

## 摘 要

随着我国总人口的增加和城市化进程的加快及工农业生产等行业的发展,水的需求量不断增加,使得我国水资源短缺与用水量不断增加之间的矛盾日趋突出。尽管我国工业用水量只占总用水量的 35.9%,但对国民经济的可持续发展具有举足轻重的影响。因此工业节水是我国节水工作中一个重要的不可忽视的方面。其中通过设置冷却塔则可实现冷却水的循环使用,这是一项经济有效的节水节能措施,有巨大的经济效益和社会效益,也是工业节水的重要途径之一。

为了研究机械通风逆流式无填料冷却塔塔内的流场特性,在对无填料冷却塔的工作原理、塔内液滴的运动过程及热量传递过程进行分析的基础上,建立了冷却塔内流体传热及传质的数值计算模型,并采用 FLUENT 软件,对流体的传热和传质过程进行了数值模拟,得出了冷却塔内流体流动的速度场分布图、温度场分布图、压力分布图以及水滴运动轨迹线分布图。并计算分析了雾化喷嘴压力、进口风速等参数对冷却塔塔内流体传热及传质的影响。

**关键词:** 冷却塔; 数值模拟; 传热与传质

## Abstract

Accompanying the increasing of China's population and the acceleration of urbanization, as well the development of industrial and agricultural production, the requirement of water increases unceasingly, and the contradiction between the water-shortage and the increasing of requirement becomes evident day by day. Although the industrial production demands only 35.9 percent of the total water consumption of China, the influence of that on the sustainable development of the national economy is tremendous. Therefore the industrial water-saving in our country is an important aspect that can not be ignored. By applying cooling tower to realize the recycling of cooling water is a cost-effective water-saving, i.e energy-saving, measures. It has enormous economic and social benefit, and is one of the important ways of industrial water-saving.

In order to study the flow-field characteristics of the filler-free cooling tower with an up-stream mechanical ventilation a numerical model of the heat and mass transfer of the cooling liquid in the tower was set up on the base of the analysis of the working principle of the cooling tower, the exercise process and heat transfer process of droplets. By FIUENT software a numerical simulation on the heat and mass transfer process of the liquid was carried out. After studying the simulation a series of figures, which contain the distribution of velocity field, temperature field and pressure field of the liquid flow in the cooling tower and the distribution of the flow trace-lines of droplets, was found out. By calculation the influence of the spray nozzle pressure and air flow velocity at the inlet on the heat and mass transfer of the liquid in the cooling tower was analyzed.

**Key words:** Cooling tower, Numerical simulation, Heat and mass transfer

---

# 西南交通大学

## 学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权西南交通大学可以将本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、缩印或扫描等复印手段保存和汇编本学位论文。

本学位论文属于

1. 保密 ，在 年解密后适用本授权书；
2. 不保密 ，使用本授权书。

（请在以上方框内打“√”）

学位论文作者签名：陈彦雷  
日期：2009.4.17

指导老师签名：麦继婷  
日期：2009.4.17

## 西南交通大学学位论文创新性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是在导师指导下独立进行研究工作所得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的研究成果。对本文的研究做出贡献的个人和集体，均已在文中作了明确的说明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：陈彦雷  
日期：2009年4月17日

# 第 1 章 绪论

## 1.1 研究意义

地球上可以利用的淡水资源约占地球上总水量的 0.3%，且分布不均。随着经济和人口的增长以及水源污染的加重，近年来世界上许多国家都发生了水荒，表 1-1 为世界部分国家人均水资源量。我国人均水资源占有量仅 2400 立方米，只有世界人均占有量的 1/4，属于世界贫水国家之一。我国可用的水资源总量约为 8000—9500 亿立方米，还包含已经被污染的水体，预计到 2030 年左右全国国民经济需水量将达到 7000—8000 亿立方米，接近可合理用水量的极限。全国 82% 的河流受到不同程度污染，65% 以上的人饮用受污染的水，表 1-2 为我国新鲜水取用量情况。水污染的加剧促使水资源短缺进一步加剧，形成恶性循环，危害生态环境，影响人民身体健康，制约工农业发展。水资源匮乏已经成为制约社会经济发展的主要因素之一。

表 1-1 世界部分国家人均水资源量表

国家	人均水资源量/m <sup>3</sup>	国家	人均水资源量/m <sup>3</sup>
加拿大	145900	前苏联	17800
新西兰	107000	美国	14280
巴西	56000	巴基斯坦	10950
澳大利亚	27600	墨西哥	7270
日本	5020	印度	3050
法国	3960	英国	2900
意大利	3920	前联邦德国	2850
西班牙	3160	埃及	2530
智利	18100	中国	2380

另一方面，随着我国总人口的不断增加和城市化进程的加快，以及工农业生产等行业的发展，水的需求量不断增加，使得我国水资源短缺与用水量不断增加之间的矛盾日趋突出。如何建立节水型经济和节水型社会已经成为社会的共识，受到国家的高度重视，节水已成为国策。水资源可持续利用是我国经济社会发展的战略问题，其核心是提高用水效率，实现水的循环利用。而水的循

循环利用既满足了人类活动对水资源的需求,节省了宝贵的新鲜水资源,减少寻求优质水源的困难,又减轻了水体污染,这是缓解工业、城镇地区用水紧张以及控制水污染问题的一条有效途径。因此实现水的循环利用,对于保护环境、维护水环境的生态平衡、促进经济可持续发展具有重要的现实意义。

表 1-2 我国新鲜水取用量情况表

项目 年份	工业取用水量		城市取用水量		农业取用水量	
	$\times 10^8 \text{m}^3/\text{a}$	年增长率 /%	$\times 10^8 \text{m}^3/\text{a}$	年增长率 /%	$\times 10^8 \text{m}^3/\text{a}$	年增长率 /%
1980	566.4		67.0		4120.2	
1990	774.6	3.3	105.3	5.2	4698.6	1.3
2000	1238	5.4	372	23.0	4300	-0.77

根据国家水利部的调查资料显示,截止到 2005 年,尽管我国工业用水量占总用水量的比例上升到 35.9%,对我国国民经济的可持续发展具有举足轻重的影响。毋庸置疑,工业节水是我国节水工作的一个不可忽视的重要方面。而通过设置冷却塔则可实现冷却水的循环使用,这是一项经济有效的节水节能措施,有巨大的经济效益和社会效益,也是工业节水的重要途径之一。

## 1.2 冷却塔的研究现状

### 1. 填料塔的研究现状

1912 年在荷兰建成世界上第一个简单自然通风冷却塔,从此冷却塔在工业生产中开始建立了它的工业地位,其作用得到了认可。但分析冷却塔传热关系的第一个成功者当推 Merkel<sup>[1]</sup>,他把焓差作为传热的动力,给出了以焓差为参数的传热公式。麦克尔提出的焓差法把过去由温度差和浓度差为动力的传热公式,统一为一个以焓差为动力的传热公式。

1961 年, Baker 和 Shryock<sup>[2]</sup>提出了冷却塔中性能分析的通用方法。他们分析了冷却塔的特性曲线和填料性能曲线,从而可以确定冷却塔的工作点,并且用这种方法对横流式冷却塔进行热力计算。随后 ASHRAE<sup>[3]</sup>基于 Merkel 方法绘制了大量的通用曲线,可供冷却塔设计和校核时使用。

1976 年, Kelly<sup>[4]</sup>考虑到横流式冷却塔中冷却空气和水之间流动方向的不一致,把 Merkel 的焓差法推广到横流式冷却塔。Kelly 在填料区域中对传热传质过程的计算采用二维网格,但对气体流动则采用简化的方法,即只考虑气流的焓,不考虑湿空气的气体参数,在数值计算上仍显不足。

1983 年, Sutherland<sup>[5]</sup>对 Merkel 方法中近似假设引入的偏差进行了分析, 主要考察了忽略水分蒸发损失的影响。他认为 Merkel 方法中的假设会造成设计出来的冷却塔比实际需求的冷却塔大 8%, 并编制了一套计算机程序对其进行修正, 得到了一些较为精确的冷却塔设计参数。

同年, A. K. Majumdar 等人<sup>[6, 7]</sup>以两相理论为基础提出了冷却塔的塔内流动及热质交换的控制方程, 为自然通风冷却塔和机械通风冷却塔建立了较准确的数学物理模型, 精确的考虑了流体流动过程中质量、动量和能量的守恒性。并用有限差分的方法求解出控制方程。这是一次较成功的数值模拟, 他们还开发了二维的商用程序, 可以用于大型冷却塔的设计和计算。

1988 年, D. J. Benton 等人<sup>[8]</sup>提出了用有限积分方法分析填料冷却塔内传热传质和传递能量的过程, 对传热传质提出了较好的模型, 但压力场是用 Bernoulli 方程近似一维气相的动量守恒方程求出的。

## 2. 无填料塔的研究现状

早在 70 年代初, 美国 Baltimore Aircoil 公司曾研制出最初形式的无填料喷雾冷却塔<sup>[9]</sup>, 该塔为多排横流水平卧式, 无填料层, 结构与空调工程中用的喷水室类似, 靠喷射水流的诱导作用将周围空气吸入塔内, 与喷雾水滴接触发生热湿交换, 从而达到冷却水的目的。

B. Givoni 于 1992 年提出一种用于冷却建筑物的自然通风喷雾冷却塔<sup>[10]</sup>, 主要包括集水池、风筒、风机和喷雾装置。Satoshi Yajima<sup>[10]</sup>在日本对无填料塔做了性能的实验测试, 研究了冷却性能与湿球温度和空气流动的关系。B. Givoni<sup>[11]</sup>在 Satoshi Yajima<sup>[10]</sup>研究的基础上对相同的实验装置在三个不同的城市做了实验, 并比较了不同外部环境下无填料塔的性能差别, 都是基于被动式冷却系统在建筑物应用的实验研究, 并未对其在理论上进行深入的分析。国内对于无填料冷却塔的研究也在进行。魏仕英开发研制的 WTZ 型喷雾推进冷却塔<sup>[12]</sup>, 由空心的 WSP 型旋流雾化喷头、水室、射流密封的轴承旋转机构及安装于转动机构上与喷头同步旋转的风叶四部分组成, 将雾化喷头与液力风机融为一体, 兼有喷雾和抽风双重效果。但是这种喷雾塔的结构较为复杂, 喷头易堵塞, 不能应用于冷却水质较差的循环水。贺华<sup>[13]</sup>也都采用了同样的雾化方式来改制现有冷却塔。而李鸿莉等人<sup>[14, 15]</sup>中只是将原塔配水系统和淋水填料拆除, 更换成低压离心雾化装置, 雾化装置均匀地安装在布水管上, 自雾化装置中出来的水是上喷的, 雾化空间为填料冷却塔的填料所在位置, 雾化水滴直径可达到 0.5~1mm。但这

种改造的喷雾塔喷头易被杂质堵塞，水风吹损失较大，未合理利用塔内高度使水滴与气流作充分的传热传质交换，淋水密度也比较低。

2000 年，齐晓霓<sup>[16]</sup>对水滴受力及运动分析进行研究的基础上，推导并求解水滴在无填料冷却塔中的运动方程，建立了中空冷却塔一维传热传质模型，推导出中空冷却塔的基本热力计算方程式。

通过查阅文献检索发现<sup>[16]</sup>，国内外在机械通风逆流式无填料冷却塔塔内流体的传热、传质过程的数值模拟方面的研究甚少，因此进行这方面的研究很有必要。

### 1.3 本文的主要研究内容

随着对冷却塔研究的不断深入，国内外学者对冷却塔内传热、传质过程有了更深入的了解，建立了不同类型的数学模型，对冷却塔的工作性能进行计算分析。但上述研究主要针对的是填料冷却塔和自然通风湿式冷却塔展开的。而对无填料机械通风冷却塔塔内流体在传热、传质过程中的流动特性研究较少，为了更进一步了解无填料冷却塔的工作性能，本论文以上喷水逆流式机械通风无填料冷却塔和压力旋流式雾化喷嘴为研究对象，在对其工作原理、塔内液滴的运动过程及热量传递过程进行分析的基础上，建立相应的数值模型，并利用 Fluent 软件对其进行 CFD 数值模拟，分析研究冷却塔塔内流体速度场、压力场及温度场的分布情况。并计算分析进口风速变化与冷却塔塔内雾化喷嘴的压力变化，对冷却塔塔内速度场、压力场及温度场的影响进行分析。本文研究的技术路线见图 1-1。

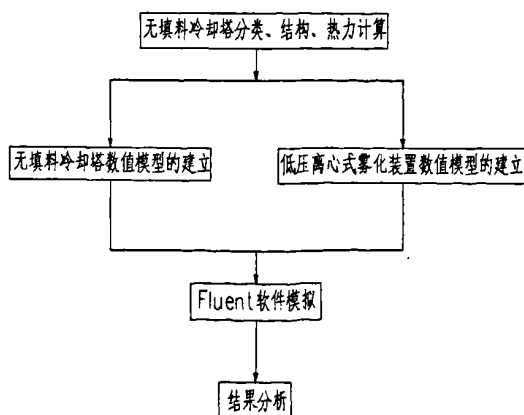


图 1-1 技术路线图



## 第二章 无填料冷却塔的工作原理

### 2.1 冷却塔的分类

冷却塔根据不同的分类标准有多种分类方式，常见的分类方式主要有以下几种：

#### 1、按空气与水接触的方式：可分成湿式冷却塔和干式冷却塔

在湿式冷却塔中，空气和水直接接触进行热、质交换，其热、质交换效率高，冷却水的极限温度为空气湿球温度，缺点在于冷却水存在蒸发损失和飘散损失，并且水蒸发后盐度增加，需要补水；

在干式冷却塔中，水或蒸气与空气间接接触进行热交换，不发生质交换，它主要用于缺水地区及特殊场合，热交换效率一般比较低，并且投资大，耗能高。

#### 2、按通风方式，分为自然通风冷却塔和机械通风冷却塔

自然通风冷却塔又称风筒式冷却塔或双曲线型冷却塔，它利用塔内外的空气密度差造成的通风抽力使空气流通(自然通风)，其冷却效果稳定，运行费用低，故障少，易维护，风筒高，飘滴和雾气对环境影响小，缺点在于空气内外密度差小，通风抽力小，不宜用在高温高湿地区；

机械通风冷却塔又分为抽风式和鼓风式冷却塔，分别利用抽风机和鼓风机强制空气流动，它的冷却效率高，冷却效果稳定，占地面积小，基建投资少，但运行费用高。

#### 3、按水和空气的流动方向，可分为逆流式冷却塔和横流式冷却塔

逆流式冷却塔指塔内里水自上而下流动或水先竖直上喷，而后自上而下流动，空气自下而上流动，在水气做相对运动的过程中进行热质交换。

横流式冷却塔中水自上而下流动，空气从水平方向流入，水气成  $90^\circ$  夹角。

#### 4、按填料的存在与否，可分为填料和无填料冷却塔两种

无填料冷却塔是利用雾化喷头使水体以水滴流状态喷射出来，在风机的作用下，形成雾化状态，使循环水滴悬浮在冷却塔内与空气进行热交换。

填料冷却塔则是通过喷溅装置和淋水填料的作用使水流形成小的水滴或水膜状，增加水与气体的接触面积，进行热质交换。

## 2.2 机械通风逆流无填料冷却塔结构

机械通风无填料冷却塔系统一般包括：雾化装置、配水系统、收水器(除水器)、通风设备及其它装置等五个部分，图 2-1 为机械通风逆流式无填料冷却塔截面图。

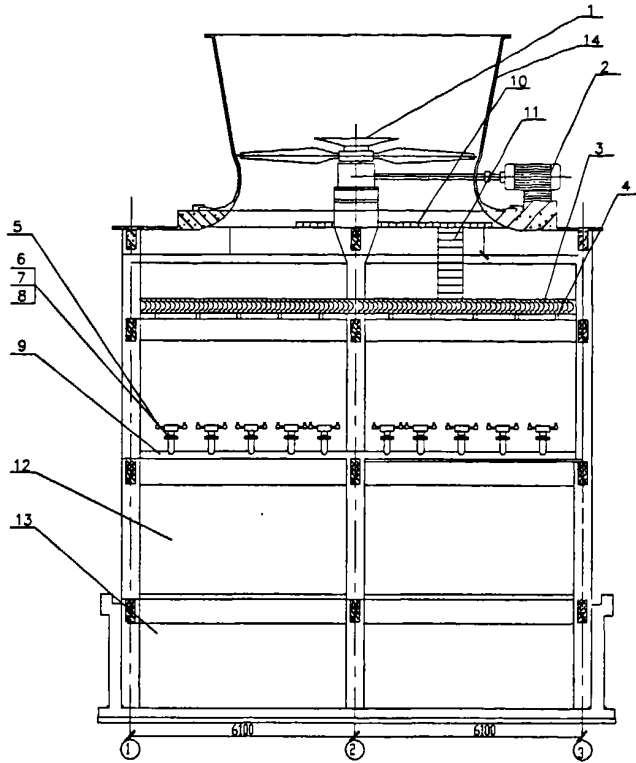


图 2-1 机械通风逆流式无填料冷却塔截面图

图中：1—风机、2—电机、3—收水器、4—收水器支架、5—雾化装置、6—接管、7—接管法兰、8—法兰垫片、9—布水管、10—检修平台、11—爬梯、12—进风道、13—水池、14—风筒

机械通风无填料冷却塔中各装置的作用如下：

1、雾化装置的作用是使进入冷却塔的热热水尽可能地形成细小的水滴，以增加水与空气的接触面积和接触时间，有利于水和空气的热、质交换。

2、配水系统的作用在于把热水均匀的分布于整个冷却塔塔体平面内，以便起到良好的降温作用。它又分为管式配水系统(固定式，旋转式)、槽式配水系统和池式配水系统。

3、收水器(除水器)的作用是降低冷却塔出流空气中的含水量,空气与水体进行传热、传质作用后,会携带许多细小的水滴,在空气排出冷却塔之前则需要用收水器回收部分水滴,以减少冷却水的损失。

4、通风设备用以产生较高的空气流速和稳定的空气流量,提高冷却效率及保证冷却效果。通风设备主要有抽风机和鼓风机两种。

此外,为引导空气均匀分布于冷却塔的整个截面上,通常还需要使用进风口、百叶窗和导风板等空气分配装置。

## 2.3 无填料冷却塔的工作原理

无填料冷却塔是一种近年来广泛应用的热力设备。它与其他类型的冷却塔工作原理一样,都是通过水在冷却塔中的运动,及与风流体接触过程中而进行热量的交换,将高温冷却水的热量传给大气,从而降低冷却水的温度,以达到水资源重复利用的目的。

无填料喷雾冷却塔是利用水泵或其他压力装置产生的压力,使得循环水进入冷却塔,进入冷却塔后的回水通过安装在塔内底部、风道上部的压力旋流式雾化喷嘴装置,形成竖直向上高速运动的喷射小水滴颗粒,完成了增大水滴表面积的任务,水滴在下降过程中还会遇到上升的空气流,延缓了水粒的下降速度,从而延长了热交换时间;其次由于冷却塔去除了填料装置而成为了一个空体塔,使得塔内的阻力减小,在风机的作用下,增大了风速和风量,提高了气水比,从而达到提高降温效果的目的。

### 2.3.1 冷却塔内液滴的运动过程

在冷却塔中,水滴是在运动中与大气接触进行热量的交换,水滴的运动过程也是热量传递的过程。为了了解水滴在塔内的运动,需要对水滴的受力情况进行分析。为了便于分析,需对水滴的运动做如下简化<sup>[16]</sup>:从喷头出来的水滴均为球形;运动行程中水滴相撞或散裂的可能性以及水滴自身的旋转、震动和内部的流动及温度分布的不均匀性等影响均忽略不计;水滴在空气中的运动时间只和竖直方向的加速度有关,故不考虑切向加速度的影响。

从喷头出来的水滴以一定速度运动,在塔内飞行过程中同时受到气体阻力、重力及浮力的作用。

水滴所受重力:

$$G = m_w g = \pi d_w^3 \rho_w g / 6 \quad (2-1)$$

式中:

$G$ ——水滴所受重力, N;

$g$ ——重力加速度,  $m/s^2$

水滴所受浮力:

$$F_w = \pi d_w^3 \rho_a g / 6 \quad (2-2)$$

式中:

$F_w$ ——水滴所受浮力, N;

$\rho_a$ ——空气的密度,  $kg/m^3$ ;

水滴所受阻力:

$$R_w = \pi C_w \rho_a u^2 d_w^2 / 8 \quad (2-3)$$

式中:

$R_w$ ——水滴运动所受阻力, N;

$C_w$ ——阻力系数;

$u$ ——水滴与空气之间的相对速度, m/s

其中阻力系数的计算, 按运动状态分别为:

$$C_w = 24 / Re \quad Re < 1.9169 \quad (\text{层流}) \quad (2-4)$$

$$C_w = 18.5 / Re^{3/5} \quad 1.9169 < Re < 508.3917 \quad (\text{过渡流}) \quad (2-5)$$

$$C_w = 0.44 \quad 508.3917 < Re \quad (\text{紊流}) \quad (2-6)$$

合力加速度:

$$a_w = F_w / m_w = (G - F_w \pm R_w) / m_w \quad (2-7)$$

式中:

$a_w$ ——水滴的加速度,  $m/s^2$ ;

$F_w$ ——水滴所受合力, N;

根据定义及牛顿第二定律可得水滴的速度:

$$u_w = dz / dt, \quad a_w = \frac{du_w}{dt} = u_w \frac{du_w}{dz} \quad (2-8)$$

式中：

$z$ ——水滴的纵向位移，m；

$t$ ——时间，s；

$u_w$ ——水滴的速度，m/s；

式 (2-7)、(2-8) 结合可得：

$$\rho_w u_w \frac{du_w}{dz} = (\rho_w - \rho_a)g - 3C_w \rho_a (u_w \pm u_a)^2 / 4d_w \quad (2-9)$$

式中： $u_a$ ——空气的速度，m/s。

在无填料冷却塔中，水体通过低压雾化装置向上喷射流出，向上喷出的水滴的初始受力分析见图 2-2。这种情况下的水滴运动分成三个阶段。向上喷射的水滴初始时受力加速度向下，因此水滴向上做减速运动直到速度为 0 达到最高点。当水滴至最高点时，空气对水滴的相对阻力向上，若空气速度太大或者液滴直径太小就会引起水滴受力加速度向上，使得水滴被空气带走，这种情况应该尽量避免。正常情况下，水滴的受力加速度向下，水滴到达最高点后继续向下做加速运动，随着相对速度的增大，阻力逐渐增大，最后受力加速度变为 0。水滴受力加速度变为 0 后，在不受其他因素影响的情况下，水滴开始做匀速下降运动，直到塔底。

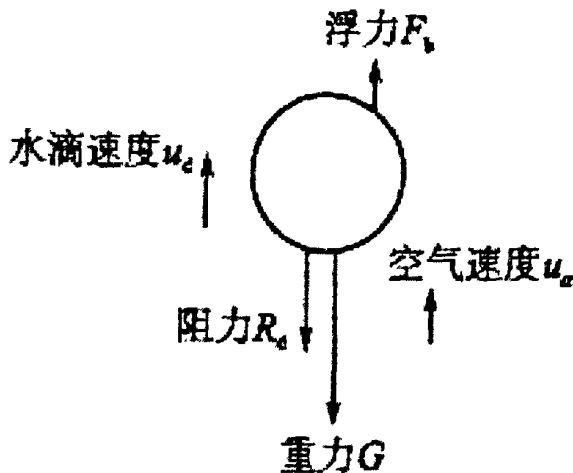


图 2-2 向上喷出的水滴受力分析图

### 2.3.2 接触传热量和蒸发传热量的计算

在湿式冷却塔中,热水将热量传给空气,由空气带走,散到大气中去。其中水向空气散热有三种形式<sup>[4]</sup>:①接触散热;②蒸发散热;③辐射散热。

接触散热就是指当热水水面与空气直接接触时,如果水面的温度与空气的温度不一致并高于空气温度时,水将会把热量传给空气,空气接受了热量,温度就逐渐上升,从而使水面以上空气的温度不均衡,产生对流作用,最终使空气的温度达到均衡,并且水面温度与空气温度趋于一致。

水的表面蒸发是由液体分子的热运动引起的。处于液体表面的一部分分子具有足以克服内聚力的动能,可以从自由液面上的液体层内逸出,进入空气中,从而使其他分子的平均动能减小,水的温度随之降低。逸出表面的分子转化为水蒸气时,用于克服内聚力和扩大体积所消耗的能量,称为汽化热。在这一过程中,只要水面温度的饱和蒸汽压力大于空气中水蒸气的分压力,水面蒸发就会产生。当热水表面与未被水蒸气所饱和的空气接触时,热水表面的水分子将不断化为水蒸气,空气将从热水中吸收能量,从而使水的温度降低下来。

为了加快水的蒸发速度,可采取的措施有:①增加热水与空气之间的接触面积,接触面积越大,则分子逸出的机会就越多,蒸发就越快;②提高水面空气流动的速度,使逸出的水蒸气分子迅速扩散。

辐射散热是指固体、液体和气体都能以电磁波的形式辐射出热能,并能吸收获得这种辐射能。

综上所述,冷却塔的冷却降温效果取决于两个方面:一是塔内冷却空气量与冷却水量的比值,即气水比;二是塔内冷却空气和冷却水接触的比表面积。

由水的冷却原理知道,在单位时间内通过水和空气接触的微元面积  $dF(\text{m}^2)$  上接触传热量与水和空气的温度差成正比,其接触传热量  $dH_a$  (kJ/h) 为:

$$dH_a = \alpha (t_f - \theta) dF \quad (2-10)$$

式中:

$(t_f - \theta)$  ——水和空气的温度差,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\alpha$  ——传热系数,  $\text{KW}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$  或  $\text{KJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;

$t_f$ 、 $\theta$  ——水温、空气湿度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

在微元面积  $dF$  上, 单位时间内蒸发的水量  $dQ_U$  (kg/h) 与水面饱和气层和空气的分压差  $\Delta P_q = P_q'' - P_q$  成正比, 其蒸发水量为:

$$dQ_U = \beta_p (P_q'' - P_q) dF \quad (2-11)$$

式中:

$P_q''$ ——与水温  $t_f$  相应的饱和水蒸气分压力, KPa;

$P_q$ ——温度为  $\theta$  时空气中水蒸气分压力, KPa;

$\beta_p$ ——以分压差为基准的传质系数,  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{KPa})$ 。

由式 (2-11) 可知, 分压差也可用含湿量差代替。不过式中  $\beta_p$  相应地以  $\beta_x$  取代。则蒸发水量又可表示为

$$dQ_U = \beta_x (x'' - x) dF \quad (2-12)$$

式中:

$x''$ ----- 与水温  $t_f$  相应的饱和空气含湿量,  $\text{kg}/\text{kg}$ ;

$x$ ----- 温度为  $\theta$  °C 时空气的含湿量,  $\text{kg}/\text{kg}$ ;

$\beta_x$ ----- 以含湿量差为基准的传质系数,  $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 。

在蒸发冷却时, 单位时间内的蒸发传热量等于蒸发水量与水的汽化热的乘积, 即

$$dH_\beta = \gamma_0 dQ_U = \gamma_0 \beta_p (P_q'' - P_q) dF = \gamma_0 \beta_x (x'' - x) dF \quad (2-13)$$

式中:

$\gamma_0$ ——水的汽化热,  $\text{KJ}/\text{kg}$ 。

在单位时间内, 微元面积上蒸发冷却所散发的总热量  $dH$  等于接触传热量  $dH_\alpha$  和表面蒸发传热量  $dH_\beta$  之和, 即

$$dH = dH_\alpha + dH_\beta = \alpha (t_f - \theta) dF + \gamma_0 \beta_x (x'' - x) dF \quad (2-14)$$

## 2.4 小结

本章介绍了冷却塔的基本分类、基本工作原理及无填料机械通风冷却塔的基本构成。并对无填料机械通风冷却塔内水滴的运动过程, 进行了简单的受力分析, 介绍了水滴在运动过程中与大气进行热量交换的基本原理, 为进一步进行数值模拟的顺利进行, 提供了理论依据。

## 第三章 冷却塔数值模拟中的 CFD 理论基础

### 3.1 计算流体动力学理论简介

机械通风逆流式无填料冷却塔塔内流体的传热、传质数值模拟的依据是基于计算流体动力学的基本理论，因此有必要对相关的计算流体动力学理论进行概述。

#### 3.1.1 CFD 的基本思想

计算流体动力学 (Computational Fluid Dynamics, 简称 CFD) 是建立在经典流体动力学与数值计算方法基础之上的一门新型独立学科。通过计算机数值计算和图像显示的方法, 从而达到对包含有流体流动和热传导等相关物理问题研究的目的。CFD 的基本思想就是把原来在时间域及空间域上连续分布的物理量的场, 如速度场和压力场, 用一系列有限个离散点上的变量值的集合来代替, 通过一定的原则和方式建立起关于这些离散点上变量之间关系的代数方程组, 然后求解代数方程组获得场变量的近似值。

CFD 可以看做是流动基本方程 (质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程) 控制下对流动的数值模拟。通过这种数值模拟, 可以得到极其复杂问题的流场内各个位置上的基本物理量 (如速度、压力、温度、浓度等) 的分布, 以及这些物理量随时间的变化情况, 确定漩涡分布特性、空化特性及脱流区等。还可据此算出相关的其他物理量, 如旋转式流体机械的转矩、水力损失和效率等。此外, 与 CAD 联合, 还可以进行结构优化设计。

CFD 方法与传统的理论分析方法、实验测量方法组成了研究流体运动问题的完整体系。

#### 3.1.2 计算流体动力学的工作步骤

采用 CFD 的方法对流体流动进行数值模拟<sup>[91]</sup>, 通常包括如下步骤:

(1) 建立反映工程问题或物理问题本质的数学模型。具体地说就是要建立反映问题各个量之间的微分方程及相应的定解条件, 这就是数值模拟的出发点。



没有正确完整的数学模型，数值模拟就毫无意义。流体的基本控制方程包括质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程，以及这些方程相应的定解条件。

(2) 寻求高效率、高准确度的计算方法，即建立针对控制方程的数值离散化方法，如有限元法、有限差分法、有限体积法等。这里的计算方法不仅包括微分方程的离散化方法及求解方法，还包括贴体坐标的建立，边界条件的处理。

(3) 编制程序和进行计算。这部分工作包括计算网格划分、初始条件和边界条件的输入、控制参数的设定等。这是整个工作中花时间最多的部分。由于求解的问题比较复杂，数值求解方法在理论上不是绝对完善的，所以需要通过实验加以验证。正是从这个意义上讲，数值模拟又叫数值试验。应该指出，这部分工作不是轻而易举就可以完成的。

(4) 显示结果。计算结果一般通过图表等方式显示，这对检查和判断分析质量和结果有重要参考意义。

### 3.1.3 计算流体动力学的分支

根据离散的原理不同，CFD 大体上可分为三个分支：有限差分法 (Finite Difference Method, FDM); 有限元法 (Finite Element Method, FEM); 有限体积法 (Finite Volume Method, FVM)

有限差分法是将求解域划分为差分网格，用有限网格节点代替连续的求解域，然后将偏微分方程的导数用差商代替，推导出含有离散点上有限个未知数的差分方程组。求出的差分方程组的解，就是微分方程定解问题的数值近似解。它是一种直接将微分问题变为代数问题的近似数值解法，这种方法发展较早，比较成熟，较多地用于求解双曲型和抛物型问题。在此基础上发展起来的方法有 PIC (Particles-in-Cell) 法、MAC (Marker-and-Cell) 法，以及由美籍华人陈景仁提出的有限分析法 (Finite Analytic Method) 等。

有限元法吸收了有限差分法中离散处理的内核，又采用了变分计算中选择逼近函数对区域进行积分的合理方法。有限元法因求解速度较有限差分法和有限体积法慢，因此应用不是特别广泛。在有限元法的基础上，英国 C. A. Brebbia 等提出了边界元法和混合元法等方法。

有限体积法是将计算区域划分为一系列控制体积，将待解微分方程对每一个控制体积得出离散方程。有限体积法的关键是在导出离散方程过程中，需要

对界面上的被求函数本身及其导数的分布作出某种形式的假定。用有限体积法导出的离散方程可以保证具有守恒特性，而且离散方程系数物理意义明确，计算量相对较小。1980年，S. V. Patanker 在其专著《Numerical Heat Transfer and Fluid Flow》中对有限体积法作了全面的阐述。此后，该方法得到了广泛的应用，是目前 CFD 应用最广的一种方法。

### 3.2 有限体积法的基本思想

有限体积法<sup>[91]</sup> (Finite Volume Method) 又称为控制体积法 (Control Volume Method, CVM)。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；将待解微分方程（控制方程）对每一个控制体积积分，从而得出一组离散方程。其中的未知数是网格点上的因变量  $\theta$ 。为了求出控制体积的积分，必须假定  $\theta$  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，有限体积法属于局部近似的离散方法。简言之，子域法加离散，就是有限体积法的基本方法。

有限体积法的基本思想易于理解，并能得出直接的物理解释。离散方程的物理意义，就是因变量  $\theta$  在有限大小的控制体积中的守恒原理，如同微分方程标示因变量在无限小的控制体积中的守恒原理一样。

有限体积法得出的离散方程，要求因变量的积分守恒对任意一组控制体积都能得到满足，对整个计算区域，自然也得到满足，这是有限体积法吸引人的优点。例如，有限离散方法，仅当网格极其细密时，离散方程才满足积分守恒；而有限体积法即使在粗网格情况下，也显示出准确的积分守恒。

就离散方法而言，有限体积法可视作有限元法和有限差分法的中间物。有限元法必须假定  $\theta$  值在网格节点之间的变化规律（即插值函数），并将其作为近似解。有限差分法只考虑网格点上  $\theta$  的数值而不考虑  $\theta$  值在网格点之间如何变化。有限体积法只寻求  $\theta$  的节点值，这与有限差分法相类似；但有限体积法在寻求控制体积的积分时，必须假定  $\theta$  值在网格点之间的分布，这又与有限单元法相类似。在有限体积法中，插值函数只用于计算控制体积的积分，得出离散方程之后，便可忘掉插值函数；如果需要的话，可以对微分方程中不同的项采取不同的插值函数。

### 3.3 流场计算的 SIMPLE 算法

SIMPLE 算法<sup>[31]</sup>是目前工程上应用最为广泛的一种流场计算方法，它属于压力修正法的一种。

SIMPLE 是英文 Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations 的缩写，意为“求解压力耦合方程组的半隐式方法”。该方法由 Patanker 与 Spalding 于 1972 年提出，是一种主要用于求解不可压缩流场的数值方法（也可以用于求解可压缩流动）。它的核心是采用“猜测—修正”的过程，在交错网格的基础上来计算压力场，从而达到求解动量方程（Navier-Stokes 方程的目的）。

SIMPLE 算法的基本思想可描述如下：对于给定的压力场（它可以是假定的值，或是上一次迭代计算所得到的结果），求解离散形式的动量方程，得出速度场。因为压力场是假定的或不精确的，这样，由此得到的速度场一般不满足连续方程，因此必须对给定的压力场加以修正。修正的原则是：与修正后的压力场相对应的速度场能满足这一迭代层次上的连续方程。据此原则，可以把动量方程的离散形式所规定的压力与速度的关系代入连续方程的离散形式，从而得到压力修正方程，由压力修正方程得出压力修正值。接着，根据修正后的压力场，求得新的速度场。然后检查速度场是否收敛。若不收敛，用修正后的压力值作为给定的压力场，开始下一层次的计算。如此反复，直到获得收敛解。

### 3.4 湍流模型

#### 3.4.1 三维湍流数值模拟方法简介

目前的湍流数值模拟方法<sup>[42]</sup>可以分为直接数值模拟方法和非直接数值模拟方法。所谓直接数值模拟方法是指直接求解瞬时湍流控制方程。而非直接数值模拟方法就是不直接计算湍流的脉动特性，而是设法对湍流作某种程度的近似和简化处理。依赖所采用的近似和简化方法不同，非直接数值模拟方法又分为大涡模拟法、统计平均法和 Reynolds 平均法。

##### 1. 直接数值模拟法

直接数值模拟（Direct Numerical Simulation，简称 DNS）方法就是直接用瞬时 Navier-Stokes 方程对湍流进行计算。DNS 的最大好处是无需对湍流流动作任何简化或近似，理论上可以得到相对准确的计算结果。

但是,实验测试表明,在一个  $0.1 \times 0.1 \text{m}^2$  大小的流动区域内,在高 Reynolds 数的湍流中包含尺度为  $10 \mu\text{m}$  的涡,则计算的网格节点数将高达  $10^9$  到  $10^{12}$ 。同时,湍流脉动的频率约为  $10 \text{kHz}$ ,因此,必须将时间的离散步数取为  $100 \mu\text{s}$  以下。在如此微小的空间和时间步长下,才能分辨出湍流中详细的空间结构及变化剧烈的时间特性。对于专业的计算要求,现在的计算机能力还是比较困难的。DNS 对内存空间及计算速度的要求非常高,目前还无法用于真正意义上的工程计算。

## 2. 大涡模拟 (LES) 法

为了模拟湍流流动,一方面要求计算区域内的尺寸应大到足以包含湍流运动中出现的大涡,另一方面要求计算网格的尺度应小到足以分辨最小涡的运动。然而,就目前的计算能力来讲,能够采用的计算网格的最小尺度仍比最小涡的尺度大许多。因此,只能将比网格尺度大的湍流运动通过 Navier-Stokes 方程直接计算出来,对于小尺度的涡对大尺度运动的影响则通过建立简化模型来模拟,从而形成了目前的大涡模拟法 (large eddy simulation, 简称 LES)。

LES 方法的基本思想可以概括为:用瞬时的 Navier-Stokes 方程直接模拟湍流中的大尺度涡,不直接模拟小尺度涡,而小涡对大涡的影响通过近似的模型来考虑。

## 3. Reynolds 平均法 (RANS)

Reynolds 平均法的核心是不直接求解瞬时的 Navier-Stokes 方程,而是想办法求解时均化的 Reynolds 方程。这样,不仅可以避免 DNS 方法的计算量大的问题,而且对工程实际应用可以取得很好的效果。Reynolds 平均法是目前使用最为广泛的湍流数值模拟方法。

### 3.4. 2 零方程模型及一方程模型和两方程模型

#### 1. 零方程模型

所谓零方程模型<sup>[91]</sup>是指不使用微分方程,而是用代数关系式,把湍流黏度与时均值联系起来的模型。它是将湍流的时均连续方程和 Reynolds 方程组成方程组,把方程组中的 Reynolds 应力用平均速度场的局部速度梯度来表示。

零方程模型方案有多种,最著名的是 Prandtl 提出的混合长度模型 (mixing length model)。Prandtl 假定湍动黏度  $\mu_t$  正比于时均速度  $u_i$  的梯度和混合长度  $l_m$

的乘积, 例如, 在二维问题中:

$$\mu_t = l_m \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| \quad (3-1)$$

湍流切应力表示成为:

$$-\overline{\rho u'v'} = \rho l_m^2 \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3-2)$$

其中, 混合长度  $l_m$  由经验公式或实验确定。

混合长度理论的优点是直观简单, 对于如射流、混合层、扰动和边界层等带有薄的剪切层的流动比较有效, 但只有在简单流动中才比较容易给定混合长度  $l_m$ , 而且不能用于模拟带有分离及回流的流动, 因此, 零方程模型在实际工程中很少使用。

## 2. 一方程模型

在零方程模型中, 湍动黏度  $\mu_t$  和混合长度  $l_m$  都把 Reynolds 应力和当地平均速度梯度相联系, 是一种局部平衡的概念, 忽略了对流和扩散的影响。为了弥补混合长度假定的局限性, 人们建议在湍动的时均连续方程和 Reynolds 方程的基础上, 再建立一个湍动能  $k$  的输运方程, 而  $\mu_t$  表示成  $k$  的函数, 从而可使方程组封闭。这里, 湍动能  $k$  的输运方程为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \right] + \mu_t \left( \frac{\partial \mu_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mu_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho C_D \frac{k^{3/2}}{l} \quad (3-3)$$

方程中从左至右各项依次为瞬态项、对流项、扩散项、产生项、耗散项。由 Kolmogorov-Prandtl 表达式得:

$$\mu_t = \rho C_\mu \sqrt{k} l \quad (3-4)$$

其中  $\sigma_k$ 、 $C_\mu$ 、 $C_D$  为经验常数, 多数文献建议:  $\sigma_k = 1$ ,  $C_\mu = 0.09$ 。而  $C_D$  的取值在不同的文献中结果不同, 从 0.08 到 0.38 不等。 $l$  为湍流脉动的长度比尺, 依据经验公式或实验而定。一方程模型考虑到湍动的对流输运和扩散输运, 因而比零方程模型更为合理。但是一方程模型中如何确定长度比尺  $l$  仍为不易解决的问题, 因此很难得到推广应用。

### 3. 标准 $k-\varepsilon$ 两方程模型

标准  $k-\varepsilon$  模型<sup>[3]</sup>是典型的两方程模型, 是在一方程模型的基础上, 新引入一个关于湍流耗散率  $\varepsilon$  的方程后形成的。该模型是目前使用最广泛的湍流模型。

在关于湍动能  $k$  的方程的基础上, 再引入一个关于湍流耗散率  $\varepsilon$  的方程形成了  $k-\varepsilon$  两方程模型, 称为标准  $k-\varepsilon$  模型 (standard  $k-\varepsilon$  model)。该模型是由 Launder 和 Spalding 于 1972 年提出的。在模型中, 表示湍动耗散率 (turbulent dissipation rate) 的  $\varepsilon$  被定义为:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial u_i'}{\partial x_k} \right) \left( \frac{\partial u_i'}{\partial x_k} \right) \quad (3-5)$$

而湍动黏度  $\mu_t$  可表示成  $k$  和  $\varepsilon$  的函数:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3-6)$$

其中,  $C_\mu$  为经验常数, 在后面给出。

在标准  $k-\varepsilon$  模型中,  $k$  和  $\varepsilon$  是两个基本未知量, 与之相对应的输运方程为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3-7)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - G_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3-8)$$

其中,  $G_k$  是由于平均速度梯度引起的湍动能  $k$  的产生项,  $G_b$  是由于浮力引起的湍动能  $k$  的产生项,  $Y_M$  代表可压缩湍流中脉动扩张的贡献,  $G_{1\varepsilon}$ 、 $G_{2\varepsilon}$  和  $G_{3\varepsilon}$  为经验常数,  $\sigma_k$  和  $\sigma_\varepsilon$  分别是与湍动能  $k$  和耗散率  $\varepsilon$  对应的 Prandtl 数,  $S_k$  和  $S_\varepsilon$  是用户定义的源项。

在以上公式所表示的标准  $k-\varepsilon$  模型中, 各项的计算公式如下:

首先,  $G_k$  是由于平均速度梯度引起的湍动能  $k$  的产生项:

$$G_k = \mu_t \left( \frac{\partial \mu_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mu_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3-9)$$

$G_b$  是由于浮力引起的湍动能  $k$  的产生项, 对于不可压缩流体,  $G_b = 0$ 。对于可压缩流体:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_i}{P_{ri}} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3-10)$$

其中,  $P_{ri}$  是湍动 Prandtl 数, 在该模型中  $P_{ri} = 0.85$ ,  $g_i$  是重力加速度在第  $i$  方向的分量,  $\beta$  是热膨胀系数, 可由可压缩流体的状态方程求出, 其定义为:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \quad (3-11)$$

$Y_M$  代表可压缩湍流中脉动扩张的贡献, 对于不可压缩流体,  $Y_M = 0$ 。对于可压缩流体:

$$Y_M = 2\rho\xi M_i^2 \quad (3-12)$$

其中,  $M_i$  是湍动 Mach 数,  $M_i = \sqrt{k/a^2}$ ,  $a$  是声速,  $a = \sqrt{\gamma RT}$ 。

在标准  $k-\xi$  模型中, 根据 Launder 等的推荐值及后来的试验验证, 模型常数  $G_{1\xi}$ 、 $G_{2\xi}$  和  $G_{3\xi}$ 、 $\sigma_k$  和  $\sigma_\xi$  的取值分别为:

$$G_{1\xi} = 1.44, \quad G_{2\xi} = 1.92, \quad G_{3\xi} = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\xi = 1.3$$

对于在可压缩流体的流动计算中与浮力相关的系数  $G_{3\xi}$ , 当主流方向和重力方向平行时, 有  $G_{3\xi} = 1$ , 当主流方向与重力方向垂直时, 有  $G_{3\xi} = 0$ 。

根据以上的分析, 对于不可压缩流体的流动, 且不考虑用户自定义的源项时,  $G_b = 0$ ,  $Y_M = 0$ ,  $S_k = 0$ ,  $S_\xi = 0$ , 这时, 标准  $k-\xi$  模型变为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (3-13)$$

$$\frac{\partial(\rho \xi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \xi u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_i}{\sigma_\xi} \right) \frac{\partial \xi}{\partial x_j} \right] + \frac{G_{1\xi} \xi}{k} G_k - G_{2\xi} \rho \frac{\xi^2}{k} \quad (3-14)$$

这种简化后的形式, 便于分析不同湍流模型的特点, 上式中的  $G_k$  的展开式为:

$$G_k = \mu_i \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (3-15)$$

采用标准  $k-\xi$  模型求解流动及换热问题时, 控制方程包括连续性方程、动

量方程、能量方程、 $k$  方程、 $\xi$  方程与湍流黏度  $\mu_t$  的方程。若不考虑热交换的单纯流场计算问题，则不需要包含动量方程。若考虑传质或有化学变化的情况，则应加入组分方程，这些方程可表示成如下通用形式：

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u\phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v\phi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w\phi)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial z}\right) + S \quad (3-16)$$

使用散度符号，上式记为：

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho u\phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) + S \quad (3-17)$$

将各类变量的控制方程写成统一形式后，控制方程的离散化及求解方法可以求得统一，这为发展大型通用计算程序提供了条件。

### 3.5 小结

本章介绍了 CFD 的基本思想及基于有限体积法的流场的 SIMPLE 算法的基本思想。并简要介绍了湍流模拟的各种数值模型和模型中的零方程模型及一方程模型，并重点介绍了标准  $k-\xi$  两方程模型，为冷却塔塔内流体的传热、传质数值模型的建立奠定了理论基础。



## 第四章 FLUENT 软件介绍及模型的建立

### 4.1 FLUENT 软件概述

FLUENT 软件是一款由美国 FLUENT 公司(Fluent Inc)开发的 CFD 软件,是目前国际上比较流行的商用软件包,在美国的市场占有率达到 60%以上。凡是和流体、传热和化学反应等有关的计算问题均可使用。FLUENT 软件可以非常逼真地模拟出各种复杂条件下的流场、各种燃烧热力场中的热量分布情况、化学反映过程中的相变情况以及它们相互组合后的复杂流场等。它具有丰富的物理模型,先进的数值方法和强大的前后处理功能,在航空航天、汽车设计、石油化工和涡轮机设计等方面有着广泛的应用。

#### 4.1.1 FLUENT 的基本构成

FLUENT 是一个功能比较强大的软件包,它的基本程序结构<sup>[32]</sup>如图 3-1 所示。

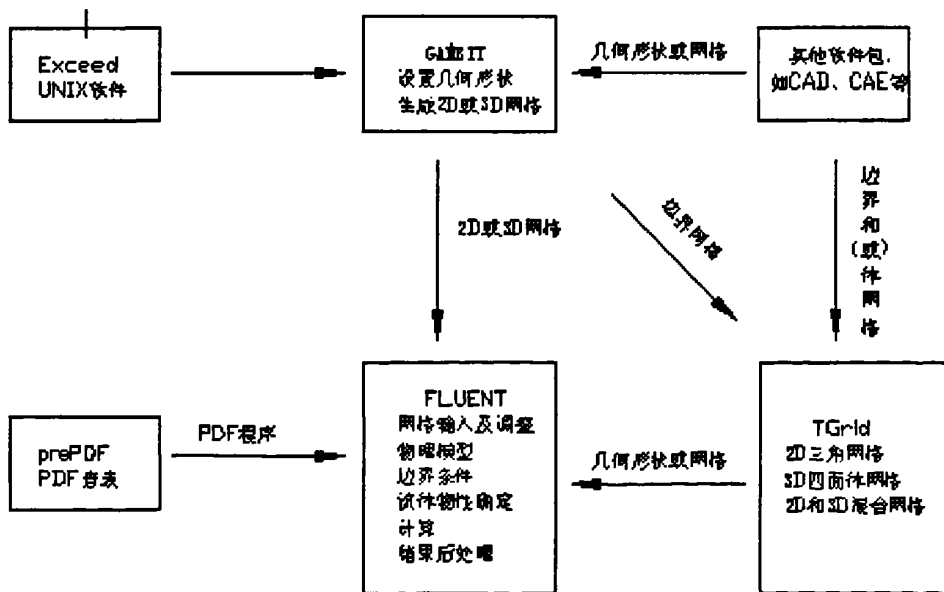


图 3-1 基本程序结构示意图

Exceed 是 Windows 环境下模拟的 UNIX 软件,它是 GAMBIT 的运行平台,只有安装了 EXCEED 以后才能正常运行 GAMBIT。

prePDF, GAMBIT 和 TGID 都是 FLUENT 的前处理模块。其中 prePDF 是用来模拟预混合燃烧的一个前处理器。TGrid 是专门进行网格划分的前处理模块,主要是对模型边界的网格划分。

GAMBIT 是 FLUENT 几何建模和网格划分的前处理模块,它是具有超强组合建构模型能力的专用软件,可以直接在 GAMBIT 中建立二维或三维的几何模型并对它们进行网格划分,也可以将其他 CAD/CAE 软件中建立的几何模型导入到 GAMBIT 中进行网格划分。

“FLUENT”是求解器,是流体计算的核心部分,主要负责模型网络的调整(包括模型整体体积放缩、局部网格调整等)、求解器的选择(数学模型,算法的选择)、边界条件的确定、计算过程以及后处理等。

#### 4.1.2 FLUENT 软件的适用对象

FLUENT 软件广泛用于航空、汽车、透平机械、水利、电子、发电、建筑设计、材料加工设备、环境保护等领域,其主要的模拟能力包括:

1. 构建自适应网格模拟 2D 或者 3D 流场,它所使用的非结构网格主要有三角形/五边形、四边形/五边形,或者混合网格,其中混合网格有棱柱形和金字塔形;(一致网格和悬挂节点网格都可以)
2. 不可压缩或可压缩流体的流动问题;
3. 定常状态或者过渡状态分析;
4. 无黏流,层流和湍流问题;
5. 牛顿流体或者非牛顿流体;
6. 对流热传导,包括自然对流和强迫对流问题;
7. 耦合热传导和对流问题;
8. 辐射热传导模型;
9. 惯性(静止)坐标系及非惯性(旋转)坐标系模型
10. 多重运动参考框架,包括滑动网格界面和 rotor/stator interaction modeling 的混合界面;
11. 化学组分混合反应,包括燃烧子模型和表面沉积反应模型;
12. 热、质量、动量、湍流和化学组分的控制体源;
13. 粒子、液滴和气泡的离散相的拉格朗日轨迹的计算,包括了和连续相

的耦合；

14. 多孔流动；
15. 一维风扇/热交换模型；
16. 两相流，包括气穴现象；
17. 复杂外形的自由表面流动。

总而言之，对于模拟复杂流场结构的不可压缩/可压缩流动来说，FLUENT 是很理想的软件。

### 4.1.3 FLUENT 求解基本步骤

在考虑好以上几个问题之后，就可以正式进入模拟过程，对于一般模拟计算，大致可以分为以下步骤：

- (1) 创建几何模型并合理划分网格结构；（在 GAMBIT 或其他前处理软件中完成）
- (2) 启动 FLUENT 求解器；
- (3) 导入网格模型并检查网格模型是否存在问题；
- (4) 选择求解器及运行环境；
- (5) 决定计算模型，即是否考虑热交换，是否考虑黏性，是否存在多相等问题；
- (6) 设置材料特性；
- (7) 设置边界条件；
- (8) 调整用于控制求解的有关参数；
- (9) 初始化流场并开始计算；
- (10) 后处理（查看计算结果）；
- (11) 保存求解结果；
- (12) 如果必要，修改网格或计算模型，然后重复上述过程重新进行计算。

## 4.2 模型建立的基础

### 4.2.1 多相流概述

所谓相，就是所说的物质的状态。每种物质在不同的温度下可以分为三种

---

物理状态，即固态、液态、气态。也就是说任何物质都存在三相，即固相、液相和气相。多相流就是在流体流动中不是单相物质，而是有两种或两种以上不同相的物质同时存在的一种流体运动。因此，两相可能是液相和气相的运动、液相和固相的流动或固相和气相的运动。也有气相、液相和固相三相混合物的流动。

自然界和工程问题中会遇到大量的多相流动。物质一般具有气态、液态和固态三相，但是多相流系统中相的概念具有更为广泛的意义。在多项流动中，所谓的“相”可以定义为具有相同类别的物质，该类物质在所处的流动中具有特定的惯性响应并与流场相互作用。比如说，相同材料的固体物质颗粒如果具有不同尺寸，就可以把它们看成不同的相，因为相同尺寸粒子的集合对流场有相似的动力学响应。

#### 4.2.2 多相流模拟方法

目前用于研究多相流的方法有欧拉—拉格朗日方法和欧拉—欧拉方法。

##### 1. 欧拉—拉格朗日方法

在欧拉—拉格朗日方法中，流体相视为连续相，并且求解 N—S 方程，而离散相是通过计算流场中大量粒子的运动得到的。离散相和流体相之间存在动量、质量和能量的交换。此方法适用的前提是：做为离散的第二相的体积分数应很低。即使当  $m_{\text{species}} > m_{\text{fluid}}$ ，粒子运动轨迹的计算也是独立的，它们被安排在流体相计算的指定间隙内完成。

欧拉—拉格朗日方法对应的 Fluent 模型为离散相模型 (Discrete Phase Model)。

##### 2. 欧拉—欧拉方法

在欧拉—欧拉方法中，不同的相被处理成互相贯穿的连续介质。由于一种相所占的体积无法再被其他相占有，故此引入相体积率 (Phase Volume Fraction) 的概念。体积率是时间和空间的连续函数，各相的体积率之和等于 1。从各相的守恒方程可以推导出一组方程，其对于所有的相都具有类似的形式。从实验得到的数据可以建立一些特殊的关系，从而能使方程封闭。另外，对于小颗粒流 (Granular Flows)，则可以通过应用分子运动论的理论使方程封闭。

### 4.2.3 多相流模型

流体力学的进步和计算技术的发展,为深入研究多相流的动力特性提供了基础。欧拉—拉格朗日方法和欧拉—欧拉方法是描述流体运动的两种基本方法,这两种方法同样适用于多相流的研究。在这两种方法的基础上,Fluent 软件提供了四种多相流处理的模型:离散相模型(Discrete Phase Model)、混合模型(Mixture model)、欧拉模型(Euler model)、VOF 模型(VOF model)。

#### 1. 离散相模型。

离散相模型是采用欧拉—拉格朗日方法模拟的模型,其将主要流体作为第一相(连续相),另外一种相的流体看作分散在第一相中的第二相(离散相)。先用模拟单相流动的方法求解第一相流场,再在拉格朗日参考系中模拟第二种离散的相。

FLUENT 软件除了可以求解连续相的输运方程外,还能够在拉格朗日参考系中模拟第二种离散的相。第二种离散的相由散布在连续相中的球形粒子组成(来代替液滴或气泡),FLUENT 软件在计算这些离散相粒子的轨迹以及传热和传质过程中,可以考虑两相的耦合以及耦合对离散相轨迹和连续相流动的影响。

#### 2. 混合模型

混合模型可以用于两相流或多相流(流体或颗粒)的求解。因为在欧拉模型中,各相被处理为互相贯通的连续体,混合物模型求解的是混合物的动量方程,并通过相对速度来描述离散相。混合物模型的应用包括低负载的粒子负载流、气泡流、沉降和旋风分离器。混合物模型也可用于没有离散相相对速度的均匀多相流。

#### 3. 欧拉模型

欧拉模型是 Fluent 软件中最复杂的多相流模型。它建立了一套包含若干个的动量方程和连续方程来求解每一相。压力项和各界面交换系数是耦合在一起的。耦合的方式则依赖于所含相的情况,颗粒流(流—固)的处理与非颗粒流(流—流)是不同的。欧拉模型的应用包括气泡柱、上浮、颗粒悬浮和流化床。

#### 4. VOF 模型

VOF 模型是一种固定的欧拉网格下的表面跟踪方法。当需要得到一种或多种互不相融流体间的界面时,可以采用这种模型。在 VOF 模型中,不同的流体组分共用着一套动量方程,计算时在整个流场的每个计算单元内,都记录下各流

体组分所占有的体积率。VOF 模型的应用例子包括分层流、自由面流动、灌注、晃动、液体中大气泡的流动、水坝决堤时的水流以及求得任意液—气分界面的稳态或瞬时分界面。

### 4.3 模型控制方程的建立

由于水滴在冷却塔内是被看作是不连续的单个个体的运动，为研究塔内流体的流动特性，故数值模拟采用离散相模型来进行计算。在 FLUENT 软件的离散相模型中，空气流动作为连续相，使用欧拉法来求解，而水滴轨迹作为离散相，使用拉格朗日法来求解。

#### 4.3.1 连续相(空气)的基本方程

作为连续相的空气应满足的基本方程为：

1. 质量守恒方程：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = S_m \quad (4-1)$$

源项  $S_m$  是由于水滴的蒸发而从离散相中加入到连续相的质量。

2. 动量守恒方程：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \quad (4-2)$$

其中： $p$  是静压， $\tau_{ij}$  是应力张量， $\rho g_i$  和  $F_i$  分别  $i$  ( $x$ 、 $y$ 、 $z$ ) 方向上的重力体积力和外部体积力(如离散相相互作用产生的升力)。

而应力张量由下式计算：

$$\tau_{ij} = \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (4-3)$$

3. 能量守恒方程：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i(\rho E + p)) = \frac{\partial p}{\partial x_i} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \sum_l h_l J_l + u_i(\tau_{ij})_{eff} \right) + S_h \quad (4-4)$$

其中  $k_{eff}$  是有效热传导系数， $J_l$  是组分  $l$  的扩散流量。上面方程右边的前三项分别描述了热传导、组分扩散和黏性耗散带来的能量输运。 $S_h$  表示辐射换热。

在公式(4-4)中  $E$  由下式计算:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (4-5)$$

4. 组分方程:

$$\frac{\partial(\rho m_l)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i m_l) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \Gamma_l \frac{\partial m_l}{\partial x_i} \right) + R_l \quad (4-6)$$

$m_l$  是第  $l$  中组分的质量分数,  $\Gamma_l$  是第  $l$  种组分的交换系数,  $R_l$  是第  $l$  种组分的生成速率。

描述传热、传质和动量传递的空气流动方程可用通用方程表示如下:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\bar{v}\phi - \Gamma_\phi \text{grad}\phi) = S \quad (4-7)$$

式中:

$\rho$ ——湿空气的密度,  $\text{kg/m}^3$ ;

$\bar{v}$ ——速度矢量;

$\phi$ ——广义变量(如速度、质量百分比、焓等);

$S$ ——是与  $\phi$  对应的广义源项;

$\Gamma$ ——为相对应于  $\phi$  广义扩散系数。

### 4.3.2 离散相(水)的基本方程

模拟计算包括计算水滴的轨迹和速度, 水滴传入和传出的热量和质量, 并且通过两相之间的耦合来计算它们之间流动形式的影响。

1、水滴轨迹的计算

拉格朗日坐标系下有关水滴速度与轨迹的运动方程:

$$\frac{dr_p}{dt} = v_p \quad (4-8)$$

式中:

$r_p$ ——水滴轨迹;

$v_p$ ——水滴的瞬时速度。

通过积分拉格朗日坐标系下的水滴作用力微分方程来求解水滴的轨迹。根

据力平衡关系，作用于水滴上的各种力(曳力、浮力和其它的作用力)应等于水滴的惯性力。

水滴的作用力微分方程在笛卡尔坐标系下的形式：

$$\frac{du_d}{dt} = F_D(u_a - u_d) + \frac{g(\rho_w - \rho)}{\rho_p} + F_{other} \quad (4-9)$$

式中：

$\rho_w$ ——水滴密度， $\text{kg/m}^3$ ；

$u_a$ ——空气速度， $\text{m/s}$ ；

$u_d$ ——水滴速度， $\text{m/s}$ ；

$F_{other}$ ——其它相间作用力。

$F_D$  由 (4-10) 式计算：

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_m d_w} \frac{C_D \text{Re}}{24} \quad (4-10)$$

式中：

$\mu$ ——空气黏度， $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ；

$C_D$ ——曳力系数。

对于光滑的球形水滴， $C_D$  可采用下式计算：

$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{\text{Re}} + \frac{a_3}{\text{Re}} \quad (4-11)$$

雷诺数 (Re) 是相对雷诺数，由下式计算：

$$\text{Re} = \frac{\rho d_w |u_d - u_a|}{\mu} \quad (4-12)$$

通过逐步积分，可以求出描述水滴传热和传质的轨迹方程和它的辅助方程。

### 4.3.3 传热和传质计算

在湿式冷却塔中，水滴与周围空气的传热包括接触传热、蒸发传热和辐射传热，但鉴于辐射传热量很小，故将其忽略。

为了求出水滴温度  $T_p$  的值，液滴与周围空气接触传热的热平衡关系式为：



$$M_p c_p \frac{dT_p}{dt} = \alpha A_p (T_{adb} - T_p) \quad (4-13)$$

式中:

$M_p$  ——水滴质量, kg;

$c_p$  ——水滴比热, J/kg·K;

$A_p$  ——水滴表面积,  $m^2$ ;

$\alpha$  ——对流传热系数,  $J/m^2 \cdot K$ ;

$T_{adb}$  ——空气的干球温度, K。

结合方程(4-13), 假设水滴温度在连续的积分时间内近似线性变化, 得到下一时刻的水滴温度:

$$T_p(t + \Delta t) = T_{adb} + (T_p(t) - T_{adb}) e^{\frac{-A_p \alpha}{M_p c_p} \Delta t} \quad (4-14)$$

对流传热系数  $\alpha$  使用 Ranz 和 Marshall 的建议值。

$$Nu = \frac{\alpha D_p}{k_{ma}} = 2.0 + 0.6 Re_d^{0.5} Pr_{ma}^{0.33} \quad (4-15)$$

式中:

$D_p$  ——水滴直径, m;

$k_{ma}$  ——湿空气的导热系数, W/m·K;

Re ——以水滴直径为定性尺寸来定义的相对雷诺数;

$Pr_{ma}$  ——连续相的普朗特数,  $c_p \mu / k_{ma}$ 。

水滴的蒸发量由梯度扩散确定, 即从水滴向气相中的扩散率, 与水滴和空气主流之间的蒸汽浓度梯度相关联:

$$\frac{dM_p}{dt} = A_p \frac{k_c}{R} \left( \frac{P^*(T_p)}{T_p} - C \frac{P}{T_{adb}} \right) \quad (4-16)$$

式中:

$k_c$  ——传质系数, m/s;

$R$  ——通用气体常数。

传质系数 ( $k_c$ ) 由传热和传质的相似性来计算:

$$S_h = \frac{k_c D_p}{D_v} = 2.0 + 0.6 \text{Re}^{0.5} \text{Sc}^{0.33} \quad (4-17)$$

式中:

$D_v$  —— 蒸汽扩散系数,  $\text{m}^2/\text{s}$ ;

$\text{Sc}$  —— (传质)施密特数。

因此, 水滴的质量消耗为:

$$M_p(t + \Delta t) = M_p(t) - A_p \frac{k_c}{R} \left( \frac{P^*(T_p)}{T_p} - C \frac{P}{T_{adb}} \right) \quad (4-18)$$

最后, 水滴温度通过自身的热平衡得出, 热平衡的计算式是把水滴的焓变与两相间的接触传热、汽化潜热联系起来, 即

$$M_p c_p \frac{dT_p}{dt} = \alpha A_p (T_{adb} - T_p) + \frac{dM_p}{dt} \gamma_0 \quad (4-19)$$

式中:  $\frac{dM_p}{dt}$  —— 蒸发速率,  $\text{kg/s}$ 。

## 4.4 初始条件与边界条件

### 4.4.1 初始条件

离散相计算时必须输入的主要初始条件是每一粒子流的起始位置、速度及其它参数。这些初始条件给出了描述单个粒子瞬时状态的所有离散相因变量的起始值。

(1) 喷嘴的位置:  $(x, y, z)$

(2) 喷嘴轴的方向:  $(u, v, w)$

(3) 喷嘴的上游压力:  $p_w$

(4) 粒子的温度:  $t_w$

(5) 射流角:  $\theta$

(6) 射流内半径:  $r$

(7) 液膜破碎常数:  $\ln \left( \frac{\eta_b}{\eta_0} \right)$

(8) 线状膜直径:  $\zeta$

(9) 沿每个粒子迹线的粒子流质量流率(用于耦合计算)

这些因变量随运动方程(轨迹计算)及当粒子/液滴沿其轨迹运动时的传热传质关系传热传质计算而更新。

#### 4.4.2 边界条件

对于空气的边界, 进口处为速度进口, 出口处为轴流式抽风机。

当粒子碰到边界时, 有如下的几种可能性:

- (1) 经由弹性或非弹性碰撞而反射;
- (2) 由边界逃逸(水滴在其碰到边界处从计算中消失);
- (3) 在壁面俘获。非挥发物在其碰到边界处从计算中消失, 以粒子或液滴状态存在的挥发物在此处被释放出来。

本文中水滴的边界模型采用逃逸模型, 认为当粒子碰到边界时就附着在壁面而“逃脱”了, 其轨迹计算终止。

在雾化区

蒸发式冷却塔基于一个简单的原理:通过直接接触, 能量从热水传递到冷的干空气里。能量传递的关键因素在于:

- (1) 水与空气的接触面积, 主要取决于水滴的大小;
- (2) 冷空气和热水的相对速度由它们的接触时间反映出来;
- (3) 进口空气的湿球温度和出口水温的差, 关键取决于大气情况。

#### 4.4.3 离散相计算步骤

在两相耦合模拟中, 计算执行以下几步:

- 1、求解连续相流场(在引入离散相之前)。
- 2、引入离散相, 对注入的每个离散相计算粒子轨迹。
- 3、使用前一步粒子计算中确定的相之间的动量交换、传热传质, 重新计算连续相流场。
- 4、在修正的连续相流场中, 重新计算离散相轨迹。
- 5、重复 3、4 两步直到获得一个收敛的解, 此时, 连续相流场和离散相粒子轨迹在后续计算中不再变化。

## 4.5 欠松弛技术

在代数方程的迭代求解过程中，或是用于处理非线性问题的整体迭代模式中，人们往往希望加快或是减慢前后二次迭代之间因变量值的变化。在强烈非线性方程组的迭代求解过程中，往往采用欠松弛来避免发散。

在实施 SIMPLE 算法的过程中，速度与压力的修正值都应作欠松弛处理。弛因子的的大小直接关系到迭代的稳定性，不好的欠松弛系数有时会导致计算时间太长，甚至不收敛，使计算失败。欠松弛系数一般选择小于 1 的值，基本的范围是 0.3-0.8，在最优工况附近时，取大值，而在偏离最优工况时，取小值。松弛因子的设定一般靠经验往往需要反复修改试算。起初取较大的值，如果不收敛，就选相对较小的值。但不可太小，因为会延长计算时间。一般说来，降低松弛因子可以帮助收敛。

由于本论文中的支配方程是强耦合的非线性方程组，因而对压力修正方程、动量方程、能量方程等都采用亚松弛格式：对压力修正方程采用 0.30 的松弛因子，对动量方程和能量方程都采用 0.70 的松弛因子，以此来保证计算的收敛，离散相水滴的松弛因子取为 0.5。

## 4.6 小结

本章介绍了 Fluent 软件的基本结构、适用范围及基本操作步骤。并简单概述了多相流的定义、研究的方法及 Fluent 软件提供的四种多相流模型：离散相模型 (Discrete Phase Model)、混合模型 (Mixture model)、欧拉模型 (Euler model)、VOF 模型 (VOF model)。在此基础上选择离散相模型建立了冷却塔数值模拟的控制方程，给出了离散相的初始条件、边界条件及离散相模型的计算步骤。为第五章的数值模拟提供了技术支持。

## 第五章 冷却塔内流体热交换过程的数值模拟

### 5.1 物理模型及计算后处理

#### 5.1.1 研究对象

本文以成都化工研究设计院生产的 CWLT-400 型机械通风式逆流式无填料冷却塔为研究对象, 采用 2、3、4 章所述的基本理论和计算方法, 对无填料冷却塔内的流体流动特性进行了数值模拟。

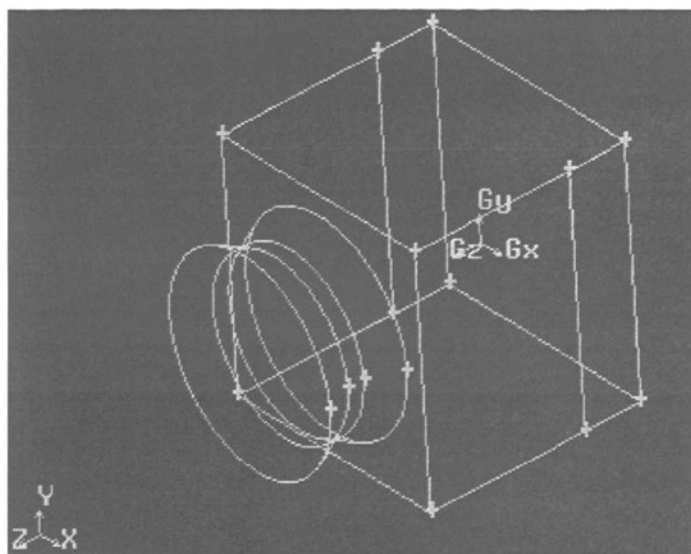


图 5-1 模型三维图



图 5-2 雾化装置模型三维图

## 5.1.2 边界参数及边界条件设定

冷却塔尺寸参数为：

冷却塔宽度尺寸为：6000mm；

冷却塔进风口高度：1500mm；

垂直纸面的冷却塔长度：6000mm；

冷却塔塔内雾化高度为：4100mm

风机喉部直径为：4200mm；

风机底部直径为：5000mm；

风机顶部直径为：5000mm

其他各项初始参数：

压力旋流式雾化喷嘴：100 个（25 套雾化装置）；

大气压力： $8.908 \times 10^4 \text{Pa}$ ；

大气干球温度： $31^\circ\text{C}$ ；

大气湿球温度： $22.5^\circ\text{C}$ ；

冷却水量： $400\text{m}^3/\text{h}$ ；

入口水温： $40^\circ\text{C}$ ；

压力旋流式雾化喷嘴压力：0.03Mpa

边界条件采用了速度进口 inlet1 (x 方向进口) 和 inlet2 (-x 方向进口)，出口 outlet 采用的是排气扇边界条件，排气扇的压力采用的 40 Pa，喷嘴采用的是压力旋流式雾化喷嘴。如图 5-3 模型边界示意图。

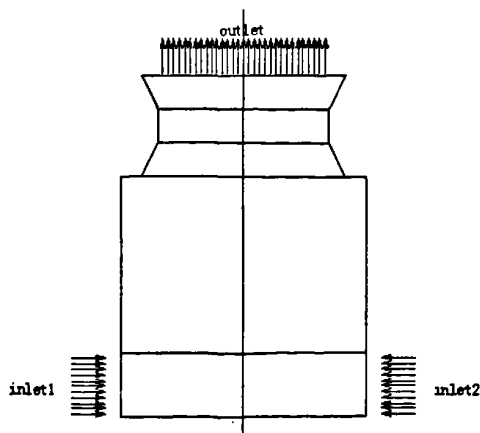


图 5-3 模型边界示意图

### 5.1.3 网格划分

网格点是 fluent 软件进行计算的依托点，网格划分的粗细对计算结果有着很大的影响，网格划分的越精细，计算结果也就越精确。但是同时也存在着负面影响，主要存在两个方面：1、对计算机的配置要求高，在电脑配置条件相同的情况下，网格的划分越精细，则在计算的时间越长；2、网格划分的过于精细往往会产生计算结果的不收敛。因此网格的划分对计算结果有着至关重要的影响，这就要求在划分网格的时候选择合适精细度的网格。

本论文中采用四面体单元辅以六面体、锥体或者楔体单元，对整个冷却塔体进行整体网格划分。共划分为 1456630 个单元，256288 个节点。网格划分如图 5-3 所示。

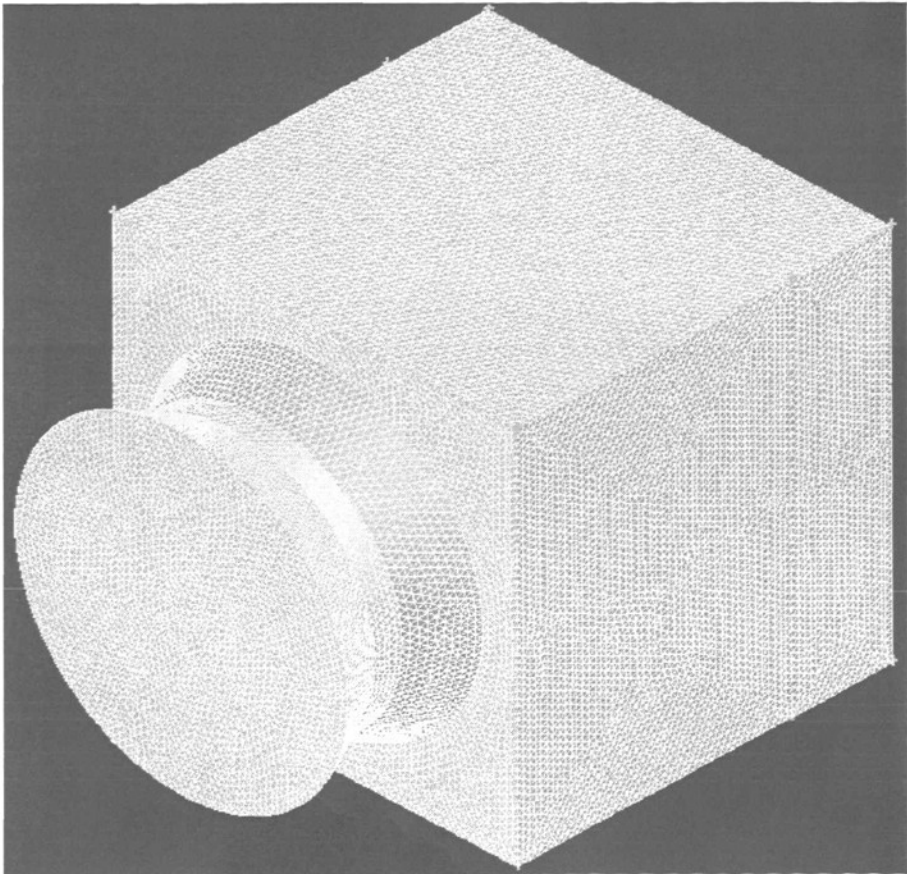


图 5-4 模型网格划分示意图

### 5.1.4 主要计算参数

采用分离式求解器，一阶迎风格式（1 st-order implicit），时间为稳态（standy），离散相模型的气-液滴的多相流，采用标准  $k-\xi$  两方程模型，重力加速度为  $-9.80 \text{ m/s}^2$ 。

## 5.2 实际工况计算及结果分析

为了验证无填料冷却塔的实际运行效果，对实际工况下冷却塔内流体流动过程中的传热、传质过程进行了数值模拟，得出了冷却塔塔内流体流动的速度场、温度场及压力场的分布，并对其进行了分析，且对水滴的运动轨迹与降温结果进行了校核。实际工况下，进风口的风速为  $7.0\text{m/s}$ ，其他参数如上节所示。

### 5.2.1 模型迭代计算后的残差记录图

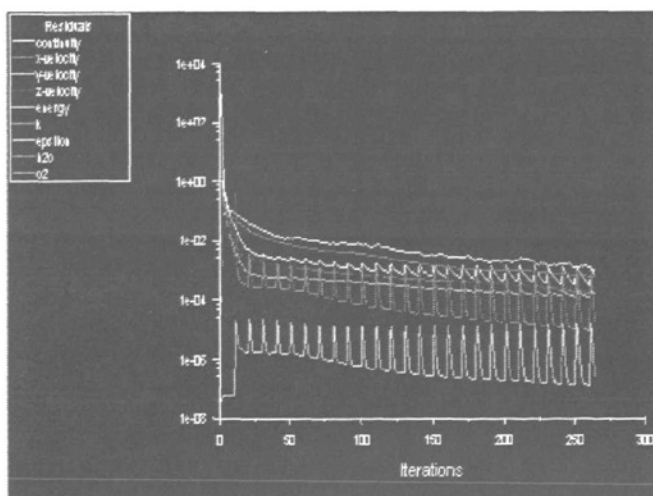
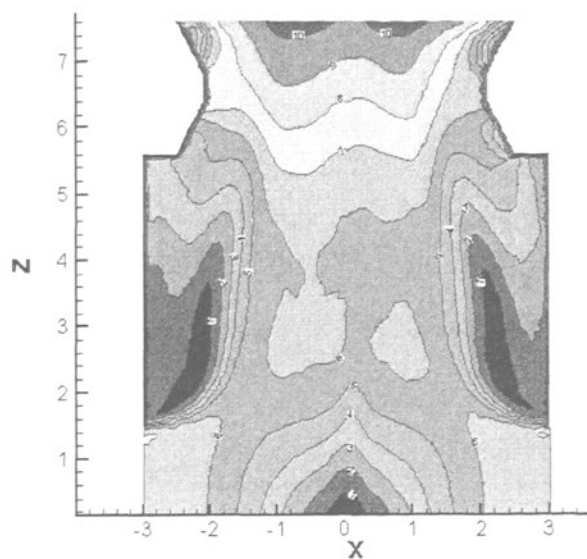
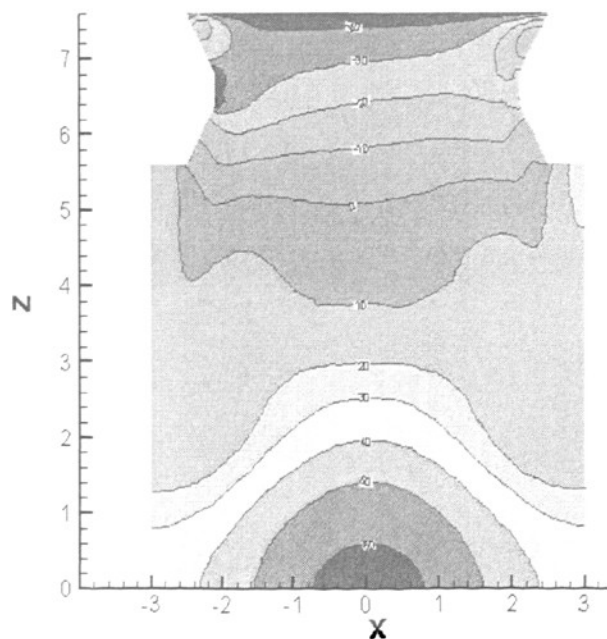


图 5-5 模型迭代计算后的残差记录图

迭代至 273 步收敛。



## 5.2.2 计算结果

图 5-6  $y=0$  位置塔内速度分布图图 5-7  $y=0$  位置塔内压力分布图

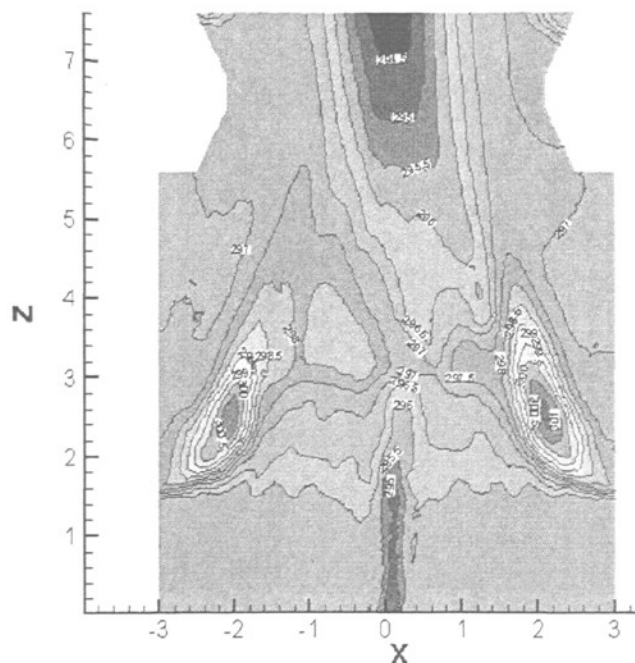
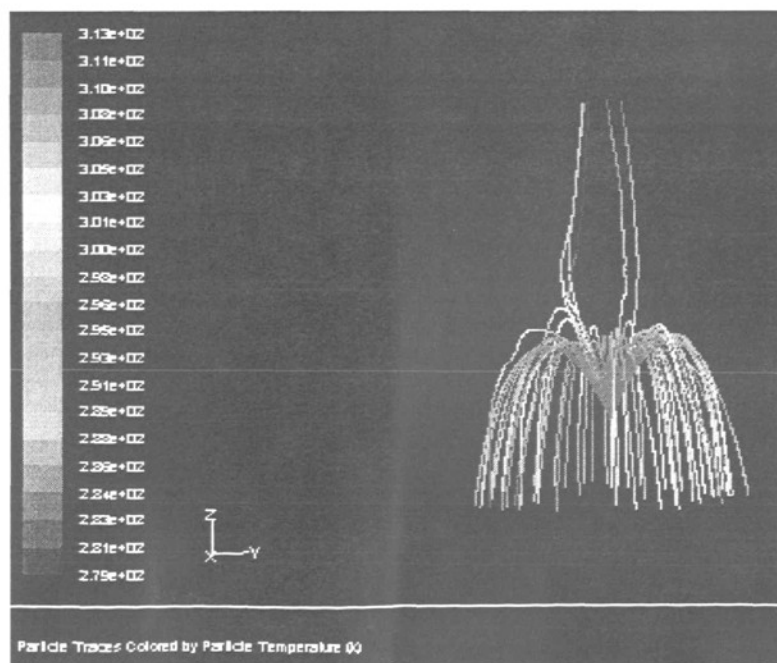
图 5-8  $y=0$  位置塔内温度分布图

图 5-9 单个雾化喷嘴水滴轨迹分布图

在冷却塔出水口沿宽度方向选取  $x$  轴上的 10 个雾化喷嘴,  $x$  的坐标分别为  $-2270\text{mm}$ ,  $-1730\text{mm}$ ,  $-1270\text{mm}$ ,  $-730\text{mm}$ ,  $-270\text{mm}$ ,  $270\text{mm}$ ,  $730\text{mm}$ ,  $1270\text{mm}$ ,

1730mm, 2270mm。由 Fluent 软件所出报告得到的出口温度数值, 见表 5-1。

表 5-1 出口温度数值

节点坐标 (x)	出塔水温 (K)
-2270mm	309.378
-1730mm	307.711
-1270mm	298.794
-730mm	307.188
-270mm	306.433
270mm	307.685
730mm	297.647
1270mm	296.528
1730mm	306.176
2270mm	309.233
平均出塔水温 (K)	304.677

由表中数据可以得出冷却塔的平均出塔水温, 该结果与实际运行结果基本相符。

### 5.2.3 计算结果分析

由图 5-6 可以看出, 在无填料冷却塔中, 空气从水平方向进入冷却塔, 气流速度逐渐改变方向, 到冷却塔风筒顶部速度最大, 最后在竖直方向离开冷却塔。并由于进口风速过大而在进风口上侧形成了涡流区, 同时由于冷却塔进风口为两侧对称, 故在塔的中心线处的流速最小, 并在塔的底部中心形成了低速气流区。

由图 5-7 可以看出, 由于风机的抽吸作用, 使冷却塔的压力从冷却塔底部开始沿高度方向逐渐变小, 压力在到达冷却塔出口处达到最小值, 同时由于冷却塔是两侧对称进风, 并且冷却塔中心线处产生了高压力区, 此处的压力是冷却塔内压力最大的区域。

由图 5-8 可以看出, 整个冷却塔内温度分布总的来说还是比较一致, 只有进风口上侧由于风速过大而造成该区域的风量小, 造成了该区域温度高于其他

区域。而该区域与冷却塔壁之间的区域，由于风的涡流现象而使冷却塔的温度形成涡流现象。

由图 5-9 可以看出，雾化喷嘴喷出的大部分水滴是先向上喷出，然后在重力的作用下从冷却塔出口进入水池。但是从这里也可以看出由于喷出的水滴直径大小不等，水滴的降温程度也有所不同，个别喷出的极小水滴被风流体带出冷却塔，这也说明了无填料冷却塔飘水率大的原因。

### 5.3 进风速度及喷嘴压力对流体热交换过程的影响

#### 5.3.1 概述

在上一节中，对实际工况条件下的无填料机械通风冷却塔进行了数值模拟，得到的数值模拟结果与实际冷却塔的运行结果基本相符，而且该模拟结果以图形的形式给出，进一步增加了人们对无填料冷却塔内风流体与水滴在传热、传质过程中的温度、速度及压力的分布的感性认知。

在本节主要探讨两种情况：（1）当喷嘴压力恒定的情况下，冷却塔进风口风速发生变化时，塔内温度场、速度场和压力场的分布及变化情况；（2）进口风速恒定不变，冷却塔塔内压力旋流式雾化喷嘴压力变化时，塔内温度场、速度流场和压力场的分布及变化情况。并分析比较这两种情况下，冷却塔塔内温度场、速度场及温度场的变化情况及其相互关系。

#### 5.3.2 风速变化时的计算结果及分析

本部分探讨的是当冷却塔塔内压力旋流式雾化喷嘴的压力为恒定值时，随着冷却塔进风口处进风速度的变化，冷却塔塔内的温度场、速度场及压力场的分布及变化情况，且分析各个流场之间的定性关系。

计算所需参数如下：冷却塔塔内压力旋流式雾化喷嘴压力为 0.03MPa，且保持不变；冷却塔进口风速分别为：3.0m/s、4.0m/s、5.0m/s、6.0m/s；其他参数均采用 5.1 节中给定的冷却塔的参数。在流场的数值显示图中，速度场等值

线数值单位为 m/s；温度场等值线数值单位为 K；压力场数值线单位为 Pa。

冷却塔进口风速发生变化时的速度场计算结果见图 5-10~图 5-13。

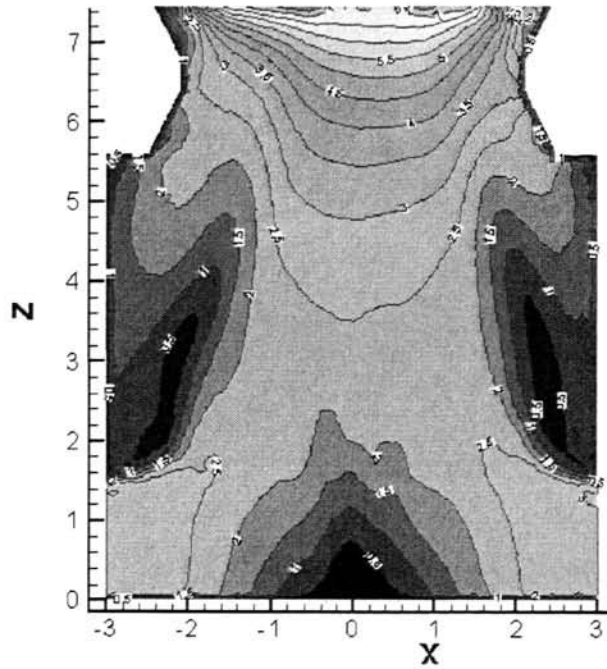


图 5-10  $y=0$  位置塔内速度场分布图 (3.0m/s)

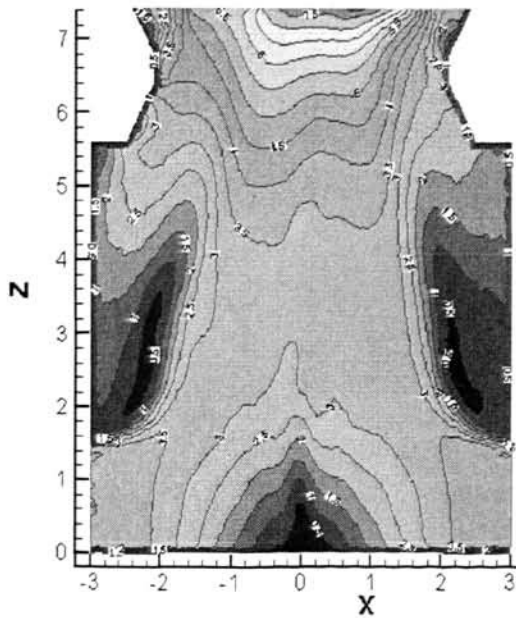
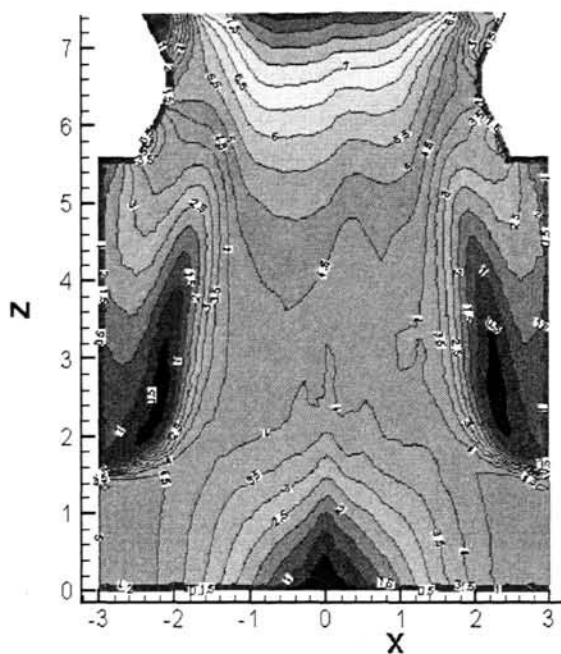
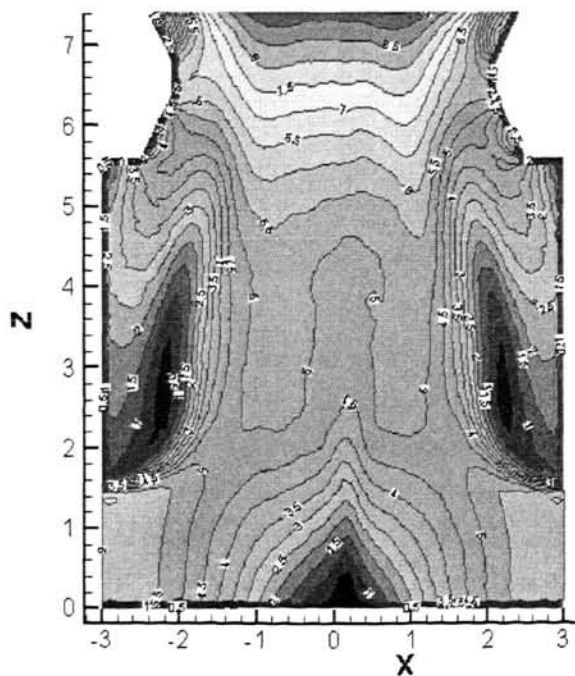


图 5-11  $y=0$  位置塔内速度分布图 (4.0m/s)

图 5-12  $y=0$  位置塔内速度分布图 (5.0m/s)图 5-13  $y=0$  位置塔内速度分布图 (6.0m/s)

冷却塔进口风速发生变化时的温度场计算结果见图 5-14~图 5-17。

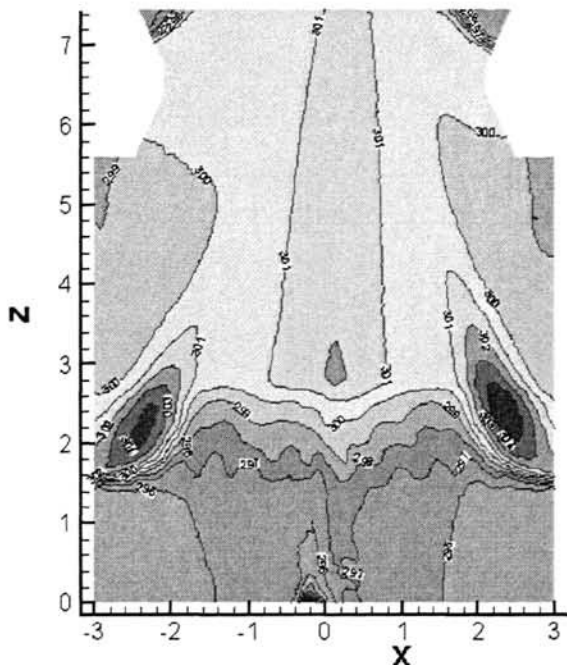


图 5-14  $y=0$  位置塔内温度分布图 (3.0m/s)

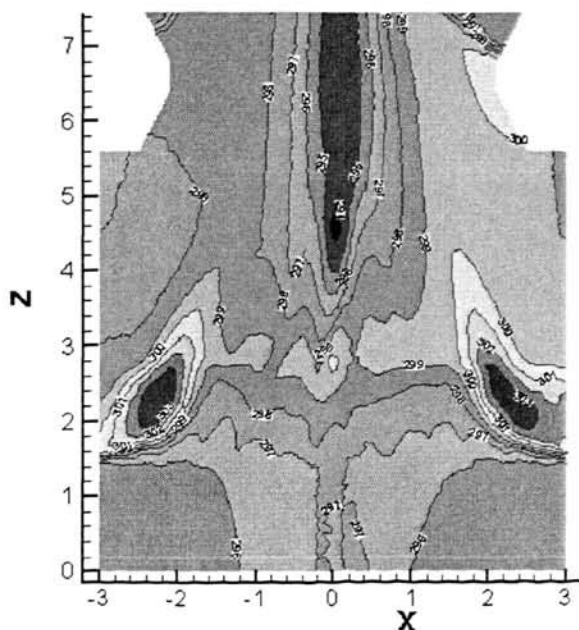
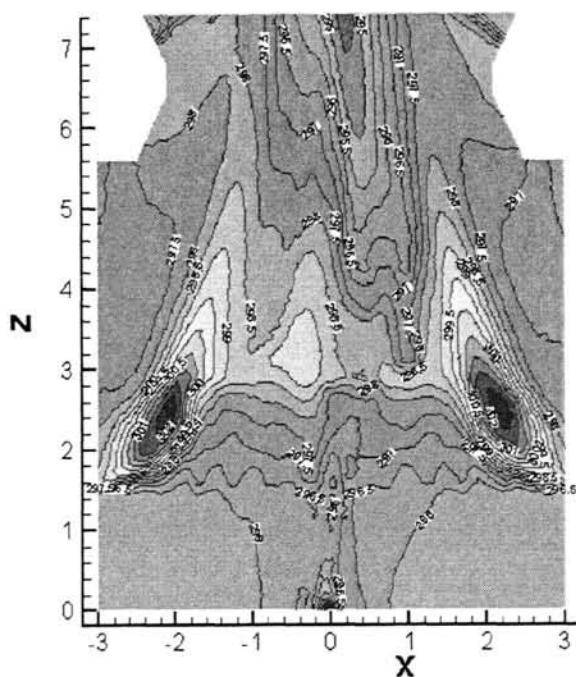
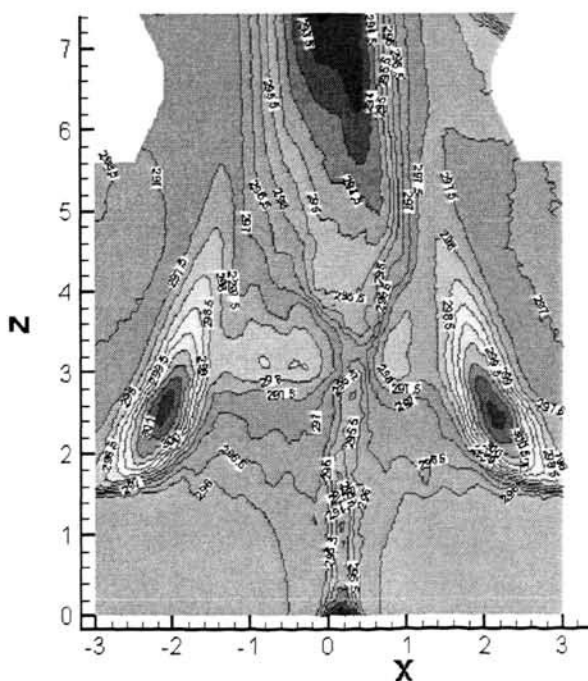


图 5-15  $y=0$  位置塔内温度分布图 (4.0m/s)

图 5-16  $y=0$  位置塔内温度分布图 (5.0m/s)图 5-17  $y=0$  位置塔内温度分布图 (6.0m/s)



冷却塔进口风速发生变化时的压力场计算结果见图 5-18~图 5-21。

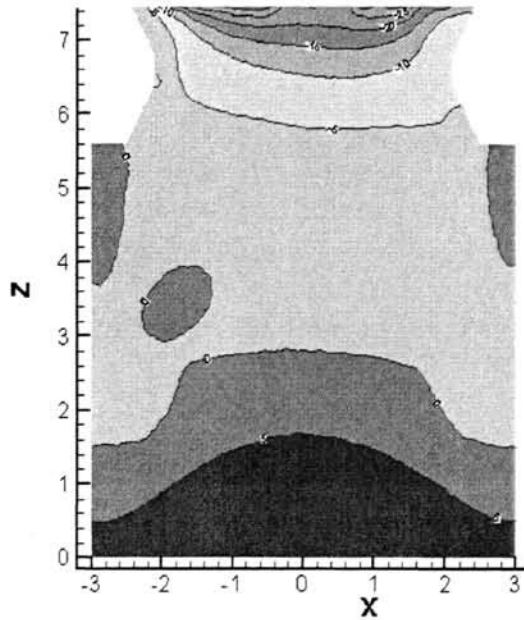


图 5-18  $y=0$  位置塔内压力分布图 (3.0m/s)

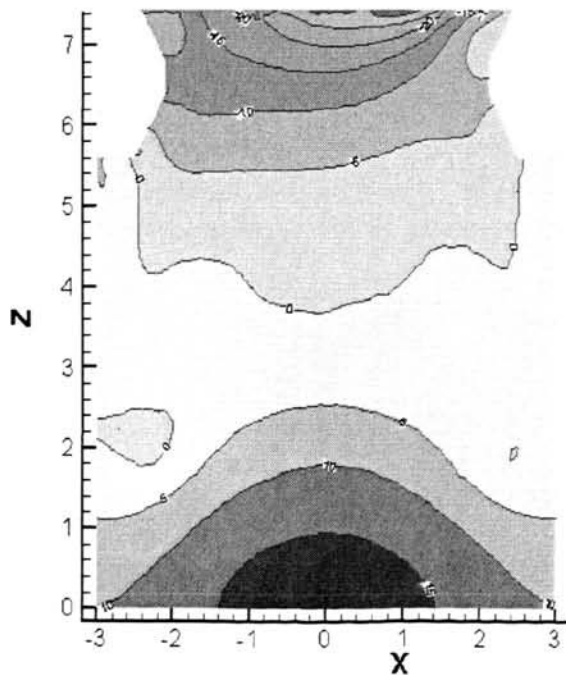
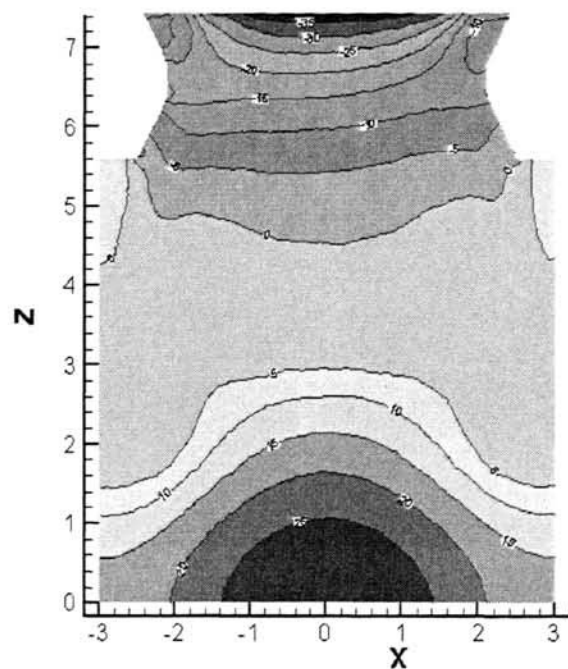
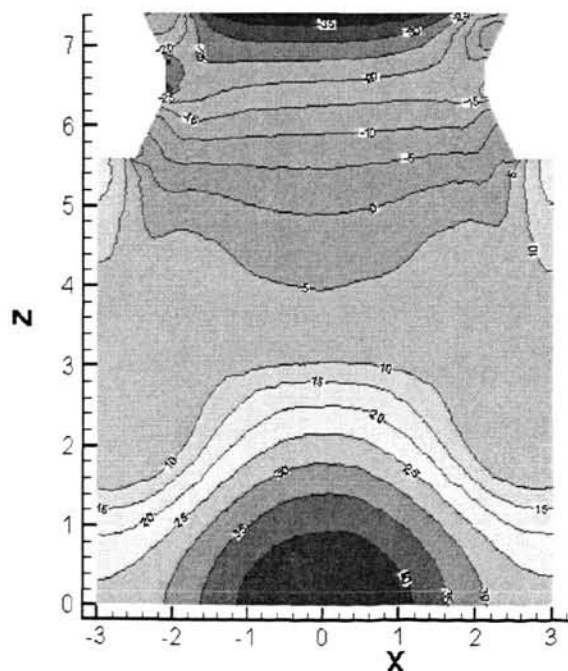


图 5-19  $y=0$  位置塔内压力分布图 (4.0m/s)

图 5-20  $y=0$  位置塔内压力分布图 ( $5.0 \text{ m/s}$ )图 5-21  $y=0$  位置塔内压力分布图 ( $6.0 \text{ m/s}$ )

结果分析:

由图 5-10、图 5-11、图 5-12、图 5-13 所显示的冷却塔速度场分布图结果可以看出, 由于无填料机械通风冷却塔进风口采用的是对称进风结构, 而得到的速度场分布基本上也是成对称结构, 随着冷却塔进风口处进风速度的增加, 塔内速度场分布的速度等值线变密, 这是因为在冷却塔平面尺寸不变的情况下, 进口处风速增大, 则冷却塔的通风密度增大, 单位时间内通过的风量大, 使得冷却塔塔内的速度流场变化比较快, 造成了速度等值线变密。

由图 5-14、图 5-15、图 5-16、图 5-17 所显示的冷却塔温度场分布图结果可以看出, 温度场的分布形态基本上也是对称于塔的中心线。但随着进口风速的增加, 温度场内的温度分布等值线数值变小, 其原因在于随着冷却塔进风口处进风速度的增加, 塔内风流体的速度相应增大, 则风流体在冷却塔内的运动时间缩短, 即与水滴的接触时间减小, 影响了传热, 导致冷却塔塔内温度场的数值分布随着风速的增加而降低。

由图 5-18、图 5-19、图 5-20、图 5-21 所显示的冷却塔压力场分布图结果可以看出, 压力场的分布基本上也是以塔的中心线为对称轴成对称形态分布, 随着进口风速的增大, 冷却塔塔内压力场的数值变大, 并且冷却塔塔内压力等值线变密, 压力场的数值变化区域主要是集中在冷却塔塔内, 在冷却塔风筒的区域内压力场数值的变化不是很明显, 在冷却塔的中心线底部, 压力场的数值最大, 从冷却塔底部到冷却塔顶部的过程中, 冷却塔压力场数值是沿着竖直中心线是降低的, 在冷却塔顶部数值降低至最低。

综上所述, 冷却塔塔内速度场、温度场及压力场的分布形态基本上均对称于塔的中心线, 且各种进口风速下的冷却塔塔内速度场、温度场及压力场的分布有明显不同。随着冷却塔进口速度的增加, 冷却塔塔内风流体的速度及压力随之增加, 而温度随之减小。这说明冷却塔塔内风流体的传热、传质过程均与冷却塔进口的风速有关。

### 5.3.3 喷嘴压力变化时的计算结果及分析

本小节主要探讨冷却塔塔内压力旋流式雾化喷嘴的压力发生变化时对无填料冷却塔塔内速度场、温度场及压力场分布的影响。计算所需参数如下: 无填

料机械通风冷却塔的进口风速为  $5.0\text{m/s}$ ，且为恒定值；冷却塔塔内雾化喷嘴压力分别为： $0.035\text{MPa}$ 、 $0.040\text{MPa}$ 、 $0.045\text{MPa}$ 、 $0.050\text{MPa}$ ；其他参数均采用上一小节中给定的冷却塔的参数。

冷却塔雾化喷嘴压力发生变化时的速度场计算结果见图 5-22~图 5-25。

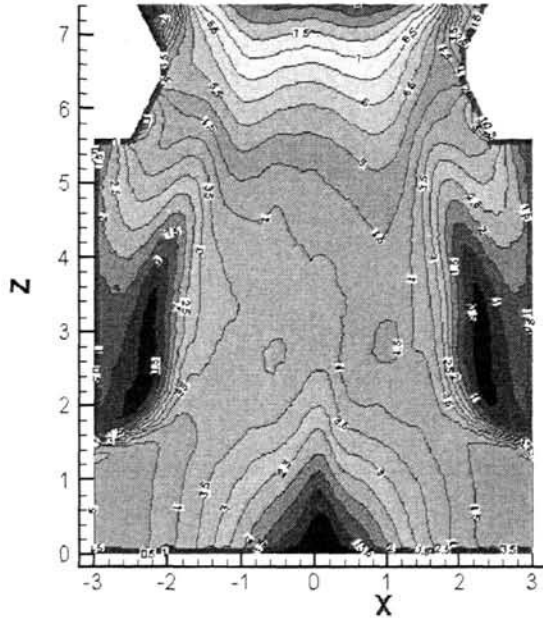


图 5-22  $y=0$  位置塔内速度分布图 ( $0.035\text{MPa}$ )

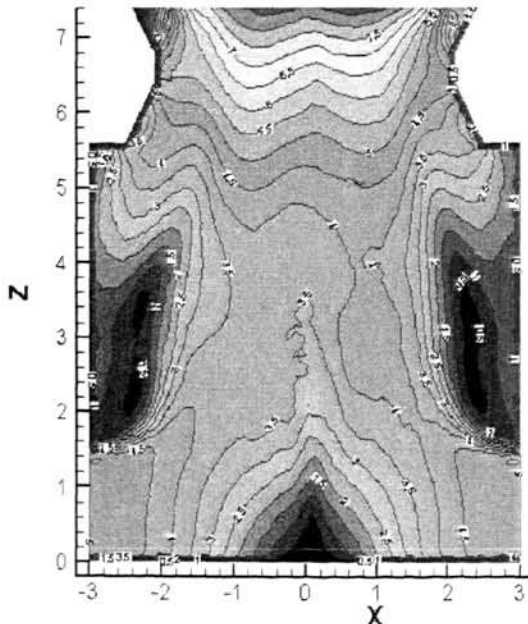
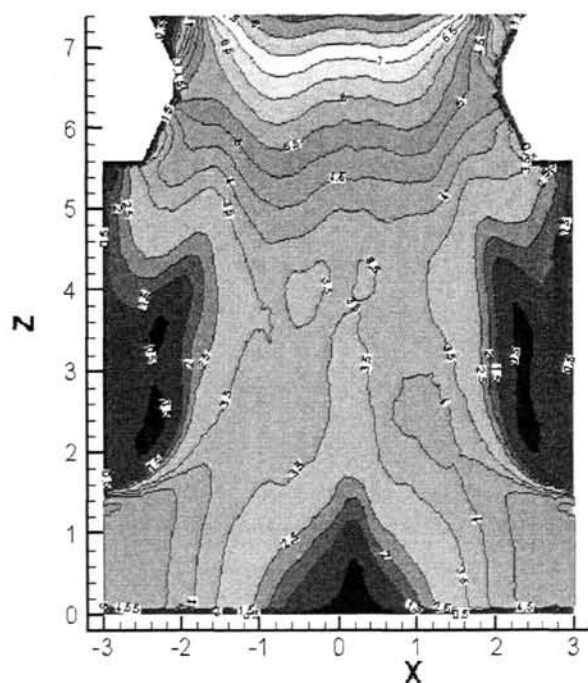
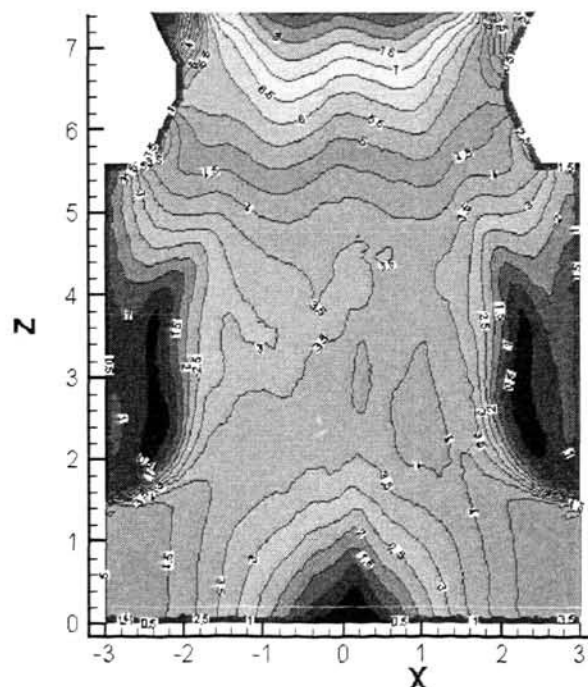


图 5-23  $y=0$  位置塔内速度分布图 ( $0.040\text{MPa}$ )

图 5-24  $y=0$  位置塔内速度分布图 ( $0.045\text{Mpa}$ )图 5-25  $y=0$  位置塔内速度分布图 ( $0.050\text{Mpa}$ )

冷却塔雾化喷嘴压力发生变化时的温度场计算结果见图 5-26~图 5-29。

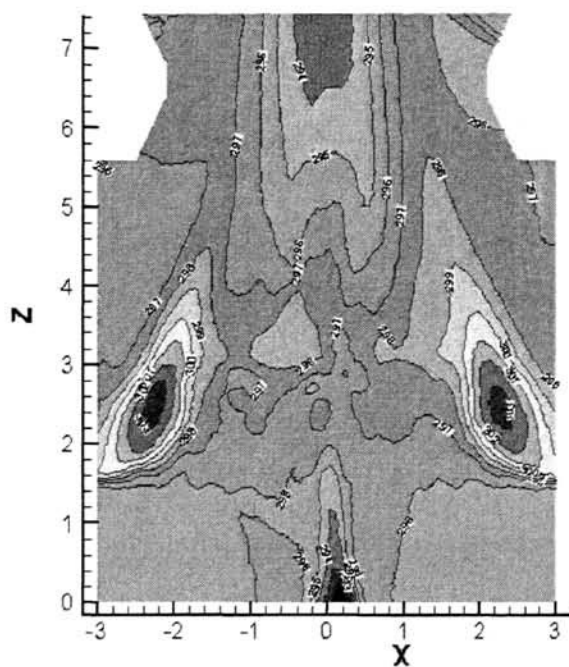


图 5-26  $y=0$  位置塔内温度分布图 (0.035Mpa)

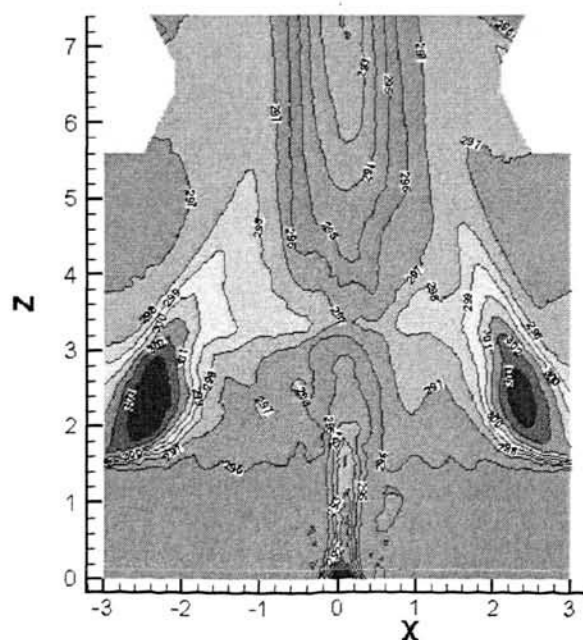
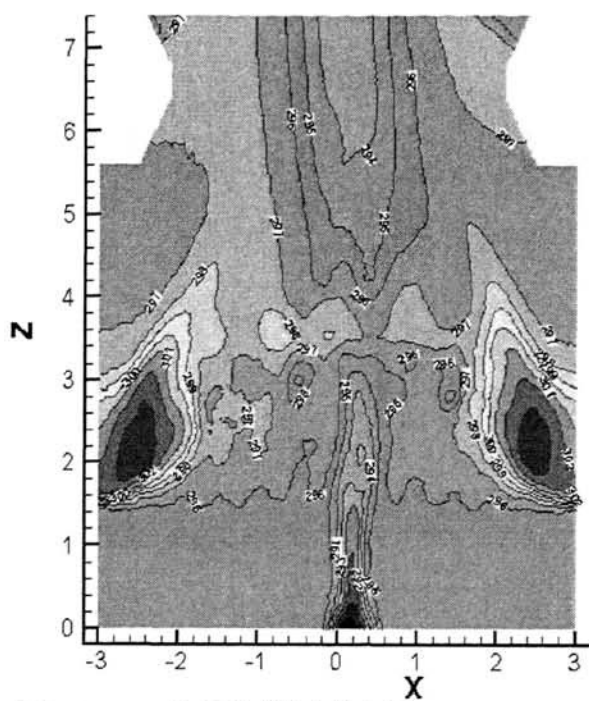
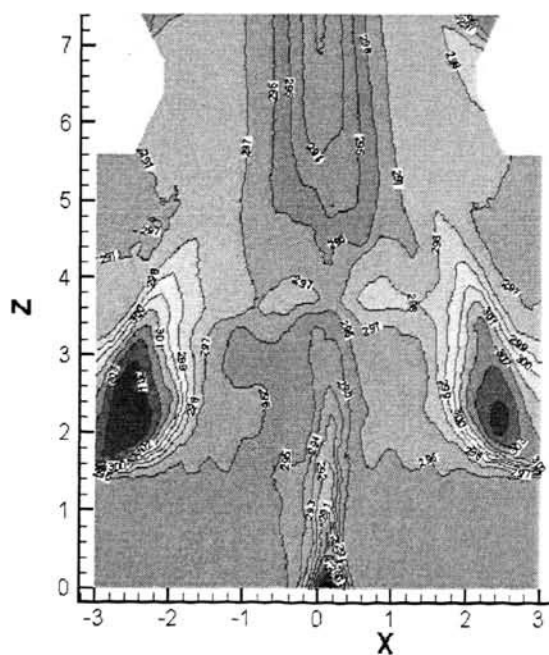


图 5-27  $y=0$  位置塔内温度分布图 (0.040Mpa)

图 5-28  $y=0$  位置塔内温度分布图 (0.045Mpa)图 5-29  $y=0$  位置塔内温度分布图 (0.050Mpa)

冷却塔雾化喷嘴压力发生变化时的压力场计算结果图 5-30~图 5-33。

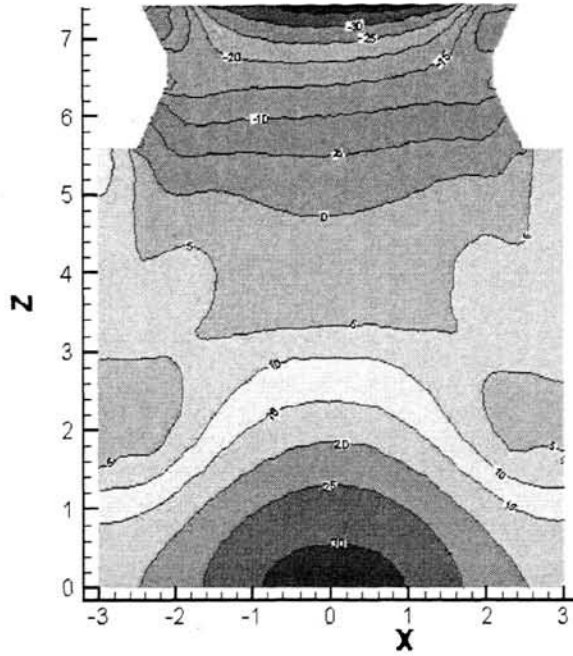


图 5-30  $y=0$  位置塔内压力分布图 (0.035Mpa)

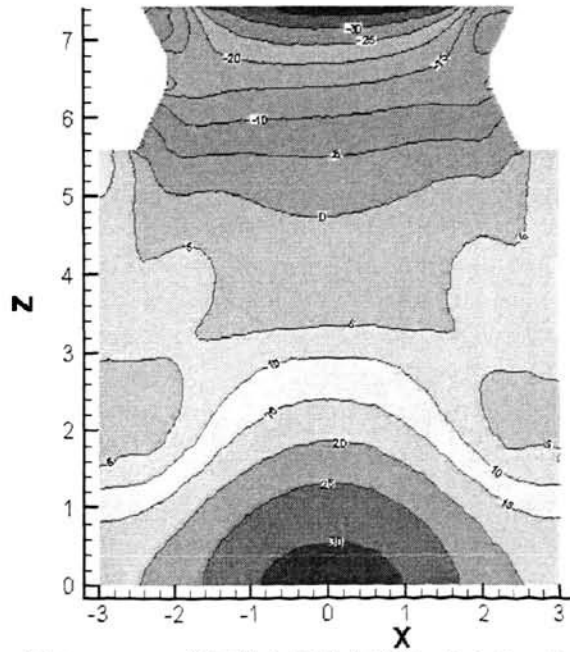
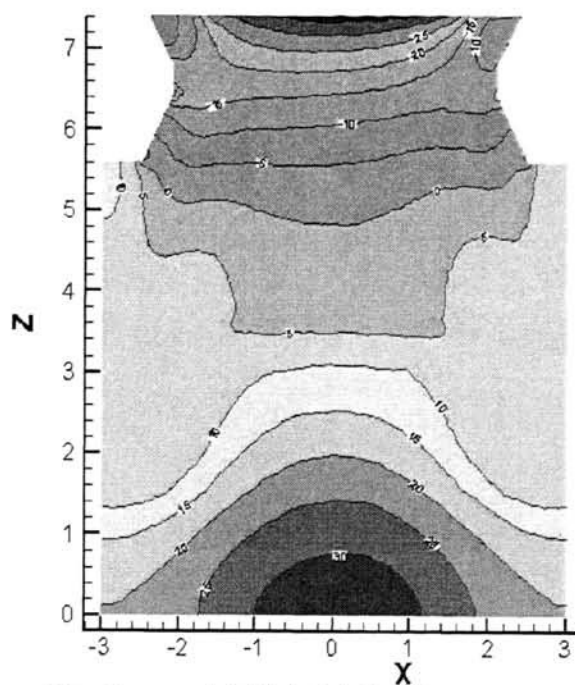
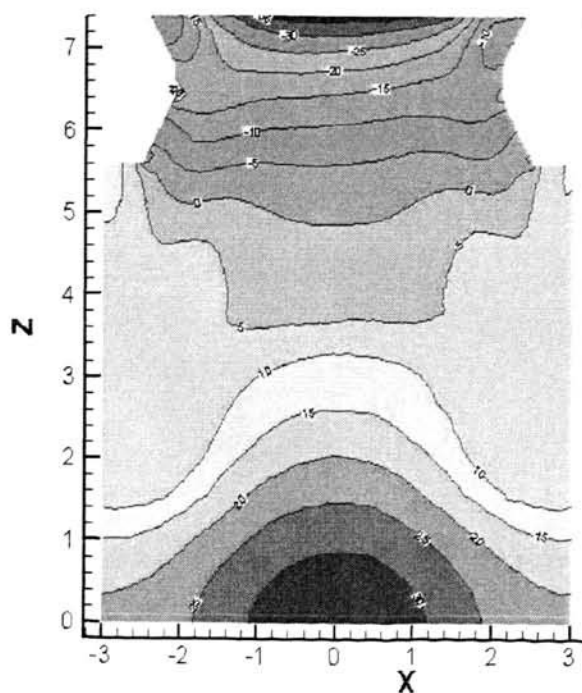


图 5-31  $y=0$  位置塔内压力分布图 (0.040Mpa)



图 5-32  $y=0$  位置塔内压力分布图 ( $0.045\text{Mpa}$ )图 5-33  $y=0$  位置塔内压力分布图 ( $0.050\text{Mpa}$ )

由图 5-22、图 5-23、图 5-24、图 5-25 所显示的结果可以看出：此时的冷却塔塔内速度场的分布形态也是对称于塔的中心线，但是由于本部分进风口的风速是恒定值，故冷却塔塔内速度流场中等速线的分布形态基本没有发生变化；但高速区域与低速区域在整个冷却塔中所占的比例随着压力的增加，有所不同。

由图 5-26、图 5-27、图 5-28、图 5-29 所显示的结果可以看出：此时的冷却塔塔内温度场也是以塔的中心线为对称轴成对称形态分布，但是温度场发生了变化，温度场的数值随着雾化喷嘴压力的增大而升高，其原因在于随着雾化喷嘴压力的增大，使得水体经雾化喷嘴喷出来的雾滴有了较大的动能，相应的延长了水滴与风流体的接触时间，使得风流体得到了更多的热量而使得温度提高；

由图 5-30、图 5-31、图 5-32、图 5-33 所显示的结果可以看出：压力场的分布基本上也是以塔的中心线为对称轴成对称形态分布。但是压力场基本没有发生变化，这一现象说明塔内压力场的分布与雾化喷嘴的压力没有关系。

综上所述，随着冷却塔进口风速的增大，冷却塔塔内速度流场、压力流场都是增大的，而且速度流场、压力流场得变化只和进口风速有关系；温度场则是随着进口风速的增加减小、随着雾化喷嘴压力的增大而增大，这说明了温度场的变化与进口风速的大小、雾化喷嘴压力的大小都有关系。

## 5.4 小结

本章对 CWLT-400 冷却塔内风流体与水滴的热交换过程进行了数值模拟，得到了实际工况下冷却塔内的速度场、温度场及压力场的分布情况，并计算得出了雾化喷嘴喷出的水滴粒子的运动轨迹及冷却水出水的平均温度。

通过计算分析可知，冷却塔塔内的风流体速度场的分布只由进口风速来决定，而和其他因素没有关系，相反风速的变化影响着塔内温度场和压力场的变化，压力场的变化只和风速的变化有关，而和冷却塔内雾化喷嘴的压力无关，但是温度场却是与风速和雾化喷嘴的压力变化有着密切的关系。

## 结 论

本文主要针对逆流式机械通风湿式无填料冷却塔的传热、传质和动量传递过程进行数值模拟计算。以一台方型逆流式机械通风式无填料冷却塔为研究对象,在对无填料冷却塔的工作原理、塔内液滴的运动过程及热量传递过程进行分析的基础上,建立了冷却塔塔内流体传热及传质的数值计算模型,并采用 FLUENT 软件,采用标准  $k-\xi$  两方程的湍流模型,对方形机械通风逆流式无填料冷却塔内流体的传热和传质过程进行了数值模拟,得出了冷却塔内的流体流动的速度场分布图、温度场分布图、压力分布图以及水滴运动轨迹线分布图。并计算分析了冷却塔进口风速、雾化喷嘴压力等参数对冷却塔塔内流体传热及传质的影响。得出了如下结论:

1. 冷却塔塔内速度场、温度场及压力场的分布形态基本上均对称于塔的中心线,且各种进口风速下的冷却塔塔内速度场、温度场及压力场等值线的分布形态变化较小,但是高值区域与低值区域所占空间的比例有所不同;

2. 对实际工况条件下的无填料机械通风冷却塔进行了数值模拟,得到的数值模拟结果与实际冷却塔的运行结果基本相符;

3. 随着冷却塔进口风速的增加,冷却塔塔内风流体的速度及压力随之增加,而温度随之减小;

4. 随着冷却塔进口风速的增加,冷却塔塔内两侧形成的漩涡区风流场分布形态及漩涡区速度流场数值变化不大,但是冷却塔核心区流场变化较大;

5. 随着雾化喷嘴压力的增大,冷却塔内风流体的温度随之升高,而速度及压力变化较小;

6. 本文是以方型逆流式机械通风无填料冷却塔为原形建立的数值模拟方法,但这种模拟方法也适用于各种型式的冷却塔,包括自然通风和机械通风式冷却塔,横流式和逆流式冷却塔。

尽管本课题的研究成果为改善冷却塔的冷却性能提供了理论依据,并且为冷却塔的优化提供了一种可行的数值研究方法,具有一定的理论意义和实用价值。但鉴于时间的关系,本文并未对冷却塔的尺寸、进口风向及大气条件等因素对冷却塔塔内流体传热、传质的影响进行计算分析,有待今后做进一步的研究。

## 致 谢

本论文的顺利完成，凝聚了许多老师和同学的关心和帮助，在此对他们表示深深的谢意！

首先感谢我的导师麦继婷教授，从论文的选题到审阅都凝聚着导师的大量心血和精力，在此向导师致以诚挚的谢意！感谢导师三年来在学业、生活等方面给予的关怀和教诲！

论文的完成还得到成都化工研究设计院水处理技术开发中心贺鹏程工程师的热诚关心和帮助；感谢在学习和生活上给予帮助的同学和朋友，尤其是肖庆锋、王力强、陈哲、张梦晓、李朝明，真诚地祝福他们学业有成，工作顺利！

最后，感谢我的家人，感谢他们对我学业的支持！

---

## 参考文献

- [1] Merkel, F., Verdunstungshuhlung, Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure (V.D.I.), 1925
- [2] Baker, D.R., and Shryock, H.A. A Comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance, Journal of Heat Transfer, 1961
- [3] ASHRAE, Handbook and Product Directory — Equipment, chap.21, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineering, Atlanta, GA, USA, 1975
- [4] Kelly, N.W., Kelly's Handbook of Cross flow Cooling Tower Performance, Neil W. Kelly and Associates, Kansas City, Missouri, 1976
- [5] Sutherland, J.W., Analysis of Mechanical — Draught Counter flow Air/Water Cooling Towers, ASME Journal of Heat Transfer, 1983
- [6] Majumdar, A.K., Singhai, A.K., Spalding, D.B., Numerical Modeling of Wet Cooling Tower — Part 1: Mathematical and Physical Models, ASME Journal of Heat Transfer, 1983
- [7] Majumdar, A.K., Singhai, A.K., Reilly, H.E., Bartz, J.A., Spalding, D.B., Numerical Modeling of Wet Cooling Tower — Part 2: application to Natural and Mechanical Draft Towers, ASME Journal of Heat Transfer, 1983
- [8] Benton, D.J, and Waldrop, W.R, Computer Simulation of Transfer Phenomena In Evaporative Cooling Tower, Transactions of the ASME, 1988
- [9] ASHRAE System and Equipment Handbook (SI), 1996
- [10] Satoshi Yajima. Experimental Performance of the Shower Cooling Tower in Japan. Renewable Energy. vol (10), 1996
- [11] B. Givoni. Performance of the “Shower” Cooling Tower in Different Climates. Renewable Energy. vol (10), 1997
- [12] 魏仕英. WFL 系列喷雾推进通风冷却塔. 真空与低温. 1996
- [13] 祝辉, 杨军. 新型喷雾推进通风冷却塔的应用研究. 冶金动力. 2002
- [14] 李鸿莉等. 无填料喷雾冷却塔的研究与应用. 工业水处理. 2003

- 
- [15]贺 华, 一种新型循环冷却水塔—无填料喷雾冷却塔, 化工科技市场, 2003
- [16]齐晓霓, 无填料冷却塔的理论及实验研究, 工业水处理, 2008
- [17]陈东民, 自然通风冷却塔内流场与传质传热的数值分析, 清华大学硕士学位论文, 1994
- [18]张晓东、郑永刚、王清照, 冷却塔内外流场的数值分析, 热能动力工程
- [19]赵元宾, 基于  $k-\xi$  紊流模型的自然通风湿式冷却塔空气动力场数值模拟, 山东大学硕士论文, 2005
- [20]吴江航、韩庆书, 计算流体力学的理论、方法及应用, 北京, 科学出版社, 1988
- [21]陶文铨, 数值传热学, 西安, 西安交大出版社, 1998
- [22]Patankar. S. V, 传热和流体流动的数值计算, 安徽, 安徽科学工业出版社, 1984
- [23]赵顺安, 逆流式自然通风冷却塔二维数值模拟优化设计, 水利学报, 2003.
- [24]李炜、槐文信, 浮力射流的理论及应用, 科学出版社, 1997
- [25]平浚, 射流理论基础及应用, 宇航出版社, 1995
- [26]岳湘安, 液…固二相流基础, 石油工业出版社, 1996
- [27]陈学俊、陈立勋、周芳德, 气液两相流与传热基础, 科学出版社, 1995
- [28]孔珑, 两相流体力学, 高等教育出版社, 2004
- [29]刘爱萍, 机械通风式横流冷却塔的数值模拟, 山东大学硕士论文, 2006
- [30]韩占忠、王敬、兰小平, FLUENT 流体工程仿真计算实例与应用, 北京理工大学出版社, 2004
- [31]王福军, CFD 软件原理与应用, 清华大学出版社, 2004
- [32]王瑞金、张凯、王刚, FLUENT 技术基础与应用实例, 清华大学出版社, 2007
- [33]郭烈锦, 两相与多相流动力学, 西安交通大学出版社, 2002
- [34]林宗虎, 气液两相流和沸腾传热, 西安交通大学出版社, 2003
- [35]周力行, 多相湍流反应流体力学, 国防工业出版社, 2002
- [36]帕坦卡, 传热与流体流动的数值计算, 科学出版社, 1984
-

- [37] 饶钦阳, 湿式冷却塔的两维数值模拟及冷却设备的传热传质研究, 上海交通大学硕士学位论文, 2000
- [38] 张国琪, 循环水喷雾冷却塔的技术改造, 冶金动力报, 2001
- [39] 帕坦卡, 传热与流体流动的数值计算, 科学出版社, 1984
- [40] 赵振国, 冷却塔, 中国水利水电出版社, 1996
- [41] 周本省, 工业循环冷却水处理, 化学工业出版社, 2003
- [42] 付娜, 既有涵洞下游修建水库对涵洞的影响, 西南交通大学硕士论文, 2005
-

## 攻读硕士期间发表的学术论文

1. 陈彦雷, 麦继婷, 肖庆锋. 离心式雾化喷嘴的数值模拟. 四川建筑, 2009(29)
  2. 肖庆锋, 禹华谦, 陈彦雷. 城市越江道路隧道服务层散热通风的探讨. 四川建筑, 2009(29)
-