溢流阀的回油管，使热油尽快得到冷却。

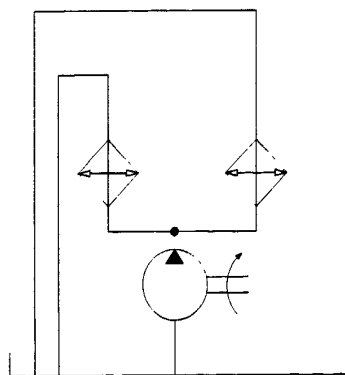


图 7-3 独立式冷却回路

③ 短路冷却回路：在一些寒冷地区露天作业的行走机械上，为了缩短低温启动时油温上

升到正常温度所需要的暖机时间，可采用图 7-4 所示短路冷却回路，而无需加设加热器。低温启动时，由于油液粘度大，液流流经冷却器阻力较大，冷却器前的压力达到液流阀 2 的调定压力，液流阀开启，大量油液按图中箭头 c 的方向经液流阀进入液压泵的吸油口，少量油液流经冷却器。由于溢流阀的压力损失，产生

热量，对油液加温。当油温达到正常工作温度时，粘度减小，液阻也减小，冷却器前的压力下降，液流阀关闭，油液经图中箭头 b 的方向经冷却器回油箱，全部油液得以冷却，此时溢流阀 2 作冷却器的安全阀用。

④ 自动调节油温冷却回路：图 7-5 为自动调节油温冷却回路。当油温超过规定值时，测温头 1 发出电信号，水用电磁二通阀 2 得电，接通冷却水，冷却器开始工作；当油温降低至规定值后，测温头又自动切断水用电磁二通阀电路，关闭冷却水，冷却器停止工作。为保证控制可靠，测温头发出得电和失电信号的油温应有一定差值，该差值为油温控制的工作范围。

⑤ 闭式系统补油回路：闭式回路因油液循环使用，发热严重。在图 7-6 所示回路中，补油泵 1 除补偿系统泄露外，还将冷油输入主系统，对系统起到强制冷却作用。该系统工作时补油泵的低压溢流阀 4 的调定压力高于回油溢流阀 3 的调定压力约 0.1~0.2MPa，因此补油泵输出的冷油全部进入系统，主系统中的部分热油经液控三位三通阀 2、液流阀 3 和冷却器 5 回油箱。

7.2 冷却器有限元模型

XYZ-100 型稀油站采用双联冷却器，冷却器的安装位置如图 7-2 所示，安装在油泵出口，技术要求

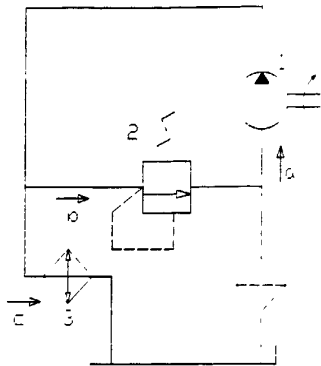


图 7-4 短路冷却回路
1—液压泵 2—溢流阀 3—冷却器

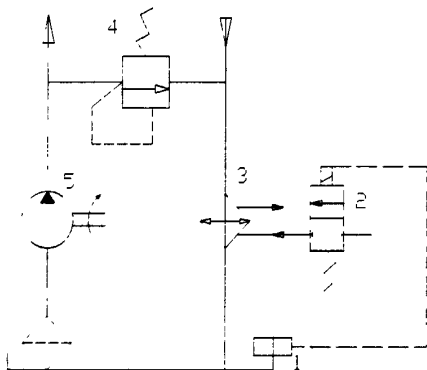


图 7-5 自动调节油温冷却回路
1—测温头 2—水用电磁二通阀 3—冷却器
4—溢流阀 5—液压泵

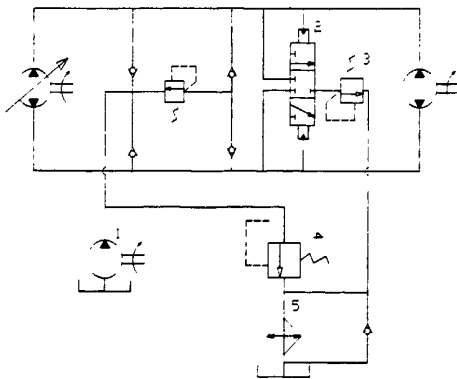


图 7-6 闭式系统补油冷却回路
1—补油泵 2—液控三位二通阀 3—回油溢流阀
4—低压溢流阀 5—冷却器

为：U 型管式，水走管程，油冷却器水程压力损失不大于 0.07MPa，面积为 10m²，壳体、管板均为不锈钢。油冷却器的管束能方便拆卸。冷却水温升不高于 8℃。油冷却器前后管道设双金属温度计各一个，油冷却器配旁通阀，水口配不锈钢法兰。对稀油站双联冷却器进行热分析，可选取一根 U 形管进行建模后导入 Fluent 仿真计算，U 形管物理模型如图 7-7。

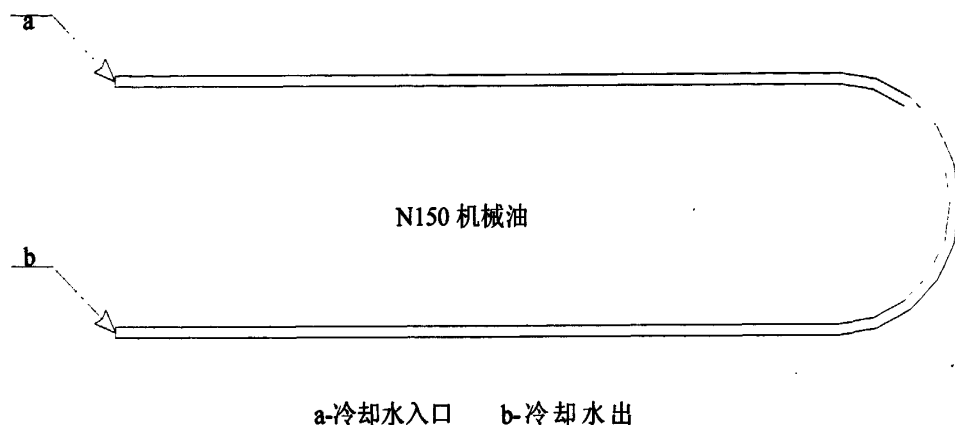


图 7-7 冷却器 U 型管 CAD 模型

图 7-7 是 XYZ-100 型稀油站中冷却器里的 U 型管 CAD 二维模型，其将一根直径为 14mm，长度为 1.5m 的细长管折弯后形成的，其中如图冷却水从图中所示的 a 冷却水入口进入 U 型管，水温 32℃；从 b 冷却水出口出来，U 型管四周是 N150 机械油，油温为 65℃（1.2.2 节）。

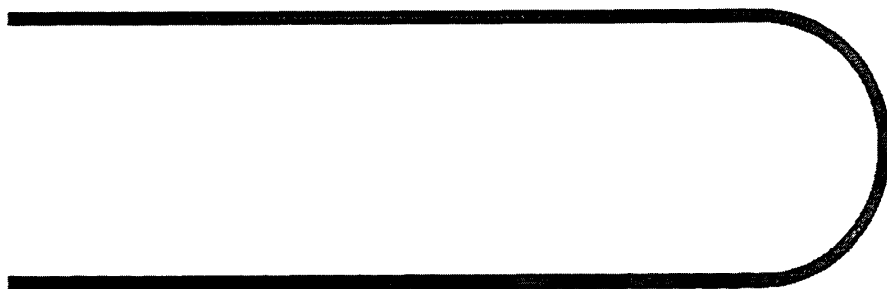


图 7-8 U 型管网格

图 7-8 是 U 型管在 Fluent 前置网格划分工具 gambit 里的网格划分图，模型采用非结构网格划分法，划分间距为 1mm，将模型划分为 35308 个单元。

7.3 冷却水不同流速下的温度分布

XYZ-100 型稀油站使用的冷却器是多管式水冷却器，由 70 根 U 型管组成，冷却水流经 U 型管，管外是 N150 机械油。不同冷却水速度对温度冷却器温度场油站有深刻的影响，下面用 Fluent 软件模拟分析。

7.3.1 边界条件

边界条件的设置，指定 U 型管的边界类型分别为：

进口：设置速度边界条件 (velocity-inlet)；

出口：压力边界条件 (pressure-outlet)；

其余所有壁面：壁面无滑移边界条件 (wall)。

7.3.2 求解过程

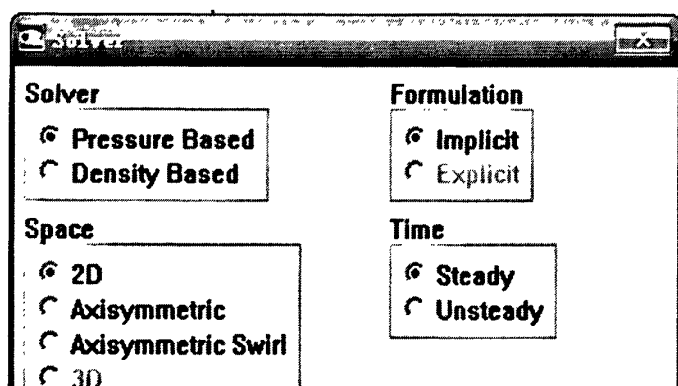


图 7-9 求解器 (solver) 设置

a) 选择求解器：求解器设置如图 7-9 所示，选择基于压力式 (Pressure Based)，求解算法采用隐士 (Implicit) 算法，2D 模型，因为流体物理性质不随时间改变，属于定常流动，因此采用稳态求解 (steady)。

b) 选择能量方程：因为分析温度的分布情况，这里必须激活能量方程，如图 7-10 所示。

c) 设置流体物理性质：U 型管中的冷却水的物理性质如下：

Density (密度): 1000kg/m^3

Cp (等压比热容): $4216\text{J/kg} \cdot \text{K}$

Thermal Conductivity (导热系数): 0.667

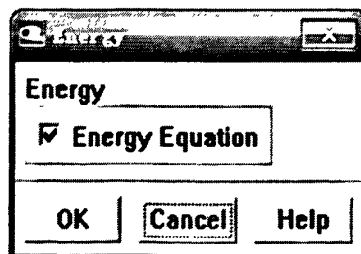


图 7-10 能量方程设置对话框

$\text{W/m} \cdot \text{K}$

Viscosity (动力粘度): $8 \times 10^{-4} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$

d) 设置边界条件的值

冷却水入口速度设置分别为 1m/s 、 5m/s 、 10m/s ，别的设置条件相同，即出口设置表压为 0Pa ，进口水温为 32°C ，其余壁面设置对流传热 (Convection) 边界条件，设置参数根据 U 型管材料参数、壁厚等具体设定，设置对话框如图 7-11，各参数值如下：

Heat Transfer Coefficient (对流系数): $110 \times 10^3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{s}$ 。

Free Stream Temperature (自由温度): 65°C ，这里指油侧温度，按压缩机回油温度计算，为 65°C 。

Wall Thickness (壁面厚度): 0.002m ，指对流层厚度，这里为 U 型管厚度 2mm 。

Heat Generation Rate (生热率): 0W/m^3 ，因为 N150 机械油不会自己发热，这里取 0。

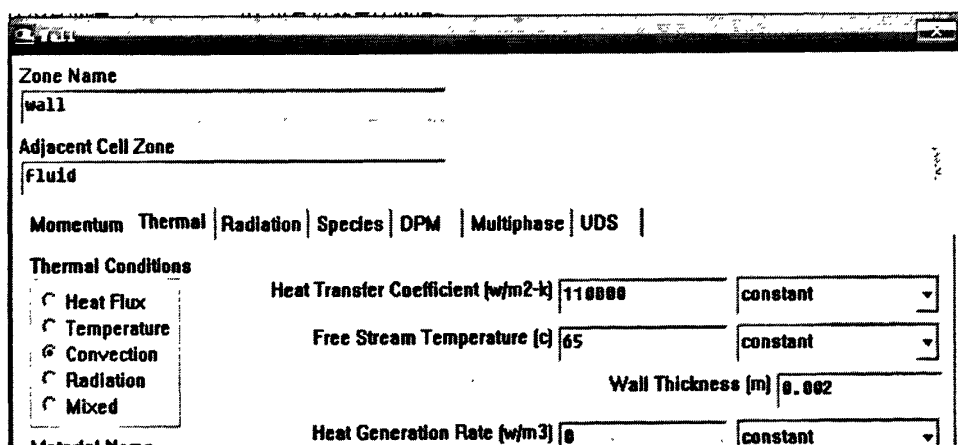


图 7-11 无滑移壁面 wall 的边界设置

7.3.3 收敛特性分析

U 型管冷却水速度为 1m/s 、 5m/s 、 10m/s 时的收敛曲线如图 7-12，图 7-13、图 7-14。其中图 7-12 是迭代次数为 100 次，因为是进行首次迭代，为了得到更精确的求解结果，设置了 100 次迭代。

从图中可以看出 continuity、 ϵ 、energy、k、x、y、z 方向的速度曲线都收敛得很好。

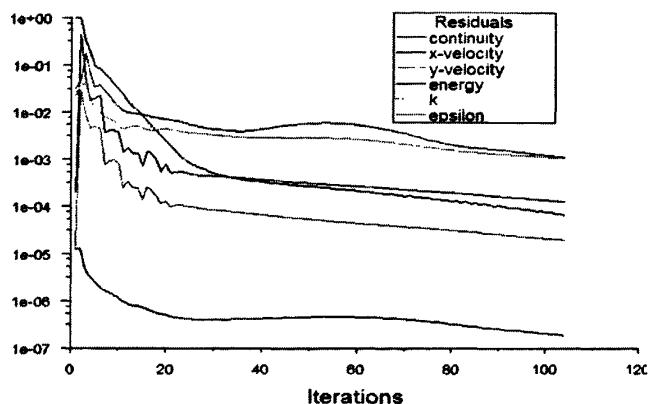


图 7-12 速度为 1m/s 是收敛曲线

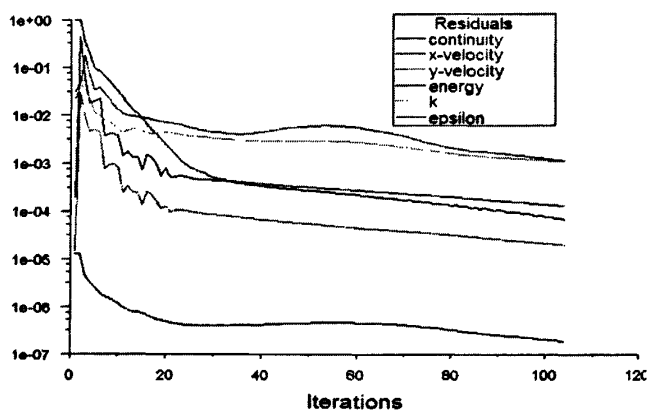


图 7-13 速度为 5m/s 是收敛曲线

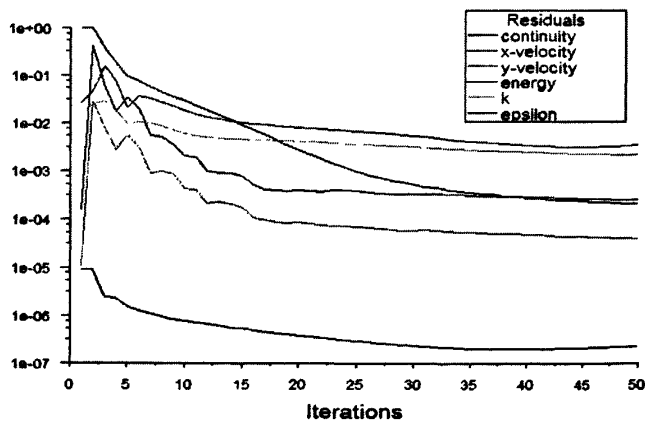


图 7-14 速度为 10m/s 是收敛曲线

良好的收敛性说明本文所采用的模型和数值计算方法是适合的，同时也为以下的分析提供了可靠的数据和图片。

7.3.4 温度场分布

因为 U 型管整个温度场的分布云图不便于观察，这里选取 U 型管进口和出口端来观察分析各个速度条件下 U 型管内的分布状态。

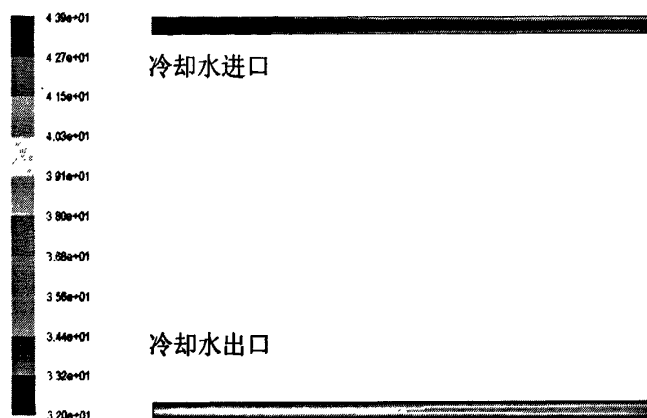


图 7-15 冷却水速度为 1m/s 时 U 型管温度分布 (°C)

图 7-15 为冷却水进口速度为 1m/s 时，U 型管进出口的温度场分布，冷却水进口附近为蓝色显示，表示该处的温度接近初始设置的温度边界条件 32°C。随着冷却水继续在 U 型管中朝着出水口流动，颜色逐渐由蓝色向绿色、黄色、红色转变，各个颜色代表的温度由图中有标志。红色表示最大值，蓝色表示最小值，其余颜色代表值是二者之间的过度。图 7-15 中，冷却水经过 U 型管的一个行程后，出口中心温度为 40°C。

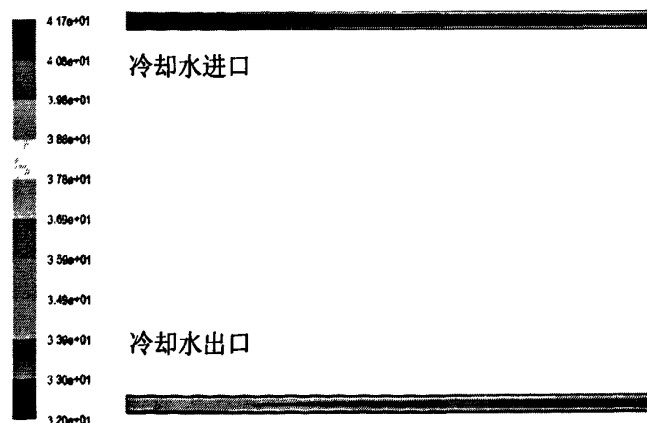


图 7-16 冷却水速度为 5m/s 时 U 型管温度分布 (°C)

图 7-16 为冷却水进口速度为 5m/s 时，U 型管进出口的温度场分布。对比图 7-15 和图 7-16 中冷却水出口的温度场分布云图，可以看出速度为 5m/s 时 U 型管出口的温度降低了，出口中心温度为 37°C。

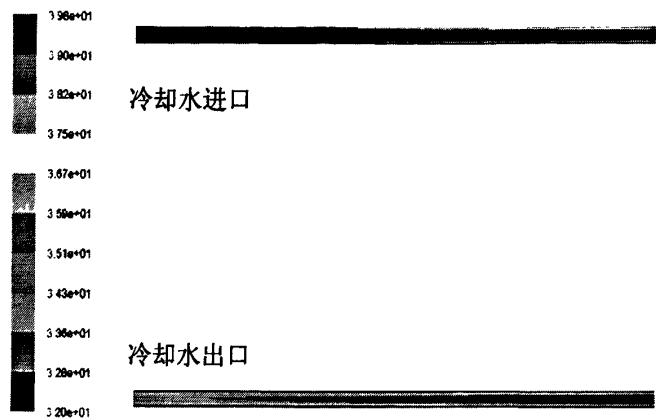


图 7-17 冷却水速度为 10m/s 时 U 型管温度分布 （℃）

图 7-15 和~图 7-16 的对比看出了，U 型管冷却水的流速越大，则出口的冷却水温度越低，这一趋势在图 7-17 中也得到了体现，图 7-17 是 U 型管冷却水速度为 10m/s 时的温度分布情况，出口中心温度为 36℃。

7.3.5 结果数据

表 7-2 冷却水不同流量下 U 型管的温度

序号	进口速度 (m/s)	出口速度范围极值 (m/s)	出口温度范围 (℃)
1	1	1.1113	43.9011
2	5	5.3385	41.7468
3	10	10.6627	39.7997

表 7-2 是 U 型管不同进口速度下的温度数据和出口速度，从整个数据来看，出口的速度比起进口速度并没有太大改变，速度峰值比进口施加的速度边界大一下。出口温度则因进口速度的不同有很大差别，进口速度的越，出口的温度越低，这是因为冷却水速度快了，来不及吸收 U 型管传递给的热量，因此温度升高得低一些。但是速度太慢，又会因为冷却水流量低，导致传递热量的速度低，换热效率小，这样也不利于 N150 机械油的散热。

7.3.6 出口温度曲线

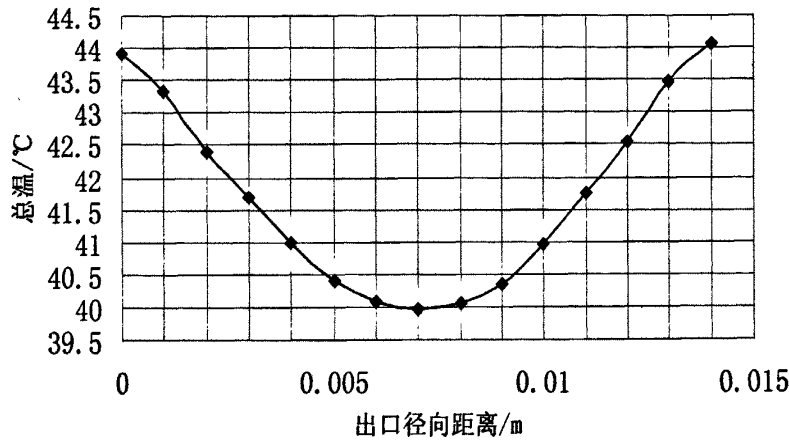


图 7-18 冷却水速度为 1m/s 时 U 型管出口温度沿径向分布

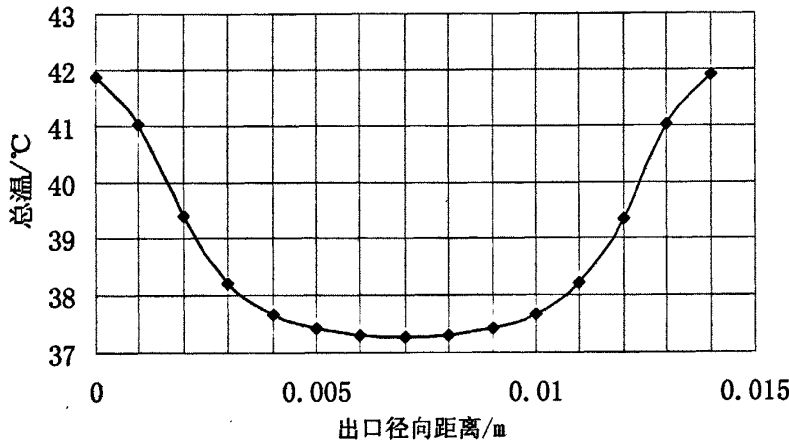


图 7-19 冷却水速度为 5m/s 时 U 型管出口温度沿径向分布

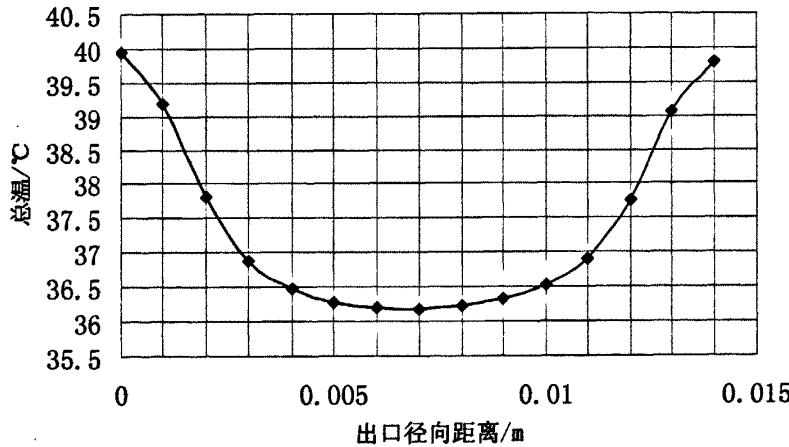


图 7-20 冷却水速度为 10m/s 时 U 型管出口温度沿径向分布

图 7-18~图 7-20 为冷却水不同速度下 U 型管出口的温度沿径向分布图, 从图 7-18、图 7-19、图 7-20 三个图中都可以看出, U 型管温度是由管壁处向管道中心

逐渐降低的，因为管壁处温度来自于压缩机回油的 65 度的高温 N150 机械油，而管中心是冷却水温度，经过冷却水在 U 型管中的冷却，温度逐渐降低，带走热量，降低 N150 机械油的热量，完成热交换，达到油温下降的目的。

同时，图 7-18、图 7-19、图 7-20 还可以看出，随着 U 型管冷却水速度的提高，温度降低得越低了。图 7-18 冷却水速度为 1m/s 时，U 型管出口温度最大值为 43.9011 摄氏度，图 7-19 冷却水速度为 5m/s 时 U 型管出口温度最大值为 41.7468 摄氏度，图 7-20 冷却水速度为 10m/s 时 U 型管出口温度最大值为 39.7997 摄氏度。

结论

本文首先采用 ANSYS 有限元软件对稀油站重要部件—截止阀的流场稳态分析。流场分析采用 ANSYS 有限元软件 FLOTRAN 模块的 FLUID142 单元,单元形状是四节点四面体或八节点六面体,自由度包括了速度、压力、温度、紊流功能、紊流能量耗散等,采用 FLUID142 单元分析出稀油站中三维截止阀的流场分布,为结构设计和优化管道以及阀门提供理论数据支持;另一方面,FLOTRAN 单元在使用过程中也有一定的局限性,在具体分析时应该充分注意到。例如,当使用 FLOTRAN 单元时,要避免使用 ANSYS 的某些特征和命令,至少要注意在使用 FLOTRAN 单元时与别的分析稍微有些不同。如果用户使用了无效的命令,程序会给出相应的警告或错误信息。

基于计算流体动力学方法采用 Fluent 软件,对提高入口速度的二维截止阀所作的动态分析,模拟截止阀发盘关闭过程中的动态特性和流场特性,得出不同开口度下截止阀内部的压力和速度分布状况。

(1) 采用 CFD 方法对 XYZ-100 型稀油站油路系统中的截止阀二维模型内部流场特性进行数值分析,得出各种参数的分布云图和数据,并能清楚看出截止阀内的各种水流现象,各种分布云图能基本反映截止阀内真实流动情况,截止阀内存在漩涡,死水区及水锤现象。

(2) CFD 中的动网格分析技术能更好的解决阀盘闭合或者开启过程中的液流流动情况,解决了稳态分析不能求解的问题,连续性地模拟出阀盘处在不同位置时的流动状态。

(3) 管道能量损失模拟是 CFD 的一大技术亮点,它能精确求解处阀盘里的能量损失,误差控制在 5%之内,为优化阀体,管道及各种液压元件提供理论基础。而优化后的各种液压元件必将降低耗材,减少生产制造成本,尤其是元器件运行时消耗更少的能量,更加环保节能。

(4) 稀油站冷却器温度场的分析基于热平衡方程理论,该模拟分析得出了不同冷却水流速对油站冷却器的温度影响,将该种设计方法运用到油站冷却器的设计是现代设计的发展方向。

基于有限单元方法的和有限体积法的流场分析是一个涉及范围很广的研究课题, 本文主要只是围绕着稀油站中的截止阀一特定的产品做了一些有益的探索。但是仍有很多方面的问题有待于进一步的研究:

1) 由于受条件限制, 本文所做的工作主要是以计算机的数值模拟为手段, 分析的结果还有待于实验的进一步验证。

2) 无论是基于有限单元法对三维截止阀的稳态数值模拟还是基于有限体积法对二维截止阀的动态数值模拟, 用 AutoCAD 和三维绘图软件 Pro/E 建模的时候, 模型总不能十分准确地接近真实的截止阀模型, 因此分析结果与真实情况存在有误差。

随着经济的高速发展和科学技术的不断进步, 阀门的应用越来越广, 在国民经济建设和人民生活的各个方面都发挥着越来越重要的作用。对阀门既有安全性、可靠性方面的要求, 又有阻力损失方面的要求。过去人们侧重于从机械的角度研究其结构, 随着计算机和有关计算机软件的功能越来越强, 人们转而通过流场研究, 寻求新的合理结构。

采用有限元法和有限体积法对截止阀内部流场进行稳态和动态的数值模拟, 得到其流场分布并能从图像中看出压力峰值和各种水流现象, 为阀道结构优化提供理论基础。

截止阀是稀油站的重要液压部件, 对截止阀的数值分析是整个稀油站液压系统数值分析的基础, 稀油站是稀油集中润滑的重要设备, 稀油站技术的发展又能促进润滑技术的发展。搞好设备润滑有重大意义, 按照国内外经验推算, 我国节能潜力折合石油上千万吨, 仅从改进设备润滑、采用节能润滑技术来看, 近期可节省煤约 2600 万吨, 重油 400 万吨, 汽油和柴油 600 万吨, 电力 550 亿度, 总价值约合人民币 330 亿元。同时, 由于搞好设备的润滑, 减少摩擦磨损, 从而提供机械效率, 减少修理次数, 延长使用寿命而间接获得的经济效益, 引用美国按直接节能价值的 5 倍计算, 则每年可增加经济收益约 1650 亿元 (按 2002 年实际测算), 意义十分重大。

参考文献

- [1] 蒲良贵, 纪明刚. 机械设计. 北京. 高等教育出版社, 2004. 43-57
- [2] 刘尔烈, 崔恩第, 徐振铎. 有限单元法及程序设计. 天津大学出版社, 1999. 200-215
- [3] 成大先. 机械设计手册单行本润滑与密封. 化学工业出版社, 2004. 15-49
- [4] 张利平. 液压气动系统设计手册. 机械工业出版社, 1997. 9-25, 209-216
- [5] 刘仕平. 液压与气压传动. 黄河水利出版社, 2003. 30-43
- [6] 胡邦喜. 液压润滑系统的清洁度控制. 冶金工业出版社, 2003. 25-33
- [7] 陆林广. 泵站进水流道三维紊流数值模拟及优化水力设计. 水利学报, 1999, (12), 65-75
- [8] 张翠凤, 龚光寅. 机械设备润滑技术. 广东高等教育出版社, 2001. 110-132
- [9] 王凤岐, 张连洪, 邵宏宇. 现代设计方法. 天津大学出版社, 2004. 201-210
- [10] 黄邦彦. 现代设计方法基础. 中国人民大学出版社, 2001. 125-155
- [11] 叶元烈. 机械现代设计方法学. 中国计量出版社, 2000. 200-204
- [12] 秦太验, 周喆, 徐春晖. 有限单元法(研究生用书). 中国农业科学技术出版社, 2006. 66-78
- [13] 王焕定, 王伟. 有限单元法教程. 哈尔滨工业大学出版社, 2003. 223-235
- [14] 署恒木, 仝兴华. 工程有限单元法. 石油大学出版社, 2003. 222-236
- [15] 莫解华. 机械设计基础. 大连理工大学出版社, 2006. 10-15
- [16] 谈维炎. 计算浅水动力学—有限体积法的应用. 清华大学出版社, 1998. 156-165
- [17] 张为人. 阀门. 上海, 上海翻译出版公司出版, 1987. 88-95
- [18] 中国通用机械阀门行业协会. 阀门产品目录. 机械工业出版社, 1993. 110-116
- [19] Skousen, P. L. Valve Handbook(Second Edition). 中国石化出版社, 2005. 201-213
- [20] 詹友刚. Pro/ENGINEER 中文野火版教程(第二版). 清华大学出版社,

2008.10-100

- [21] 谭雪松, 胡谨. Pro/ENGINEER 中文野火版 4.0 基础教程. 人民邮电出版社, 2009. 20-75
- [22] 商跃进. 有限元原理与 ANSYS 应用指南. 北京: 清华大学出版社, 2005. 33-55
- [23] 龚曙光. ANSYS 基础应用及范例解析. 机械工业出版社, 2003. 303-400
- [24] 巴鹏. 润滑系统污染控制与设备车辆润滑技术. 沈阳出版社, 2005. 201-223
- [25] 王艳珍, 于兰英, 柯坚等. 水压锥阀流场的 CFD 解析. 机械, 2003, 30(5), 20-22
- [26] 王瑞金. Fluent 技术基础与应用实例. 清华大学出版社, 2007. 33-44, 68-91
- [27] 江帆, 黄鹏. Fluent 高级应用与实例分析. 清华大学出版社, 2008. 205-216
- [28] 陶正良, 蔡定硕, 严春雷. 电站调节阀内流场的三维数值模拟及实验研究. 工程热物理学报, 2003, 24(1), 63-65
- [29] 贺治国. 复杂流道的三维数值模拟及阀道优化. 浙江大学硕士学位论文, 2002
- [30] 袁新明, 毛根海, 张土乔. 阀门流道流场的数值模拟及阻力特性研究. 水力发电学报, 1999, 67(4), 60-66
- [31] 吴国熙. 调节阀的使用与维修. 北京: 化学工业出版社, 2003. 94-98
- [32] 苏铭德, 黄素逸编著. 计算流体力学基础. 北京: 清华大学出版社, 1997. 23-25
- [33] 朱自强. 应用计算流体力学. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1998. 55-68
- [34] H.K.Versteeg, W.Malalasekera. An Introduction to Computational Fluid Dynamics. 世界图书出版公司, 2000. 66-67
- [35] 机械工业部合肥通用机械研究所编. 阀门. 北京: 机械工业出版社, 1984. 23-26
- [36] 毛根海. 工程流体力学网络课程. 浙江大学水工结构与水环境研究所,

2002. 33-40

- [37] 白玉清, 郭利军, 调节阀汽蚀现象的分析和控制, 山西建筑, 2003, 29(17), 83-84
- [38] 乔爱科, 伍时桂. 弯曲动脉内脉动流的有限元分析. 北京工业大学学报, 2001, 27(2), 240-246
- [39] Alan L. Prusuhn. Fundamentals of Fluid Mechanics. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey 07632, 1980. 210-223
- [40] W.P. Jones, B.E. Launder. The calculation of Low-Reynolds-Number phenomena with a Two-Equation model of turbulent. *Int.J. Heat Mass Transfer*, 1973(16)
- [41] 韩占忠, 王敬, 兰小平. FLUENT 流体工程仿真计算实例与应用. 北京: 北京理工大学出版社, 2004. 228-235
- [42] 李人宪. 有限体积法基础. 国防工业出版社, 2005. 235-240

攻读硕士学位期间发表的论文和获得的科研成果

论文发表情况:

- [1] 巴鹏, 邹长星.XYZ-100 型稀油站系统管径优化可行性分析.润滑与密封, 2009,8,74-78
- [2] 巴鹏, 邹长星.XYZ-125 型稀油站系统管径优化可行性分析.机床与液压, 2010, 3
- [3] 巴鹏, 邹长星, 张秀纺.基于 CFD 技术的截止阀启闭时流场动态模拟.润滑与密封.2010, 6

分类号: TE947
UDC: 621

密级:
编号:

工学硕士学位论文

XYZ-100 型稀油站管路流场数值模拟

硕士研究生: 邹长星

指导教师 : 巴鹏 教授

学科、专业: 机械电子工程

沈阳理工大学

2010 年 03 月

致谢

岁月如梭，如歌。转眼间，两年半的研究生求学生活即将结束，站在毕业的门槛上，回首往昔，奋斗和辛劳成为丝丝的记忆，甜美与欢笑也都尘埃落定。沈阳理工大学以其优良的学习风气、严谨的科研氛围教我求学，以其博大包容的情怀胸襟、浪漫充实的校园生活育我成人。值此毕业论文完成之际，我谨向所有关心、爱护、帮助我的人们表示最诚挚的感谢与最美好的祝愿。

本论文是在导师巴鹏教授的悉心指导之下完成的。两年半来，导师渊博的专业知识，严谨的治学态度，精益求精的工作作风，诲人不倦的高尚师德，朴实无华、平易近人的人格魅力对我影响深远。导师不仅授我以文，而且教我做人，虽历时近三载，却赋予我终生受益无穷之道。本论文从选题到完成，每一步都是在导师的指导下完成的，倾注了导师大量的心血，在此我向我的导师巴鹏教授表示深切的谢意与祝福！

本论文的完成也离不开其他各位老师、同学和朋友的关心与帮助。在此也要感谢丛培田，段志敏等各位老师，在论文开题、初稿、预答辩、中期检查期间所提出的宝贵意见，还要感谢同门的师兄师妹们，在科研过程中给我以许多鼓励和帮助。回想整个论文的写作过程，虽有不易，却让我除却浮躁，经历了思考和启示，也更加深切地体会了机械学科的精髓和意义，因此倍感珍惜。

还要感谢父母在我求学生涯中给与我无微不至的关怀和照顾，一如既往地支持我、鼓励我。同时，还要感谢杨大卫同学、王运江同学、郑鑫同学，谭效武同学等两年半来对我的爱护、包容和帮助，愿友谊长存！

