

摘要

面对严峻的能源消耗与经济、环境和社会发展之间的矛盾日益突出，节能成为当今社会的主题。其中，在建筑能耗中占比重较大的空调能耗引起了我们的重视，自然通风以其被动式降温不但解决了传统空调系统为了得到所需求的室内环境而需消耗的大量能源，还以其清新的自然风改善了室内空气品质并给人们身心带来了健康，减少了许多在空调系统下对人体潜在的空调疾病的发生。

随着人体热舒适理论的发展，人们发现了在夏季自然通风环境下人体所能耐受的温度比空调环境的高，即人体可接受的温度范围得到扩宽。故可以在满足人体舒适的情况下通过自然通风尽可能的减少空调的使用时间，从而达到建筑的节能的目的。

本文文通过对西安市的气候特点进行分析得出西安市具有一定的自然通风潜力的结论；同时根据国内外公认的在自然通风建筑中的热舒适性模型计算得到西安市在夏季人体耐受温度的最大值。考虑到室内热源的存在等室内外的影响因素，借用 CFD 技术对不同通风方式及不同室外温度进行了模拟计算，以微小风速条件下西安市某办公建筑标准房间为例，计算分析不同室外温度时的室内活动区域的平均温度，得到室内外温差的变化规律，进而找到了夏季利用自然通风不能使人们的舒适得到满足而必须开启空调的室外温度，从而确定所需空调的时间。同时分析了不同室外风速下，对应不同室外温度的室内的通风效果。最后，通过建筑能耗分析软件 DeST 对该建筑计算分析了充分利用自然通风后全年空调期内所产生的节能效益。

关键词：建筑节能 自然通风 耐受温度 数值模拟

Abstract

As a result of the severe contradiction among energy consumption, economy, environment and social development, energy conservation has become current social theme. Among them, the air-conditioning energy consumption which accounts for a large proportion in building energy consumption is the focus we pay attention to. As a method of passive cooling, natural ventilation can not only solve the problem of excess energy which is consumed in traditional air-conditioning system to maintain desired indoor environment, but also reduce the occurrence of potential air-conditioning disease under air-conditioning system for fresh natural air is brought in and the indoor air quality is improved.

As the development of human thermal comfortable theory, it is found that in summer the tolerable temperature of human body under natural ventilation environment is higher than that under air-conditioning environment, namely the acceptable temperature range of human body is broadened. Therefore, for building energy conservation, it is feasible to shorten the air-conditioning using time as much as possible on the premise of human body comfort through natural ventilation.

According to the analysis of the climatic characteristics of Xi'an, a conclusion was obtained that it has certain natural ventilation potential in Xi'an. Simultaneously, the maximum tolerable temperature in the summer of Xi'an was calculated by a thermal comfort model of natural ventilation buildings which is generally acknowledged at home and abroad. Considering the impact of indoor and outdoor factors such as indoor heat source, various ventilation modes and outdoor temperature conditions were simulated through CFD technology. A standard room of an office building under light wind speed in Xi'an was introduced as a case. The average temperature in indoor active zone under different outdoor temperatures was calculated and analyzed, the variety law of the temperature difference between indoor and outdoor was obtain, and the outdoor summer temperature that in which condition it isn't comfortable to use the natural ventilation mode unless the air-conditioning system is opened was given, then the time required for air-conditioning was determined. At the same time, the indoor ventilation effects under various outdoor temperatures and wind speed were analyzed. Finally, the energy-saving benefit of making full use of natural ventilation in annual air-conditioning period was calculated and analyzed using DeST.

Key words: building energy conservation; natural ventilation; tolerable temperature; numerical simulation

论文独创性声明

本人声明：本人所呈交的学位论文是在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除论文中已经注明引用的内容外，对论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。本论文中不包含任何未加明确注明的其他个人或集体已经公开发表的成果。

本声明的法律责任由本人承担。

论文作者签名：

董英爽 2009年5月29日

论文知识产权权属声明

本人在导师指导下所完成的论文及相关的职务作品，知识产权归属学校。学校享有以任何方式发表、复制、公开阅览、借阅以及申请专利等权利。本人离校后发表或使用学位论文或与该论文直接相关的学术论文或成果时，署名单位仍然为长安大学。

（保密的论文在解密后应遵守此规定）

论文作者签名：

董英爽 2009年5月29日

导师签名：

李燕玲 2009年5月31日

第一章 绪 论

1.1 研究的背景和意义

自可持续发展成为新世纪人类社会发展的主题后,绿色建筑已成为了当今建筑领域人们倡导的主题。绿色建筑是以人、建筑、自然和社会和谐发展的生态建筑,它不仅要求在节约能源和资源前提下提供健康、舒适性良好的生活空间,还要求人们尽可能的亲近自然环境。发展绿色建筑,最重要的是解决建筑高能耗的问题。随着我国国民经济的快速发展,城市化进程的加快,能源需求持续增高。其中,建筑行业约占我国国民经济总能耗的 25%左右,寒冷和严寒地区要占到当地能耗的 30%-40%,而空调系统和设备就要占到建筑能耗的 60%以上,且比例还在不断地增加^[1]。于此同时,在过去的二十多年里,空调得到了广泛应用。国家统计局的调查结果显示:2000 年全国空调总需求量达到 1000 万台,其中每百户的居民拥有的空调机台数上海为 85.2 台,广东省为 83 台,总装机容量达 1000 万 KW,这意味着我国在“九五”期间增加的 1 亿 KW 的电力装机容量中有相当大的部分将用于家用空调的用电问题^[2]。于是无论是工业还是居民生活中,建筑耗能中的空调耗能已经成为一个主体。同时,在可持续发展战略指导下,尊重建筑用户也是其重要意向^[3]。绿色建筑是以追求舒适的室内环境为重要目标的,使其遵循自然规律,让人们尽可能多的以亲近自然去得到舒适的感觉。但同时当外界的气候资源不能满足用户所要求的室内舒适环境时,用户就会采用人工的方式进行补足。所以,从提倡“以人为本”的角度上说,就需要创造出相对多数人的舒适得到满足的室内环境,用最低的能耗成本,达到较好的效率。

空调系统的普及应用不仅给人们的生活、工作环境带来了舒适感,但同时也增加了建筑能耗,并导致了許多空气品质问题的出现。例如空调系统建筑物加强了其密闭性,减少了工作区域的空气流动,同时有机合成材料的广泛使用,增加了室内的污染源,使其室内空气品质 (IAQ) 的恶化,导致了病态建筑综合症 (SBA) ^[4]。空调系统产生的是恒定温度的热舒适环境,人体长期处于这种环境会产生“空调适应不全症”。因为空调系统维持的相对“低温”环境使皮肤汗腺收缩,腺口闭塞,导致血流不畅,发生神经功能紊乱等症状。同时,由于缺乏刺激,人体的适应能力下降^[5]。过量的空调器加剧了城市的热岛效应,造成室外空气热环境恶化,进而又影响空调器运行的能效比 (COP) ^[6]。于是,自然通风成为了实现建筑可持续发展的一种重要节能技术,受到了越来越多人的

重视。1995年到1998年间,美国供暖制冷空调工程师学会(ASHRAE)仅在1997—1998财政年度在制冷剂替代、节能和室内空气品质三个重点领域方面,资助额就达到3.2亿美元^[7]。1999年欧盟各国针对随着空调系统的存在其耗能大、空气质量差等问题联合开展了为期4年的由25个子题组成的“健康行动重点项目”(Key Health Action Project)研究,重点探索如何降低对空调系统的依赖,并重新审视传统的自然通风系统(优点是节电节能,缺点是可靠性差)及机械通风系统(优点是可靠性高,缺点是耗电耗能)^[8]。

众多的研究文献表明:自然通风是当今实施绿色建筑中广泛采用的一项技术措施。合理的自然通风不但可以减少传统空调制冷系统的使用、降低能耗外,而且还可以提供清新的自然空气来改善室内热环境、提高室内空气品质,有益于人们的身心健康,提高工作效率和满足人们亲近自然、回归自然的心理需求^[9]。尤其是经历过2003年的非典灾难,使得自然通风更为公众重视,同时各国的研究者在调查时均发现,人们对室外的自然通风有着更好的接受性^[10]。1992年,Busch对泰谷的两种空调类型(自然通风和空调)的办公房间热舒适性进行了实地调查,发现自然通风能够带给人很好的舒适性^[11]。同时,资料说明:在高于26℃的“热”环境中,通过吹风的补偿作用可使人达到热舒适状态。与一般的机械风相比,自然风具有良好的吹风感觉^[12]。2000年,清华大学的贾庆贤、赵荣义和夏一哉等人针对吹风方式对人体舒适性的影响进行了调查,并对自然风与机械风频谱的区别及对热舒适的影响做了研究,结果表明,在选择“自然通风,有点热,总体可接受的环境”和“空调凉爽的环境”中,80%以上的人选择前者^[13]。2002年,西安建筑科技大学的王怡对寒冷地区自然通风房间和空调房间的舒适性做了调查,结果表明:在装有空调的住户中有49%的人表示只有在热的无法忍受时才开启空调,在对给定热感觉为“感觉皮肤发粘湿润”的情况时,有75%的人仍选择保持自然通风状态^[14]。同时从空调的使用时间上来说,在6月上旬和8月下旬有25%的空调使用率,说明在这段时间内大部分人都可以通过自然通风达到舒适,而7月上旬、7月中旬、和8月上旬时间里,空调的使用频率都非常的高,达到90%以上。从此空调设备的使用呈现的规律性,可以启发充分利用自然通风来缩短传统空调的使用时间^[14]。

自然通风降温可以提供很大的舒适性和节能效益,并且其节能目标就是减少空调系统的使用时间。对于室内具有不同程度的内热源而言,在自然通风条件下,一般室内的空气温度会略高于室外温度,通过计算分析找出室内和室外温度之间的相应关系,作为确定室内必须空调所对应的室外温度的依据。通常空调时间定为6月到8月,对西安地

区而言,可以分析得到在6月或8月期间,会有更多的时间可以通过自然通风达到热舒适的条件,而不需要开启空调,这将会使空调的冷负荷大大减少,其意义重大。

室内外影响因素包括室外风速、室外温度、内热源、通风方式等。这些影响因素会间接或直接影响自然通风的效果。因此在分析通风潜力时,必须考虑室外环境因素所带来的影响。

1.2 自然通风的基本原理

通常,自然通风是指通过有目的的建筑外表面上的开口产生的空气流动。根据作用力类型,自然通风可分为三类:风压单独作用的自然通风,热压单独作用的自然通风,风压与热压共同作用的自然通风^[15]。

1.2.1 风压通风作用

室外气流吹过建筑物时,由于建筑物的阻挡,建筑物四周室外气流的压力分布发生变化,和未受干扰的气流相比,建筑物表面所形成的静压的变化称为风压。某一建筑物周围的风压分布与该建筑的几何形状和室外风向有关。建筑外立面的压力分布引起建筑室内的空气的流动称为风压通风^[16]。

当风吹到建筑物上时,在建筑的迎风面上,由于空气流动受到阻挡,动压降低,静压增高,风压为正压;侧面和背风面由于产生局部涡流,静压降低,相应的位置上会产生负压^[15]。自然气流从正压区流向室内,再从室内流向负压区,从而形成风压驱动的自然通风,具体见图1.1。

风压及通风量的计算可用下列公式来确定^[15]:

风压的计算公式:

$$\Delta p_w = \frac{1}{2} \rho (C_{p1} v_1^2 - C_{p2} v_2^2) \quad \text{Pa} \quad (1.1)$$

通风量的计算公式:

$$q_w = C_d A \sqrt{\frac{2 \Delta p_w}{\rho}} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1.2)$$

式中:

C_{p1} ——迎风面的风压系数;

C_{p2} ——背风面的风压系数;

v_1 ——迎风风口的风速, m/s;

v_2 ——背风风口的风速,m/s;

C_d ——流量系数;

A^* ——风口的有效面积, m^2

风压的大小受到下列因素的影响^[16]:

- . 室外风速及风向（建筑外立面与室外风向的相对夹角）；
- . 建筑的几何形状；
- . 开口在建筑外立面上的位置；
- . 大气边界层状况；
- . 建筑的周边环境条件（包括周围地形及建筑密度、植被等）。

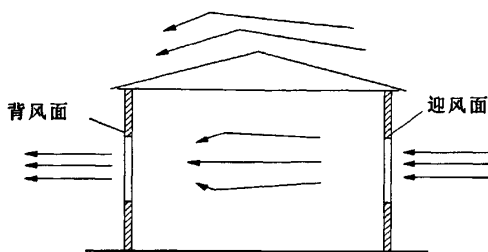


图 1.1 风压自然通风

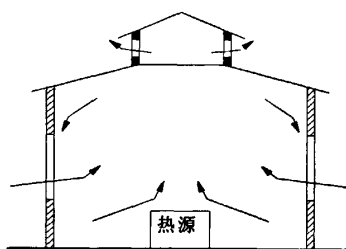


图 1.2 热压自然通风

1.2.2 热压通风作用

空气的密度变化和空气的绝对温度存在正比关系，而热压是由室内外空气的密度差和进出气口的高度差引起的，即所谓的“烟囱效应”。当建筑室内外的温度 t_i 和 t_o 不同时，其对应应的空气密度也分别为 P_i 和 P_o ，当开口间的高度为 H 时，室内外空气密度差就引起热压的计算公式如下^[17]；

$$P_{heat} = gh(p_o - p_i) \quad \text{Pa} \quad (1.3)$$

根据空气的膨胀系数 α 的定义^[18]：

$$\alpha = -\frac{dp}{p} ; \quad \text{即 } dp = -p\alpha dt \quad (1.4)$$

故得到热压公式：

$$\Delta P_{heat} = p_o g H \alpha (T_i - T_o) \quad (1.5)$$

式中： P_o -室外空气的密度， kg/m^3 ；

P_i -室内空气的密度， kg/m^3 ；

g -重力加速度, m/s^2 ;

T_i -室内空气的平均温度值 ($T_i > T_o$) ;

T_o -室外空气的平均温度值;

α -空气的热膨胀系数 (K^{-1});

H -两个开口处的高度, m 。

从式 (1.5) 也可以看出, 室内外的空气密度差决定着热压的大小。室内外的空气密度差又与室外环境的温度和湿度有关。所以, 室外的气温、相对湿度对热压通风的影响很大。如果室内温度高于室外, 建筑物的上部分将会有较高的压力, 而下部存在较低的压力。当这些位置存在孔口时, 空气通过较低的开口进入, 从上部开口流出, 具体见图 1.2^[18]。

1.2.3 风压与热压共同作用

在多数情况下建筑中的自然通风往往是风压和热压共同作用的结果。当风压与热压共同存在时, 其各自作用的强度也不相同, 风压的作用会对热压自然通风起到两方面的影响: 增益或抑制^[19], 即风压和热压作用流线相同时, 相互增益; 反之, 则相互抑制, 具体见图 1.3。

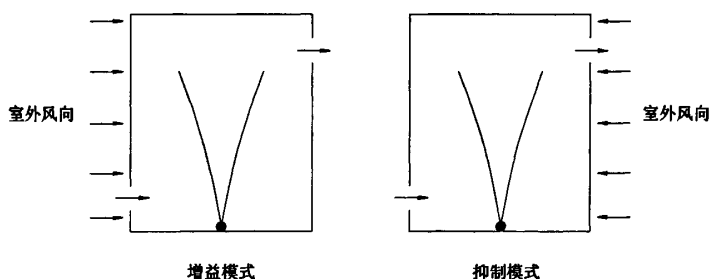


图 1.3 热压与风压共同作用下的自然通风

1.3 自然通风的主要研究方法和现状

1.3.1 主要研究的方法

1. 试验法

(1) 是风洞模拟实验

风洞实验的原理是相似性原理, 它应用于自然通风中主要是模拟建筑表面及建筑周围的压力场和速度场, 以及确定风压系数, 预测自然通风性能^[20]。

(2) 是示踪气体测量法

示踪气体测量法可以预测建筑通风量和气流分布。有两种测量方法:定浓度法和衰减法。定浓度法,是指在测试期间,保持所有测试房间的示踪气体浓度不变,而改变示踪气体注射量。衰减法指向测试房间注入一定量的示踪气体,随着示踪气体在测试房间的扩散,示踪气体的浓度呈衰减趋势。定浓度法用来处理驱动力发生改变的通风问题,而衰减法常用来研究单一建筑物渗透通风特性^[20]。

(3) 是热浮力实验模型技术

盐水试验由剑桥大学应用数学、理论物理系和建筑系合作发展而来^[20]。目前主要有 4 种技术:带有加热装置的气体模拟法(the gas modeling system,以空气或其他气体作为流动介质,热浮力由固定的加热装置产生);带有加热装置的水模型系统(the water modeling system,以水作为介质,有固定的加热装置);盐水模拟法(the brine-water modeling,利用盐水的浓度差产生类似于热羽的流动,已被广泛接受,但需大蓄水池和不断补充盐水);气泡技术(a fine bubble techniche,由电路的阴极产生气泡以模拟热羽运动,可以模拟点源,线源及垂直热源的情况)^[20]。热浮力模型实验的缺点为:不能模拟建筑热特性对自然通风的影响。对风压与热压共同驱动的自然通风的实验模拟比较复杂,可以通过改进这 4 种模拟方法或综合这 4 种模拟方法使之能模拟二力共同驱动的自然通风^[21]。

(4) PIV 试验方法

PIV 技术是由固体力学散斑法发展而来的,其原理是在流场中步示踪粒子,用脉冲激光片光源照射所要研究的流场区域,通过连续地多次曝光,粒子图像被记录在底片上,再在用光学杨氏条纹法,自相关或相关逐点处理就可得到流场的分布^[22]。同时随着 PIV 技术的发展,出现了 Micro-PIV 技术,与传统 PIV 相比, Micro-PIV 装置具有以下特点:通过显微光学系统拍摄微观尺寸的流场图像;光源采用全场照射方式;亚微米至纳米级荧光示踪粒子和纳米级示踪粒子布朗运动现象明显^[23]。

2. 传统伯努利方程为基础的研究

在直接利用自然通风中的室外空气同时受到风压、热压相互作用及各种计算理论展开研究。由于驱动力的之间的相互非线性关系使建筑的自然通风的风量计算非常复杂,很多文献给出了不通的自然通风量的迭加计算模型^[24]。

3. 数值模拟法

(1) 网络法

网络法是从宏观的角度对自然通风进行分析,主要用于自然通风建筑设计的初期风量计算^[25]。国外广泛应用的有五个网络模型: AIDA 单区模型、LBL 模型、AIOLOS 多区模型、COMIS 多区模型和 CONTAM 模型。

(2) 区域模型方法

该方法的基本思想是:将房间划分为一些有限的宏观区域,认为每个区域的相关参数如温度,浓度等相等,而区域间存在热质交换;建立质量和能量守恒方程,并充分考虑压差和流动的关系来研究房间内温度分布及流动情况^[25]。

(3) CFD 方法

CFD (Computational Fluid Dynamics, 计算流体力学) 可以简单的认为是在计算机里的“虚拟”试验,来模拟仿真实际流体的流动情况,并可以得到房间不同位置上的具体参数分布^[26]。国外对自然通风的 CFD 模拟主要是分别针对不同的气流模式如:穿越通风,单侧通风,热压驱动通风进行模拟,用于预测流场的指导设计和讨论紊流模型的正确性。

本论文研究的是自然通风领域,多解决的是低速、不可压缩空气湍流问题,选用 CFD 方法。此方法是基于连续性方程、动量方程、能量方程及紊流模型研究流体质点的运动与能量传递,通过数值求解得到室内参数的分布情况。

1.3.2 国内外研究的现状

自然通风对室内热舒适研究属于比较前沿的课题。目前国内外学者通过 CFD 方法对室内热环境的参数进行分析和预测来深入了解室内热环境和人体热舒适的关系,其研究如下:

文献^[27]利用人体两节点模型,模拟计算了人体与热环境热湿传递过程中人体周围的空气温度、湿度、空气流速分布。

文献^[28]将热舒适的评价标准 PMV/PPD 模型与建筑动态热模拟及计算流体力学模拟相结合,对通风房间进行了室内气候及热舒适性的模拟与分析。

文献^[29]采用 CFD 方法对单区和两区建筑的热压驱动的单侧通风,在不同的室内外温差、窗户安装高度的情况下,得出了室内垂直温度分布、通风量及室内温度随时间的变化关系。

文献^[30]通过 CFD 软件对居民住宅自然通风进行了数值模拟计算,通过对房间内部流场的分布,选择通风良好的布局进而改善居住环境。

文献^[31]采用 CFD 软件对一个单面开口的自然通风房间的温度场进行了模拟,其模拟结果于实际测试数据比较后发现自然通风房间的温度场分布均匀,并且上部温度较高。

文献^[32]用 CFD 仿真计算了一个单开口热压自然通风办公室的平均空气年龄,并对这个房间的热舒适性和室内空气质量进行了评价。

文献^[33]用 CFD 软件对重庆市某住宅楼进行了风环境和室内流场、热环境和热舒适模拟,比较不同开口形式的房间在相同室外自然风条件下的热环境,通过热舒适试验数据和分析结果,对热舒适评价 PMV 进行修正。

文献^[34]利用 CFD 方法对成都某高校的自然通风教学楼室内的温度场、速度场进行了模拟,对教室内学生的热舒适性做出了评价及比较分析。

文献^[35]用 CFD 方法分析了办公建筑内部空间的自然通风状况,利用室内空气年龄、人体热舒适指标及室内风速分布状况教训评价,为自然通风设计做出参考结论。

文献^[36]通过 CFD 方法模拟分析了 3 种昆明候机厅的室外气象参数下室内的温度场、速度场、PMV、PPD,得到室外空气作为冷源在昆明候机厅的可行性。

文献^[37]通过 CFD 方法对中庭流场做数值模拟,比较在不同风速和温度下的流场分布,对影响室内环境的因素进行了分析。

1.4 本论文研究的方法和内容

利用自然通风降温的节能性体现在充分利用自然通风的作用,希望在夏季尽量利用自然风来冷却建筑房间并带走室内的冷、湿负荷,在室内人体的舒适得到满足和室外温度容许的条件下不用空调,即要求确定通过自然通风对室内进行降温而不需要使用空调系统就可以使室内人体的舒适得到满足的那段时间。根据国内外公认的在自然通风建筑中的热舒适性理论下的自舒适性模型,找到在夏季每个月室内人体所耐受温度的最大值对应的室外温度,并以此温度和 DeST 软件的给出的全年每天的日平均温度做对比,当日平均温度超过了此室外温度,即此时室内人体的舒适就得不到满足而需要开启空调。这样就可以充分利用自然通风来减少空调系统的运行时间形成间歇性空调运行,达到节能目的。

本论文通过 CFD 软件的仿真技术,寻找西安市某一办公建筑在自然通风状态下室内达到人体所能耐受温度的最大值所对应的室外温度,并分析在定风速、不同通风方式下室内人体活动区域的温度场和速度流场,从而找到在夏季自然通风建筑中耐受温度的

范围拓宽后的空调供冷时间，最后应用建筑能耗分析软件 DeST 模拟计算对比在夏季充分利用自然通风后的全年空调冷负荷。

本论文主要研究具体内容如下：

(1) 地区自然通风具有节能潜力分析。鉴于自然通风的潜力与地区气候的适应性有很大的关系，依据清华大学建筑能耗分析软件 DeST 得到西安市全年气象参数，分析了西安当地气候特点，得出结论：西安地区在夏季自然通风具有显著的节能潜力。

(2) 建立西安市自然通风热舒适评价。根据国内外公认的在自然通风建筑中的热舒适性理论提出的自舒适性模型，结合西安当地的气候特点，建立西安市在自然通风建筑中的热舒适评价和扩宽后热舒适温度的区域，并找到在夏季中对应 6 月、8 月人体所能耐受温度的最大值。

(3) 考虑到室内热源、室外风速、室外温度等室内外的影响因素，以西安市某办公建筑为例，取其一标准房间为模型，对微小风速下的单侧、双侧自然通风，对应不同室外温度，进行室内热环境的模拟计算，并分析室内、室外温度的温差及所对应的关系。其计算数据表明室外温度和室内活动区域的平均温度二者间呈线性关系，通过最小二乘法得到其一元线性回归方程，并结合夏季每个月室内人体所能耐受温度的最大值，找到此时对应的室外温度（该温度就是必须开启或关闭空调对应的温度）。并分析了其室内的温度场、速度流场、压力场及流量。另外，通过提高室外风速，进一步计算分析风速提高后双侧、单侧自然通风通风效果的增强。

(4) 通过建筑能耗分析软件 DeST 得到的西安市全年的日平均温度，对 6 月和 8 月做出当月的日平均温度分布图，同时在图中找出日平均温度高于人体耐受温度最大值的那些天数，并设定在这些天里开启空调。

(5) 以该办公建筑为例，通过建筑能耗分析软件 DeST 分别模拟在此办公建筑规定的供冷时间（6月1日-8月30日）和充分利用自然通风情况下的间歇性空调运行的建筑全年空调冷负荷，并对比其空调节能效率。

1.5 本论文研究工具

在自然通风的研究与设计过程中,需借助于现有的分析流体流动和能量的软件。目前可应用于分析自然通风系统的通风特性和热特性的常见软件有:CONTAMW,CFX, NatVent, COMIS ,FIDAP,Fluent, CHEMIX, Flovent, MIX,BRE 与 STAR-CD, BLAST, DOE2, ESPr 等。

在对建筑环境和控制系统动态模拟的建筑模拟软件常见的有：BLAST，DOE-2，TRNSYS，HVACSIM，ENER-WIN 9702 版本，HASP，EnergyPlus，DeST。

本论文采用了 Fluent6.2 软件对自然通风作用下室内活动区域的热环境进行数值模拟分析，数值计算结果一部分直接利用 Fluent 软件自行处理，一部分利用 Origin6.1 软件处理。同时，在对建筑的全年空调冷负荷的能耗分析中使用了清华大学的建筑能耗分析软件 DeST。

1.6 小结

本章首先提出了空调能耗在国家总能耗中所占的主要地位和空调的普及带来的环境和健康问题，引出了自然通风在降低能耗和满足人体健康及对自然的心理需求上的深远意义。同时简单的介绍了自然通风的方式、主要研究方法和国内外对自然通风的研究现状，说明了本论文对夏季在室内人体耐受的温度范围内采用自然通风从而缩短空调使用时间的节能作用及对本论文的采用的研究方法和内容的阐述。

第二章 西安市地区利用自然通风的潜力

自然通风潜力 (natural ventilation potential, NVP) 是指仅依靠自然通风就可确保室内有可接受的空气品质和热舒适性的潜力, 其最重要的影响因素是由地区气候的适宜性决定的^[38]。

2.1 西安市地理、气候条件概况

古城西安, 位于关中平原中部, 南依秦岭, 北临渭水。西安地处我国内陆中纬度地区, 地理坐标为东经 $108^{\circ}15'$, 北纬 $34^{\circ}15'$ 。其中北纬 34 度, 太阳的高度角夏至最大, 为 $79^{\circ}11'$; 冬至最小, 为 $32^{\circ}19'$ 。西安年太阳总辐射量为 115.04 千卡/厘米²。一年中太阳辐射的月分配 6 月最多, 为 14.46 千卡/厘米², 12 月最少为 5.59 千卡/厘米²。6 月以后总辐射量逐月减少, 到 12 月为最低, 随后逐月增加至次年 6 月最大。但同时西安受到地理位置限制, 四季多风沙, 大气中含有的尘埃较多, 大气的透明度不高, 故散射作用较强, 相对的削弱了太阳辐射^[39]。

西安位于欧亚大陆桥的心脏和中国地理中心位置, 属暖温带半湿润的季风气候区。《民用建筑热工设计规范》(GB50176-93) 从建筑热工设计的角度出发, 以最冷月和最热月的平均温度为主要指标, 以日平均温度小于 5°C 和大于 25°C 的天数为辅助指标, 将全国分为 5 个区, 其中西安处于寒冷地区。西安四季分明。冬夏较长, 春秋较短。春季气温回升很快, 夏季气温迅速下降, 夏季较热, 冬季寒冷, 由于受地形影响, 西安全年多东北风, 年平均风速 $1.8\sim 2.2\text{m/s}$ 。

西安市气温年较差较大, 为 $27\sim 29^{\circ}\text{C}$ 。春天温度高于秋季, 温度回升很快并且不稳定, 秋季温度下降迅速, 各月气温年际变化大。西安气温月际变化以秋季最大, 春季次之, 夏季最小。西安气温日变化较大, 多年平均日较差在 $10\sim 11^{\circ}\text{C}$ 之间, 属 6 月气温日较差最大, 在 $12.5\sim 14^{\circ}\text{C}$ 。

2.2 DeST 动态模拟的室外气象计算参数

DeST 中的室外气象计算参数采用了西安地区典型气象年的室外气象参数, 该软件数据库所有的气象数据是基于中国国家气象局对 270 个台站 1971~2003 年的实测数据, 通过清华大学经多年研究的专门气象软件 Medpha 据随机算法模拟计算生成的气象参数, 其计算范围覆盖全国大部地区。西安市全年主要气象参数如图 2.1、2.2、2.3、2.4。

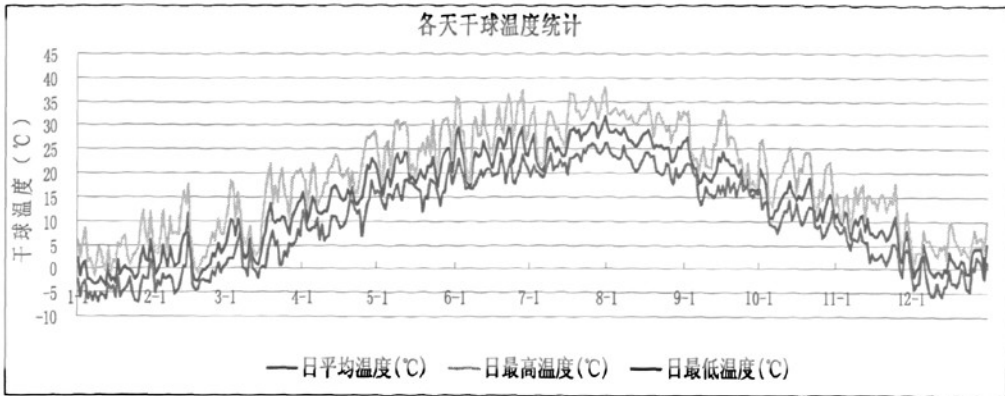


图 2.1 西安市全年室外逐时干球温度

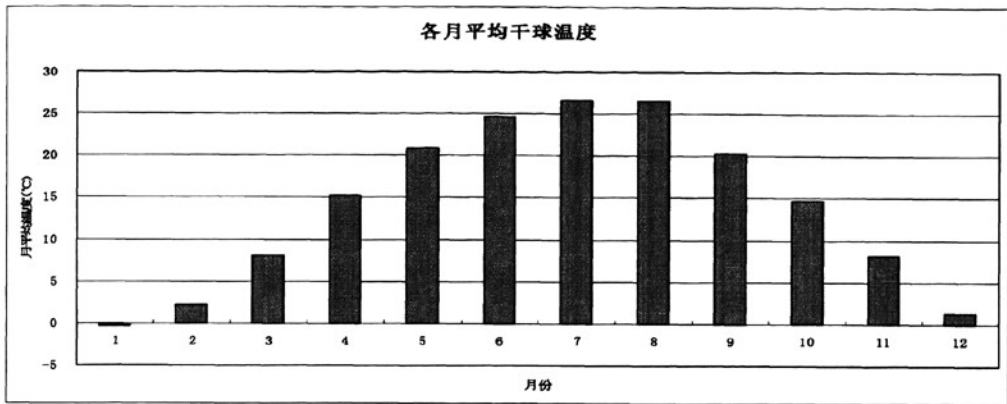


图 2.2 西安市各月平均干球温度

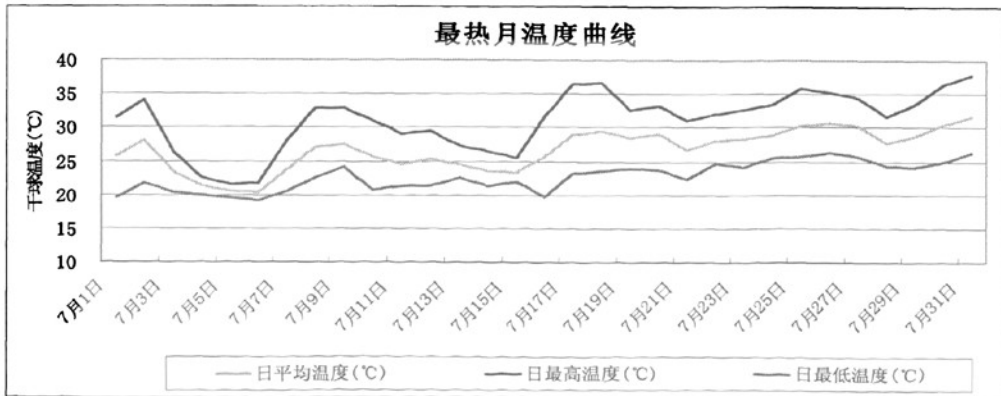


图 2.3 西安市最热月室外温度曲线

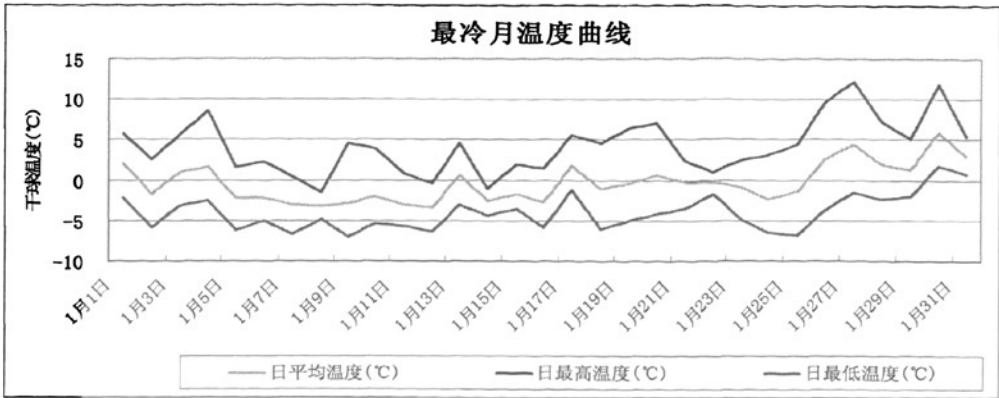


图 2.4 西安市最冷月室外温度曲线

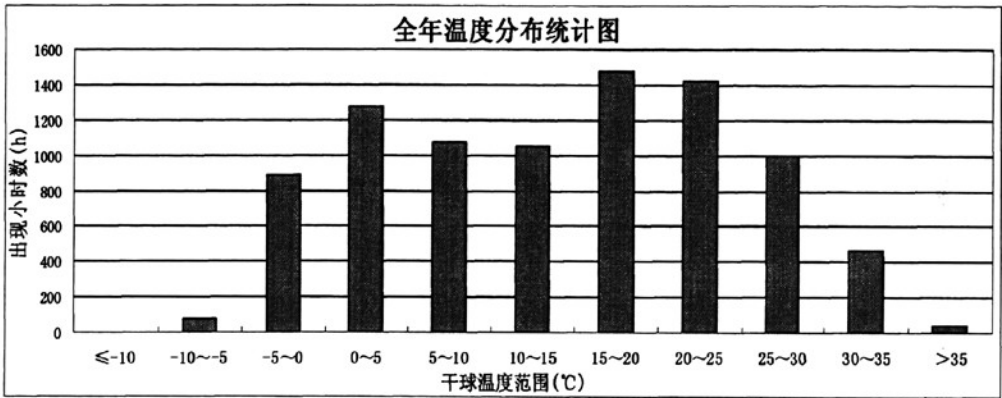


图 2.5 西安市全年温度分布统计图

2.3 西安市夏季空调季自然通风潜力分析

西安市夏季炎热多雨，空气相对湿度 70%左右，日较差比较大，其中以 6 月为最。西安的年较差比较大，过渡季也比较长，在过渡季时候可以通过自然通风来缓解国家供电系统的压力。5 月和 9 月温度尤为温和，完全可以通过自然通风对建筑进行降温。进入 6 月，气温上升，可以通过自然通风降温使室内人体的舒适得到满足而形成间歇性的空调运行。7 月是全年最热月，平均气温高达 26.68℃，是完全需要借用空调降温使室内人体舒适得到满足。到达 8 月，气温下降，可以利用自然通风形成间歇性空调供冷。西安全年风速较大，全年平均风速为 1.8~2.2m/s，夏季平均风速为 1.8m/s,为有效利用自然通风为建筑室内降温提供了有利的条件。

杨柳教授对西安市地区的气候做了详细的分析：西安市在夏季的 6、7、8 月的热、湿问题比较突出，其中利用自然通风可以解决夏季 2/3 时间的过热问题，一年中大约有

15%的时间可以通过自然通风获得室内热舒适，有 5%的时间需要空调降温。同时还提出，夏季通过自然通风以及必要的遮阳措施可以达到降温的目的，可以减少空调的使用时间甚至不用空调^[40]。

2.4 小结

通过对西安市的地区气候的全面分析，并结合建筑科技大学杨柳教授对西安市气候的研究，得出结论：西安市在夏季是具有自然通风潜力的。

第三章 西安市地区自然通风的热舒适评价

3.1 自然通风建筑室内热舒适标准

本章以国际上公认的适应性模型（Adaptive model of thermal comfort）为基础，针对西安市的气候对室内热舒适温度的影响，找到西安市在夏季的6月和8月人体所能耐受的温度的最大值。

3.1.1 舒适度的简介

全球热舒适数据库（ASHRAE）标准 55—人类居所的热环境条件的目的是“详细说明了室内空间环境与个人因素的组合使在这个空间内 80%或更多人员接受热环境条件”^[41]。ASHRAE 标准 55 基于人体热平衡模型和 ASHRAE 七点标度为出发点，假设出四个环境因素（温度、热辐射、湿度、气流速度）和两个个人因素（衣着和活动）完全影响着热感觉，即丹麦教授 Fanger 著名的 PMV 热舒适理论^[42]。Fanger 教授进行了大量的人体生理试验，结合人体热平衡方程中的热舒适方程，用一个指标函数将反映人体客观生理现象的人体热负荷与人的主观感觉联系起来，较为合理地反映了人的主观感觉和客观物理状态之间的关系，同时还通过经验公式得到了热舒适评价指标中的人体预测平均投票数（PMV）和预测不满意百分数（PPD,成为在稳态空调环境下评价人体热感觉的公认的国际通用指标和热舒适标准 ASHRAE55 和 ISO7730 的基础^[42]。

3.1.2 舒适度的发展

人们在调查和研究中发展，传统的 PMV 的热舒适理论对于空调(HVAC)建筑的预测曲线和基于调节模型的曲线吻合的很好，但在对自然通风(NV)建筑中的预测和现场有较大差异^[42]。于是，现在在热舒适研究领域提出了 PMV 修正模型和适应模型，可以对自然通风环境和空调稳态环境参数进行更加细致的分析。我们在这里分析的是适应性模型。热舒适性的发展适应性模型认为，人不仅是环境的被动接受者，更是环境的积极适应者，人可以感受环境、改变行为以适应环境并进行自我调节对环境的期望。人们的适应性使人们在实际建筑中可以忍受更高的温度，从而使自然通风建筑的热舒适区域要宽于空调建筑^[42]。

热舒适理论的研究人员通过多年、多地区和多气候类型的调查数据，分析出了室内热中性温度和室外气候的联系，应用与自然通风建筑热舒适评价并作为适应模型的适应标准（Adaptive standard）。在建筑类型的划分主要有两种观点：Dedear 的自然通风建筑和 Humpherys 的自由运行模型^[42]。本论文主要阐述 Dedear 的自然通风建筑。

澳大利亚学者 Dedear 分析了 ASHRAE 全球热舒适数据库（ASHRAERP-884）建立了“气候适应性模型”，并以此作为 ASHRAE55-92 标准的补充。此适应模型提出了将室内人体的最优舒适温度（在自然通风建筑中等于中性温度）和室外月平均温度（月平均最高温度和最低温度的代数平均值）联系起来，并得出了一个线性回归公式^[42]，如下：

$$t_{comf} = 0.31t_{a,out} + 17.8 \quad (3.1)$$

式中： t_{comf} ----室内人体最佳舒适温度，℃；

$t_{a,out}$ ----- 室外月平均温度，℃。

同时认为，在建筑的设计初始阶段，对比建筑热环境模拟计算出的室内自然室温和上式计算数据，可以确定利用自然通风是否能达到室内热环境的舒适状态和是否使用空调系统。同时对每个自然通风建筑的热感觉回归模型应用 ± 0.5 和 ± 0.85 的标准，作为一个产生 90%到 80%可接受性的舒适区域的室内操作温度的功能^[42]，见图 3.1。

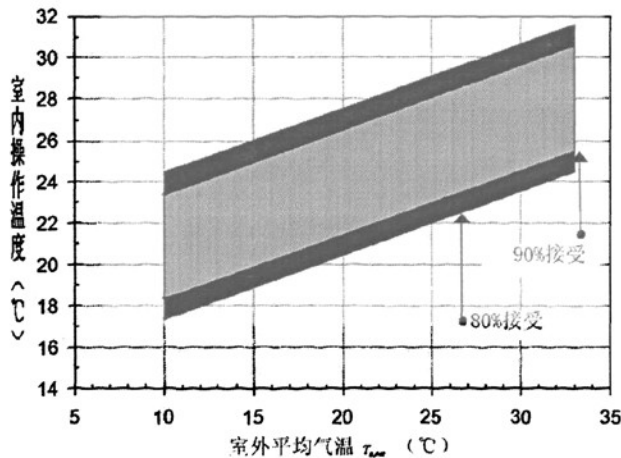


图 3.1 舒适温度的 80%和 90%的可接受区域

在数值计算上，平均那些横跨整个自然通风建筑的舒适区域的宽度，产生了一个相对于 90%可接受性的 5℃和相对于 80%可接受性的 7℃的平均舒适区域带，并都集中在最优的舒适温度区。

3.1.3 热舒适在我国的研究

我国已开展的人体舒适度的预报和研究工作也非常的广泛。清华大学夏一哉博士现场测试调查了北京 88 户自然通风居住的住宅得到：普通住宅的热环境基本处于 ASHRAE 舒适区之外，80%的住户可接受的热环境对应的 ET*（新有效舒适温度）上限为 30℃。清华大学贾庆贤等人选择各种不同吹风方式进行了调查评价，讨论了自然风和机械风在湍流、速度分布、频谱参数上的不相似并分析了其原因^[43]。李晓锋等对某会议室的自然通风用示踪气体浓度衰减法做了实测研究并分析了换气次数的影响因素和其方法放入正确性^[44]。西安建筑科技大学杨柳教授与日本国东北大学对我国 5 个代表城市的住宅建筑，分别进行了冬季和夏季的室内外气候状况、人体的主观热反应的现场测试和问卷调查，参照 Auliciens 建筑的中性温度的一元线性回归方程得到了我国不同地区的热舒适模型^[45]。

3.2 西安市自然通风热舒适中性温度及热舒适区

3.2.1 自然通风的中性温度

通过 Dedear 的自然通风建筑的热舒适回归公式(3-1)中的室外月平均温度和中性温度，并结合图 2.2 中 DeST 建筑能耗分析软件给出的西安市累年月平均气象数据，得出西安市夏季每个月在自然通风条件下的中性温度和人体所能耐受温度的最大值，其具体结果见下表 3-1。

表 3-1 西安市自然通风建筑的中性温度和人体耐受温度的最大值

月份	月平均温度 (℃)	中性温度 (℃)	人体耐受温度的最大值 (℃)
5	20.87	24.27	27.77
6	24.73	25.4	28.9
7	26.68	26.36	29.8
8	26.61	26.04	29.55
9	20.31	24.10	27.60

为了更加形象的看出每一个月的月中性温度和月平均温度的关系，同时给出了西安市自然通风及中性温度分布的曲线图，见图 3.2。

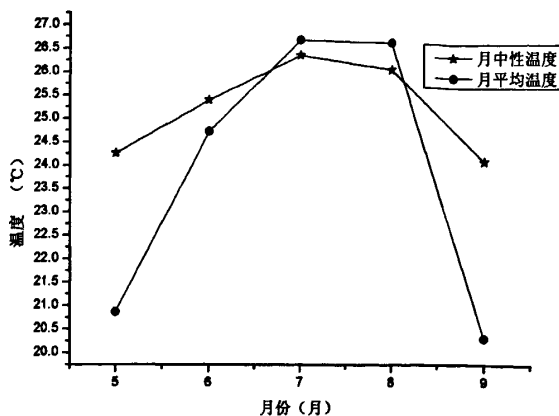


图 3.2 西安自然通风月平均温度和中性温度的分布图

3.2.2 基于适应性模型的西安市自然通风热舒适区

ASHRAE 通过室内中性温度与室外月平均温度的关系式提出了适应性准则用于修订 ASHRAE55-92 标准^[46]。ASHRAE55-92 修订可接受的热舒适区定义为：基于适应性模型，预测最优中性温度和 80%和 90%的人可接受的温度范围。其方法是应用适应性模型，把建筑热感觉回归模型作为室内中性温度的函数，以 $PMV=\pm 0.5$ 和 ± 0.85 为标准，制定出令 90%和 80%的人可接受的舒适区^[47]。其中通过验证自然通风建筑室外气候对热感觉回归模型影响后确定，以中性温度为中心，90%的人可接受的舒适区宽度为 5℃，80%的人可接受的舒适区宽度为 7℃^[47]。基于上述得到西安市的适应性模型的自然通风的热舒适图，具体见图 3.3。

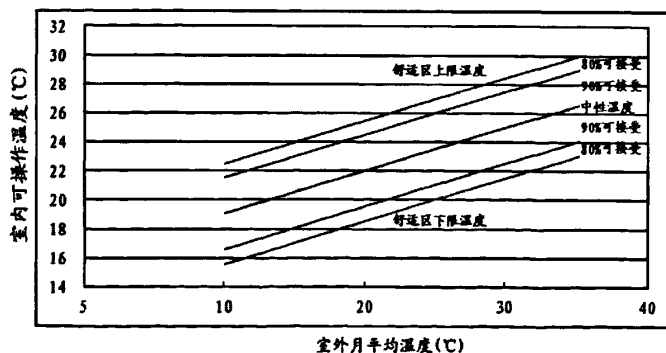


图 3.3 适应性模型下的热舒适区域

借助图 3.3 我们可以理解在 80%人体舒适区域耐受温度的上限温度，其所能耐

受温度的最大值详见表 3-1。

3.3 小结

本章对国际上通用自然通风热舒适模型做了简单的介绍，并根据 Dedear 自然通风建筑的热舒适回归公式的中性温度和室外月平均的线性关系式建立了西安市地区的自然通风的热舒适区域，并得到了西安市在夏季每个月的人体所能耐受温度的最大值。

第四章 物理模型和物理问题的建立

4.1 物理模型的建立和简化

该办公建筑位于西安地区，是一个典型综合办公建筑，主要功能是实验、办公用房，其具体参数详见 6.4。

4.1.1 几何模型的建立

几何模型是基于该大楼某一层相对的两个房间建立的，以南面迎风面房间的室内热环境中人体活动区域的平均温度为研究对象。此房间的几何尺寸为 $8.1\text{m} \times 7.5\text{m} \times 3.9\text{m}$ ，走廊为 $3\text{m} \times 7.5\text{m} \times 3.9\text{m}$ ，依据其对称性，将三维简化为二维，选择三维模型的对称端面，尺寸为 $8.1\text{m} \times 3.9\text{m}$ ，走廊为 $3\text{m} \times 3.9\text{m}$ ，即从图 4.1 到图 4.2。

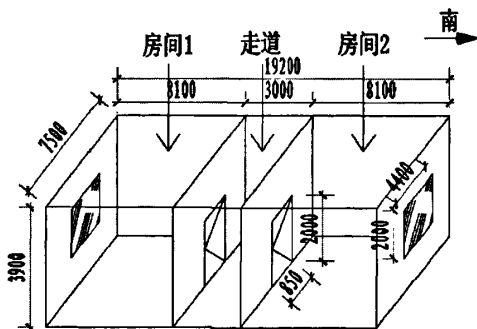


图 4.1 标准房间的立体图

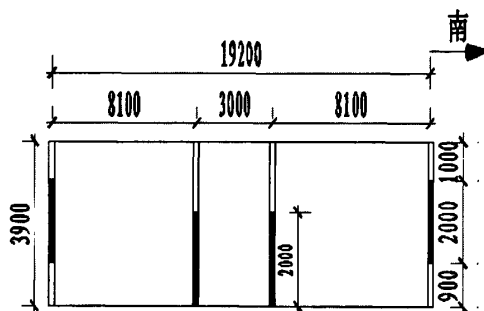


图 4.2 标准房间的竖向剖面图

4.1.2 办公建筑的物性参数

此办公建筑的外墙材料如下：25mm 干挂花岗岩幕墙+50mm 无机保温材料(XR)保温层+15mm 水泥砂浆+240mm 多孔粘土空心砌砖+20mm 水泥砂浆+10mm 粉刷石膏，且根据《民用建筑热工 GB50176-93 设计规范》得到其物性参数，具体见表 4-1。

表 4-1 外墙的物性参数表

编号	构造材料	干密度 kg/m^3	导热系数 $\text{W/m}\cdot\text{k}$	比热容 $\text{kJ/kg}\cdot\text{k}$
1	25mm 干挂花岗岩幕墙	2800	3.95	0.92
2	50mm 无机保温材料(XR)保温层	184	0.052	1.38
3	35mm 水泥砂浆	1600	0.81	1.05

4	240mm 多孔粘土空心砌砖	1400	0.58	1.05
5	10mm 粉刷石膏	1100	0.41	0.84
	外墙材料	平均干密度 kg/m	平均导热系数 W/m·k	平均比热容 kJ/kg·k
6	外墙性能参数加权平均值	1359	0.77	1.08

4.1.3 室内得热量的计算

一个房间在夏季的得热量主要是由通过围护结构传入室内的热量、透过外窗进入室内的太阳的辐射热量、人体和灯光的散热量等组成。在通过外窗传热的空调冷负荷计算中包括了外窗的辐射冷负荷和外窗的温差传热冷负荷：其中，在自然通风中窗户都为开启状态，故忽略了外窗的温差传热冷负荷。对于逐时改变的负荷按最大负荷考虑。

(1) 外墙得热冷负荷：鉴于本论文研究的办公建筑外墙的墙体很厚为 360mm，故其热惰性很大，于是就忽略了太阳辐射透过外墙的冷负荷，并对墙体按照稳态传热进行计算，即认为所研究对象的内部各点的温度、密度、速度可以看做是空间坐标的连续函数，并且各点温度不随着时间的变化而改变其热传递的过程。

(2) 外窗太阳辐射冷负荷：由于此办公建筑具有内遮阳设施，故透过玻璃窗进入室内的日射得热计算公式如下：

$$Q_{C(x)} = A_w C_a C_s D_{j,max} C_{LQ} \quad (4.1)$$

式中： $Q_{C(x)}$ ---透过窗户进入室内的日射得热的逐时冷负荷；

A_w ---窗口的面积， m^2 ；

C_a ---有效面积系数；

C_s ---窗玻璃的遮阳系数；

$D_{j,max}$ ---日射得热因数的最大值， W/m^2 ；

C_{LQ} -----冷负荷系数。

根据《暖通空调》^[48]查得： C_a 取 0.78， C_s 取 0.55，由于西安地处北纬 34°，北向日射得热因数最大值 $D_{j,max}$ 取 $122W/m^2$ ，其具体计算见表 4-2。

表 4-2 北窗透入日射得热引起的冷负荷

时间	7: 00	8: 00	9: 00	10: 00	11: 00	12: 00	13: 00	14: 00	15: 00	16: 00	17: 00	18: 00	19: 00
C_{LQ}	0.54	0.54	0.65	0.75	0.81	0.83	0.83	0.79	0.71	0.60	0.61	0.68	0.17
$D_{j,max}$	122												
Ca	0.78												
A_w	$7.8 \times 0.70 = 5.46$												
Cs	0.55												
$Q_{C(x)}$	154. 31	154. 31	185. 75	214. 32	231. 47	237. 19	237. 19	225. 75	200. 04	171. 50	174. 32	194. 32	48.5 8

故得到透过北面窗户进入室内的日射得热的逐时冷负荷 $Q_{C(t)} = 237.19W$ 。

根据《暖通空调》查得： C_a 取 0.78， C_s 取 0.55，由于西安地处北纬 34° ，南向日射得热因数最大值 $D_{j,max}$ 取 $251W/m^2$ ，其具体计算见表 4-3：

表 4-3 南窗透入日射得热引起的冷负荷

时间	7: 00	8: 00	9: 00	10: 00	11: 00	12: 00	13: 00	14: 00	15: 00	16: 00	17: 00	18: 00	19: 00
C_{LQ}	0.18	0.26	0.40	0.58	0.72	0.84	0.80	0.62	0.45	0.32	0.24	0.16	0.10
$D_{j,max}$	251												
C_a	0.78												
A_w	$7.8 \times 0.70 = 5.46$												
Cs	0.55												
$Q_{C(x)}$	105. 83	152. 86	235. 17	341. 00	423. 31	482. 86	470. 34	364. 52	264. 57	188. 14	141. 1	94.0 7	58.7 9

故找到透过南面窗户进入室内的日射得热的逐时冷负荷 $Q_{C(t)} = 482.86W$ 。

(3) 在自然通风降温条件下，房间内的得热负荷依据 DeST 建筑能耗分析软件给出的此办公室的指标确定，其中：灯光产热量为 $10W$ ；办公室的最大人员密度 0.1 人/ m^2 ；办公室的面积为 $60.75m^2$ ，其人均散热量为 $64W$ 。

(4)在对自然通风房间的温度场、速度场的模拟中围护结构和人之间存在辐射换热,本论文在计算时忽略了室内冷热壁之间的辐射换热,因为人体、灯光、外墙的内表面占总体房间内表面总面积较小,且相互之间温差不大。

4.2 计算区域的确定及网格的划分

数值模拟过程中,模型计算区域的大小会影响到模拟结果的准确性和计算时间的多少。如果计算区域过大,那么相应的对计算机的要求高,计算时间也长。如果计算区域偏小,由于计算区域边界的影响,模拟流场就会失真。多年来很多学者通过大量的试算,确定计算区域的长度和高度分别为建筑物长度和高度的 10 倍左右时,可以形成无限远边界^[49]。故根据此办公建筑实体尺寸,本论文计算区域尺寸取 280m×90m,形成无限远边界。

网格划分是 Fluent 软件计算求解的基础,网格质量的好坏决定了计算结果的准确性。本文采用非均匀网格,在房间内的网格划分较密(0.2m 矩形网格),房间周围的计算区域随着相对于房间的距离的增大逐渐变稀(中区为 1m、大区为 3m 三角网格),这种网格划分方法可以减少节点,节省计算时间。

4.3 边界条件的设定

4.3.1 得热边界的设定

在本论文中主要设定的得热边界为:人体散热、灯光散热处理和透过外窗进入室内的太阳辐射得热。

(1)人体散热处理:模拟时考虑到人体静坐时的状态,将几何模型进一步的简化,根据文献^[50]定人员坐姿的具体尺寸:如坐高 1.3m、胸宽 0.2m、胸厚 0.2m。将房间中全部静坐的人都简化为 1.3m×7.5m×0.3m(坐高×房间宽×胸厚)的两个体,在二维模型中为 0.3m×1.3m(胸厚×坐高)为两个面,设定此体与墙,体与体之间的间距都是 0.25m,同时把全部的人体的散热量都平均地分布在这两个人体模型的外表面积上。DeST 能耗分析软件给出了其建筑房间的设计参数和办公室的得热指标,其中:办公室的最大人员密度 0.1 人/m²;办公室的面积为 60.75m²,人均散热量为 64W,对此人体模型采用的是定热流密度边界条件,其热流密度为 $3 \times 64 / (0.3 \times 7.5 + 2 \times 1.3 \times 7.5) = 8.83 \text{ W/m}^2$ 。

(2)灯光的散热处理:依据 DeST 能耗分析软件给出的指标:灯光产热量为 10W,设定在几何模型的灯槽为定热流密度边界条件,其热流密度为 10W/m²。

(3)太阳辐射得热: 透过窗户的太阳辐射会使地板吸热升温, 其具体负荷计算见 4.1.3 节。其中: 南外窗的日射得热为 482.86W, 北外窗的日射得热为 237.19W, 都统一把热量平铺在靠近窗户的 2.5m 处范围的地面上, 地面设定为定热流边界, 故南面靠近窗户的 2.5m 处范围的地面的热流密度为 $482.86/(2.5 \times 7.5) = 25.75 \text{ W/m}^2$, 北面靠窗户的 2.5m 处范围的地面的热流密度为 $237.19/(2.5 \times 7.5) = 12.65 \text{ W/m}^2$ 。

4.3.2 其他边界的设定

(1) 计算区域边界条件: 南面计算区域的边界为速度进口边界条件; 北面计算区域的边界为压力出口边界条件; 计算区域顶部的边界为对称边界条件。

(2) 窗户和门为跳跃边界条件, 当为双侧自然通风时候, 门是敞开为跳跃边界; 当为单侧自然通风时候, 门是关闭为固体壁。

(3) 外墙为耦合边界; 其他墙体都设定为绝热面。

4.4 不同自然通风工况

一般办公建筑的中间为内走廊, 两侧为房间, 在自然通风时可以形成双侧自然通风和单侧自然通风, 同时在夏季可能会有不同的风向和风速。本论文主要是对夏季双侧、单侧自然通风的不利通风(微风 0.03m/s) 情况下室内人体活动区域的温度进行研究。即如果在不利的自然通风情况下室内人体活动区域的舒适得到满足, 那么, 其他有利的自然通风条件下室内人体的舒适更可以得到满足, 本论文只对来风的入射角为零的情况下进行分析。

(1) 双侧通风: 在夏季有一些人往往会把窗户和门都打开以得到良好的通风效果使其室内环境得到舒适, 即在建筑的自然通风中形成穿越式通风, 为本论文所称的双侧自然通风。

(2) 单侧通风: 在夏季一些人出于对安全、自我空间和噪音的考虑, 往往都习惯于关着门, 开窗在室内活动, 即本论文所称的单侧自然通风情况。单侧自然通风实现的途径是, 在一边只有一个开口即开窗, 进风和排风只可能在这一个开口进行。

4.5 小结

本章主要介绍了自然通风条件下在对办公建筑进行物理模型和物理问题的建立, 并对此办公建筑的物性参数进行了一定的介绍。

第五章 数值计算方法及计算结果分析

5.1 CFD 软件简介

计算流体力学(CFD: Computational Fluid Dynamics)技术, 是通过计算机数值计算和图像显示, 对包含由流体的流动和热传导等相关物理现象组成的系统所做的分析, 是目前国际上流体流场研究的一个重要工具。简单地说, CFD 就是利用计算机, 将求解流体流动的各种守恒控制偏微分方程组离散化求解, 并将其结果可视化的技术, 具有成本低、速度快、资料完备且可模拟各种不同的工况等独特的优点^[50]。

计算流体力学是在研究流动基本方程控制下流体的流动的数值模拟。CFD 可以看作是在流动的基本方程(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在极其复杂的流场中各个位置上的基本物理量(时间、速度、压力、浓度等)的分布, 还可以据此算出相关的其它物理量。此外还可以与 CAD 联合, 进行结构优化设计等^[50]。CFD 方法已经和传统的理论分析法, 试验测量法共同组成了研究流体流动问题的完整体系。

5.2 湍流模型的选择

湍流是一种高度复杂的三维非稳态、带旋转的不规则流动。在湍流中流体的各种物理参数, 如速度、压力、温度等都随时间与空间发生随机的变化。从物理结构上说, 可以把湍流看成是由各种不同尺度的涡旋叠合而成的流动, 这些涡旋的大小及旋转轴的方向分布是随机的^[50]。涡旋主要由流动的边界条件决定, 其尺寸可以与流场的大小相比拟, 主要受惯性力影响, 是引起流动参数低频脉动的原因。小尺度的涡旋主要是由粘性力所决定, 其尺寸可能只有流场尺寸的千分之一量级, 是引起高频脉动的原因。在充分发展的湍流区域中, 流体涡旋的尺寸可以在相当宽的范围内连续变化。由于边界的作用和扰动的影响, 不断产生较大的尺度的涡旋^[51]。另外, 由于流体的惯性和粘性的作用, 大尺度的涡旋不断破裂形成小尺度的涡旋。大尺度的涡旋不断地从主流获得能量, 通过涡间的相互作用, 能量逐渐向小尺度的涡旋传递。在流体粘性的作用下, 小尺度的涡旋不断消失, 其旋转的机械能(或称耗散)转化为流体的热能。流体内不同尺度涡旋的随机运动就构成了湍流流动中各个物理量的随机脉动^[51]。

5.2.1 湍流数值模拟方法介绍和选择

目前,已经采用的数值计算方法可以大致分为可以分为直接数值模拟方法和非直接数值模拟方法。直接数值模拟方法是以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,而是设法对湍流做某种程度的近视和简化处理,依赖所采用的近视和简化方法不同,非直接数值模拟方法可分为:大涡模拟、统计平均法和 Reynolds 平均法,具体如下^[52] :

1. 直接数值模拟(Direct Numerical Simulation, DNS)是模拟湍流流动理论上最准确的方法。DNS 方法是在 Kolmogorov 尺度的网格中求解瞬态三维 Navier-Stokes 方程,采用很小的时间和空间布长,而不使用任何湍流模型。但是 DNS 方法对计算机的内存空间和计算速度要求很非常之高,只有少数超级计算机可以达到要求,目前该方法尚不能解决任何实际工程问题^[52]。

2. 统计平均法:统计平均法是基于湍流相关函数的统计理论,主要用相关函数及谱分析的方法来研究湍流结构,统计理论主要涉及小尺度涡的运动。这种方法在工程上很少应用,本论文不予采用。

3. 大涡模拟(large eddy simulation LES):此方法是在大涡尺度的网格系内求解 N-S 方程,对小尺度湍流仍需模拟(亚网格模拟)。按照湍流的涡旋学说,湍流的脉动与混合主要是由大尺度的涡旋造成的。大尺度的涡旋从主流中获得能量,它们是高度地非各向同性的,且随流动状况而异。大尺度的涡旋通过相互作用把能量传递给小尺度的涡旋。小尺度涡旋的主要作用是耗散能量,它们几乎是各向同性的,而且不同流动中的小尺度涡旋有许多共性。基于上述认识,LES 方法旨在用非稳态的 N-S 方程来直接模拟大尺度涡旋,但不直接计算小尺度涡旋,小涡旋对大涡旋的影响通过近似的模型来考虑^[52]。目前大涡模拟仍需比较大的计算机容量和 CPU 时间,因而距工程预测应用尚有一定距离。本论文不予采用。

4. 湍流的 Reynolds(雷诺)时均方程法(Reynolds Association Numerical Simulation,RANS),目前大量的工程湍流计算都依赖于基于求解雷诺时均方程及关联量输运方程的湍流模拟方法。RANS 的基本思想是用低阶关联量和平均流性质来模拟未知的高阶关联项,从而封闭时均方程组或关联项方程组。这主要是因为湍流情况下,速度的瞬时值是很难求出的,解决的途径是用雷诺平均的方法推导出速度平均值的方程。湍流脉动对平均流动的输运作用相当于流体粘性的增加。湍流粘性系数可以用多种方法求出,不同的方法构成了不同的湍流输运系数模型。根据对 Reynolds 应力做出的假定或处理方式不一样,分为了两大类:Reynolds 应力模型和涡粘模型。分别予以介绍:

在 Reynolds 应力模型中，直接构建表示 Reynolds 应力的方程，然后联立求解动量方程、连续性方程以及新建立的 Reynolds 应力方程。通常情况下，Reynolds 应力方程是微分形式的，称为 Reynolds 应力方程模型(RSM)；若将 Reynolds 应力方程的微分形式简化为代数方程的形式，则称这种模型为代数应力方程模型(ASM)。但是三维问题中 RSM 的计算量很大，对于一般的回流流动计算结果不一定令人满意，ASM 目前应用范围有限，计算量偏大^[52]。

5.2.2 涡粘模型的基本原理及湍流模型的选择

与 Reynolds 应力模型对应的是涡粘模型，涡粘模型方法中，采用的思路是不直接处理 Reynolds 应力项，而是引入湍动粘度(turbulent viscosity)或涡粘系数(Eddy Viscosity)，然后把湍流应力表示成湍流粘度的函数，所以整个计算的关键在于确定湍动粘度。

湍动粘度的提出来源于 Boussinesq 提出的涡粘假设，该假设建立了 Reynolds 应力相对于平均梯度的关系，表示如下：

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial y_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (5.1)$$

式中： μ_t 是湍动粘度， u_i 是时均速度， δ_{ij} 是常数(当 $i=j$ 时， $\delta_{ij}=1$ ；当 $i \neq j$ 时， $\delta_{ij}=0$)， k 为湍动能(turbulent kinetic energy)，其定义为：

$$k = \frac{\overline{u_i u_i}}{2} = \frac{1}{2} (\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2}) \quad (5.2)$$

湍动粘度 μ_t 是空间坐标的函数，取决于流动状态，而不是物性参数。由此可见，引入 Boussinesq 假定以后，计算湍流流动的关键就在于如何确定 μ_t 。依据确定 μ_t 的微分方程数目的多少，粘涡模型分为：零方程模型，一方程模型，两方程模型。目前两方程模型在工程实际中使用最为广泛，最基本的两方程模型是标准两方程模型。后来，以 $k-\varepsilon$ 两方程模型为基架，提出了多种改进方案，主要有非线性 $k-\varepsilon$ 模型、多尺度 $k-\varepsilon$ 模型、RNG $k-\varepsilon$ 模型、可实现 $k-\varepsilon$ 模型。每一种方案都在一定范围内改进了原模型^[53]。

零方程模型和一方程模型在复杂的流动中难以应用，且零方程不可以应用于分流和回流的流动和一方程不可以解决长度比尺，其应用范围有限，本论文不予采用。

最简单的两方程模型是标准两方程模型，要解两个变量：速度和长度尺度。它有经

济、合理的精度，是目前工程流场和热交换模拟计算中的最广泛应用的湍流模型，对其加以改造修正后出现了 RNG 两方程模型和可实现两方程模型，每个两方程模型各有其特点及应用范围，使用时可根据具体问题特点加以选用^[54]。

根据本课题研究情况，参阅文献^[56]对这三种两方程模型选择：

(1) 标准两方程模型：适用于高雷诺数模型，计算量比较小，只适合完全湍流的流动过程的模拟，容易引起假扩散。

(2) 重整化群两方程模型(RNG 模型)：适用于高雷诺数模型，计算量适中，高应变率的情况下会限制湍流粘性，有可能引起假扩散，网格划分好的话有助于近壁模拟。

(3) 可实现两方程模型(realizable)：适用于高雷诺数模型，计算量比较大，既符合流体的物理性质又符合数学上的逻辑约束，适用流动类型比较多。

综上所述可以知道没有一个湍流模型对于所有的问题是通用的。根据本课题研究问题的特点选择重整化群二方程模型作为湍流流动的计算模型。为了更加清楚的介绍湍流数值模拟方法的分类，可以借助图形的方式来表达，见图 5.1。

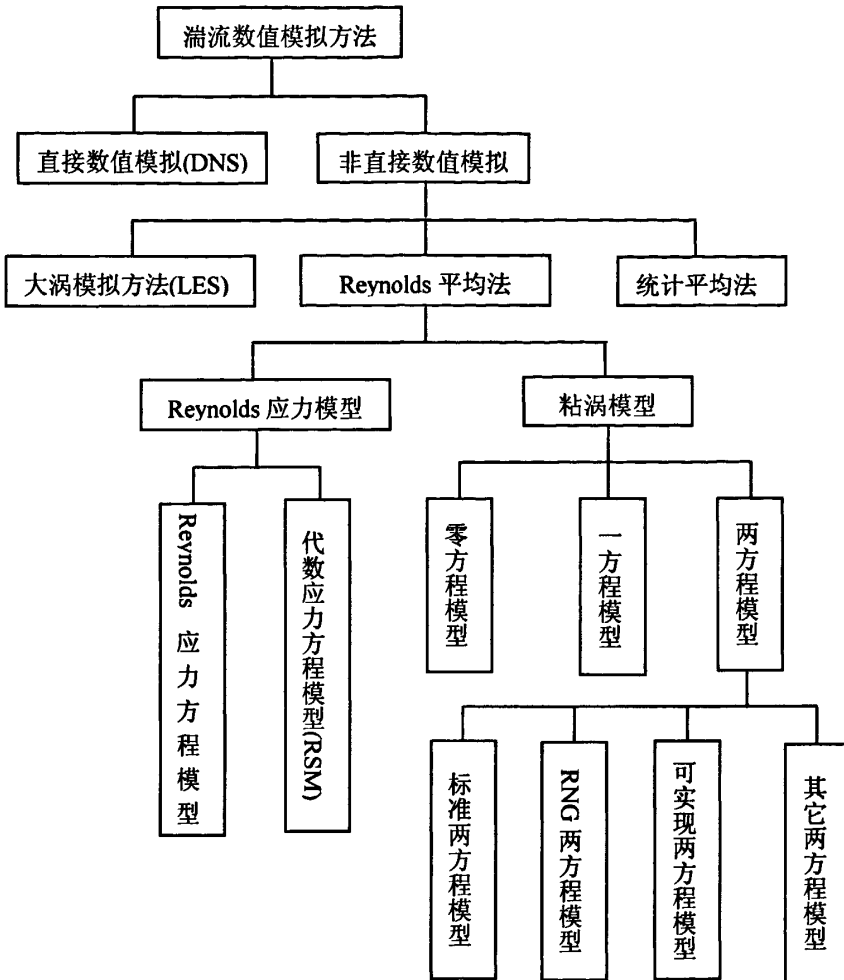


图 5.1 湍流数值模拟方法及相应的湍流模型

5.2.3 $k-\epsilon$ 两方程模型

$k-\epsilon$ 两方程模型的湍流控制方程是从流体力学的基本方程出发导出, 引入时均值及脉动值的概念, 经过若干假设及简化得出^[65]。由于本论文所研究流体为二维空间内无相变、不可压、稳态的自然对流问题, 因此在 k 方程和 ϵ 方程要引入浮升力的影响。湍流控制方程为 (为了简便, 所有的时均值都略去时均标志, 如 \bar{u} 写成 u) :

1. 连续性方程:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (5.3)$$

2. 动量方程:

$$\frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\eta_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho \beta (T - T_0) g_i \quad (5.4)$$

式中:

ρ ——空气密度

x_i ——方向 ($i=1,2$);

u_i ——在 x_i 方向的速度分量;

u_j ——在 x_j 方向的速度分量;

p ——压力;

η_{eff} ——有效粘性系数 $\eta_{eff} = \eta_t + \eta$;

η_t ——湍流粘性系数;

η ——层流粘性系数;

β ——热膨胀系数;

T_0 ——参考温度;

T ——温度;

g_i —— I 向的重力加速度;

ν ——流体的分子粘性。

3. 能量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho u_j T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\eta}{Pr} + \frac{\eta_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + S \quad (5.5)$$

4. 湍流动能 k 方程

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_{k0}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (5.6)$$

5. 耗散率 ϵ 方程:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_{\epsilon 0}} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} G_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon) \quad (5.7)$$

6. 湍流粘性系数的计算公式

$$\eta_i = \frac{c_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (5.8)$$

连续性方程、动量方程、能量方程、 k 方程、 ε 方程与方程(5.8)，一起构成了室内空气流动与换热的基本控制方程。今年发表的文献中，对这几个经验常数的取值已较为一致，其值分别为 $C_{\varepsilon 1} = 1.44$ ， $C_{\varepsilon 2} = 1.92$ ， $C_\mu = 0.09$ ，湍动能 k 与耗散率 ε 的湍流普朗特数分别为 $\sigma_{k_0} = 1.0$ ， $\sigma_{\varepsilon_0} = 1.3$ 。上述所述 $k-\varepsilon$ 模型为高 Re 数模型，是 $k-\varepsilon$ 两方程模型的最原始模型，称为标准 $k-\varepsilon$ 模型。

5.2.4 RNG 两方程模型

RNG $k-\varepsilon$ 模型是由 Yakhot 及 Orzag^[55] 提出的，该模型中的 RNG 是英文“renormalization group”的缩写，有些中文文献中将其译为重整化群。在 RNG $k-\varepsilon$ 模型中，通过在大尺度运动和修正后的粘度项体现小尺度的影响，而使这些小尺度有系统地控制方程中去除。所得到的 k 方程和 ε 方程，与标准 $k-\varepsilon$ 模型非常相似^[56]。

$$\frac{\partial (\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} [\alpha_k u_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j}] + G_k + \rho \varepsilon \quad (5.9)$$

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} [\alpha_\varepsilon u_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}] + \frac{C_{1\varepsilon}^*}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5.10)$$

其中， $u_{eff} = u + u_t$

$$u_t = \rho C_u \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$C_u = 0.0845, \quad \alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.39$$

$$C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3},$$

$$G_k = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}, \quad C_{1\varepsilon} = 1.42, \quad C_{2\varepsilon} = 1.68$$

$$\eta = (2E_{ij} \cdot E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\varepsilon}$$

$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

$$\eta_0 = 4.377, \quad \beta = 0.012。$$

与标准 $k-\varepsilon$ 模型相比发现, RNG $k-\varepsilon$ 模型的主要变化是:

(1) 通过修正湍流粘度 μ_t , 考虑了平均流体中的旋转及湍流流动情况;

(2) 在 ε 方程中增加了一项, 从而反映了主流的时均应变率 E_{ij} , 这样, 在 RNG $k-\varepsilon$ 模型中产生项不仅和流动情况有关, 而且在同一问题上也是空间坐标的函数。

从而, RNG $k-\varepsilon$ 模型可以更好地处理高应变率及流线弯曲程度较大的流动。

5.3 壁面函数的选择

5.2 节介绍的湍流模型都是针对充分发展的湍流, 即为高雷诺数模型。但是对于近壁区的流动, Re 较低时, 湍流发展不充分, 湍流的脉动影响不如分子粘性的影响大, 在这个区域内如果要使用前面介绍的 $k-\varepsilon$ 模型进行计算就必须采用特殊的处理方式, 即壁面函数法。壁面函数法与湍流模型配合使用, 成功地解决了近壁区及低 Re 情况下流动的计算问题。

5.3.1 近壁区流动的特点

壁面对湍流有明显影响。在很靠近壁面的地方, 粘性阻尼减少了切向速度脉动, 壁面也阻止了法向的速度脉动。离开壁面稍微远点的地方, 由于平均速度梯度的增加, 湍动能产生迅速变大, 因而湍流增强。因此近壁的处理明显影响数值模拟的结果, 因为壁面是涡量和湍流的主要来源。实验研究表明, 近壁区域可以分为三层, 最近壁面的地方被称为粘性底层, 流动是层流状态, 分子粘性对于动量、热量和质量输运起到决定作用; 外区域成为完全湍流层, 湍流起决定作用, 其边界取决于雷诺数; 在完全湍流与层流底层之间的区域为混合区域或对数区域 (Blending region), 该区域内分子粘性与湍流都起着相当的作用^[57]。

为了用公式描述近壁区里粘性底层和对数律层的流动, 同时为壁面函数做准备, 现引入两个无量纲的参数 u^+ 和 y^+ , 分别表示近壁区无因此速度和距离:

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} \quad (5.11)$$

$$y^+ = \frac{\Delta y \rho u_\tau}{\mu} = \frac{\Delta y}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (5.12)$$

其中 u 是流体的时均速度, u_τ 是壁面摩擦速度, τ_w 是壁面切应力, Δy 到壁面的距离。以 y^+ 的对数为横坐标, u^+ 为纵坐标, 将壁面区内三个子层及其核心区内的流动可以表示在图 5.2。图中的小三角及空心圆代表在 2 种不同的 Re 实测得到的速度值 u^+ , 直线代表对速度进行拟合后的结果^[66]。

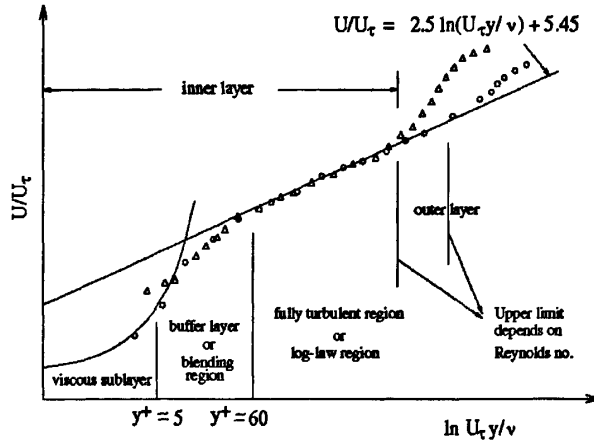


图 5.2 边界层结构

如图所示: 当 y^+ 小于 5 的时候, 所对应的区域是粘性底层, 这时候速度沿着壁面法向方向呈线性分布, 当 y^+ 大于 5 而小于 60 的时候处于过渡层, 当 y^+ 大于 60 小于 300 的时候处于对数律层, 这时速度沿着壁面法线方向呈对数律分布, 即见如下公式^[65]。

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln y^+ + B = \frac{1}{k} \ln(Ey^+) \quad (5.13)$$

5.3.2 近壁处理方法介绍及其选择

近壁处理方法有两类: 第一类是壁面函数法, 即不求解层流底层和混合区, 在它们内不布置任何节点, 把第一个与壁面相邻的节点布置在完全湍流层, 采用半经验公式(壁面函数)来模拟求解层流底层与完全湍流之间的区域; 第二类是改进湍流模型, 使其一直可以用到近壁区域的层流底层内, 采用这种方法时, 由于在层流底层内, 温度梯度与速度梯度都很大, 所以要布置相当多的节点, 使得其无论在计算时间还是所需内存方面都远远超过壁面函数法^[66]。

对于多数高雷诺数的工程实际流动问题, 由于可以减少计算量并具有一定的精度, 壁面函数得到了比较多的应用。本课题并不关心近壁区域内受粘性影响的流场情况, 所以采用壁面函数法^[66]。

壁面函数的基本思想是: 对于湍流核心区的流动使用两方程模型求解, 而在壁面区不进行求解, 直接使用半经验公式将壁面上的物理量与湍流核心区内的求解变量联系起

来。同时，在划分网格时，使用壁面函数法，不需要在壁面区加密，只需要把第一个内节点布置在对数率成立的区域内，即配置到湍流充分发展的区域。Fluent 提供的壁面函数包括：1，标准壁面函数；2，非平衡壁面函数^[56]。本论文选用了标准壁面函数。

标准壁面函数针对各输运方程，必须分别给出联系壁面值与内节点的公式。

(1) 运动方程中变量 u 的计算式

当与壁面相邻的控制体积节点满足 $y^+ > 11.63$ 时，流动处于对数率层，此时该节点的速度 u_p 可以借助公式 (5-13) 得到，其中 y^+ 按下式计算：

$$y^+ = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \quad (5.14)$$

而此时的壁面切应力 τ_w 满足如下关系：

$$\tau_w = \beta C_\mu^{1/4} k_p^{1/4} \frac{u_p}{u^+} \quad (5.15)$$

式中， u_p -----节点 P（见图 5.2 中的圆点）的时均速度；

k_p -----节点 P 的湍动能；

Δy_p -----节点 P 到壁面的距离；

μ -----流体的动力粘度。

当与壁面相邻的控制体积的节点满足 $y^+ < 11.63$ 时，控制体积内的流动处于粘性底层，其速度 u_p 由层流应变线性关系式决定^[56]。

(2) 能量方程中温度 T 的计算式^[56]

能量方程以温度 T 为求解未知量，为了建立计算网格节点上的温度与壁面上的物理量之间的关系，定义新的参数 T^+ 为：

$$T^+ \equiv \frac{(T_w - T_p) \rho c_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}''} \quad (5.16)$$

$$= \begin{cases} \text{Pr} y^* + \frac{1}{2} \rho \text{Pr} \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}''} U_p^2 & (y^* < y_T^*) \\ \text{Pr}_t \left[\frac{1}{k} \ln(Ey^*) + P \right] + & (5.17) \\ \frac{1}{2} \rho \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\dot{q}''} \left[\text{Pr}_t U_p^2 + (\text{Pr} - \text{Pr}_t) U_c^2 \right] & (y^* > y_T^*) \end{cases}$$

其中 P 的计算采用下列公式：

$$P = \frac{\pi/4}{\sin(\pi/4)} \left(\frac{A}{k}\right)^{1/2} \left(\frac{Pr}{Pr_t} - 1\right) \left(\frac{Pr_t}{Pr}\right)^{1/4} \quad (5.18)$$

这里 k_f 是流体导热系数； ρ 是流体密度； c_p 是流体定压比热； \dot{q}'' 是壁面热流； T_p 是邻近壁面控制体温度； T_w 是壁面温度； $Pr = \mu c_p / k_f$ 为分子普朗特数； Pr_t 是湍流普朗特数，壁面取 0.85； $A=26$ ，是 Van Dries 常数； $k=0.42$ ，是冯.卡门常数； $E=9.793$ 是壁面函数常数； U_c 是 $y^* = y_r^*$ 时的平均速度大小。

在 Fluent 中，当选择了流体介质后，就可以根据流体介质的物理性质，计算出分子普朗特数，导热子区厚度 y_r^* ，存储备用。在求解的时候，当 $y^* < y_r^*$ 时，采用线性法则来计算壁面温度 T_w 或热流率 \dot{q}'' ；当 $y^* > y_r^*$ 时，采用对数法则来计算壁面温度 T_w 或热流率 \dot{q}'' 。

(3) 湍流动能方程与耗散率方程中的 k 和 ε 的计算式

在采用两方程模型时，包括壁面近邻控制体的湍动能都要计算，其边界条件为湍动能在壁面法向方向上梯度为零。

湍动能产生项 G_k 及耗散率是湍动能输运方程的源项组成部分，根据局部平衡假设来计算。根据这一假设，与壁面毗邻的控制体中湍动能及其耗散率是相同的。则湍动能产生率为：

$$G_k \approx \tau_w \frac{\partial U}{\partial y} = \tau_w \frac{\tau_w}{k\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p} \quad (5.19)$$

耗散率不要求解输运方程，直接用如下公式计算：

$$\varepsilon_p = \frac{C_\mu^{3/4} k_p^{3/2}}{ky_p} \quad (5.20)$$

以上分析可以发现，针对个求解变量（包括时均流速、温度、 k 和 ε ）所给出的壁面边界条件均由壁面函数考虑到了。其中，以上所介绍的标准壁面函数是 FLUENT 程序的默认设置。

5.4 自然通风工况模拟基本步骤及设置

对室外温度 301.15K、风速为 0.03m/s 时的自然通风情况模拟操作如下：

1、将 GAMBIT 中经过网格划分和初步确定边界条件的*.dbf 文件输出为*.msh 文件；启动 Fluent 中的 2D 程序，将*.msh 文件导入，另存为*.cas 文件。

2、检查几何体尺寸，进行长度单位调整；检查网格划分是否病态。

3、选择模型

(1)define->models->solver:

本课题采用隐式分离方式，稳态，无轴对称。

(2)define->models->viscous:

本课题依照前面数值计算理论分析，选择重整化群两方程模型(RNG 模型)，壁面处理选用标准壁面函数法。

(3)define->models->energy:

加入能量计算。

4、定义物质属性

define->materials: 对于空气采用理想气体。

5、定义操作条件

define->operating conditions: 设定操作压力为 101325 帕，x 方向重力加速度为 0，y 方向重力加速度-9.8m/s²，操作温度为 301.15K。

6、定义边界条件

define->boundary conditions: 其具体设置见 4.3 边界条件的设定一节。

7、定义解的控制条件

solve->control->solutions: 压力离散采用 Stantard 格式，连续方程离散采用 SIMPLE 算法，松弛因子在开始时取默认值，随残差趋势随时调整，计算至残差和能量不平衡率均达到要求时，认为此时流场收敛。

8、设定残差监视面板。

solve->monitors->residuals: 收敛标准均取默认值。

9、计算区域初始化

solve->initialize: 设定速度进口的速度为 0.001m/s。

10、迭代计算:

solve->iterate: 设定迭代步数，按 OK 开始迭代。

5.5 计算结果及分析

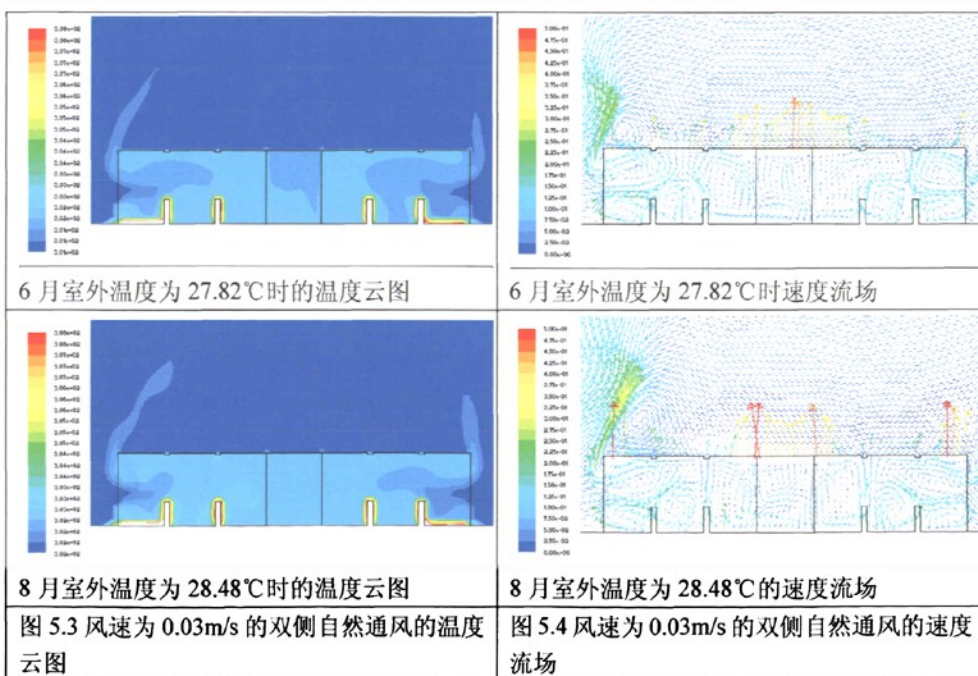
5.5.1 人体活动区域的定义

《实用供热空调设计手册》第二版给出了活动区定义内容如下：活动区（Occupied zone）是建筑空间的一部分，在高度上是指离地面 1.8m（站姿）或 1.3m（坐姿）以下区域，同时在这个区域范围内，空气质量必须满足设计标准的规定，温湿度及气流速度等应符合热舒适要求。对于建筑空间的其余部分（非活动区），空气质量和热环境要求允许低于设计标准。

5.5.2 室外风速为 0.03m/s 时双侧自然通风的计算结果及分析

1 双侧自然通风的计算结果

在对应室外风速为 0.03m/s 的条件下，分别给出了夏季 6 月和 8 月的人体耐受温度最大值所对应的室外温度的温度场和速度流场，具体见图 5.3 和图 5.4。其中，人体耐受温度最大值对应的室外温度的计算见本节 2 的计算结果分析。



从速度的流场可以看出：有部分的自然风由左边窗户的下部吹入室内，小部分自然风从左边窗户的上部流出。其中，部分的自然风穿过左边房间，通过门越过走廊进入右边房间，和很少的刚进入右边房间的自然风一起从右边房间窗户的上部排出。由于本论文做的是二维模拟，在建立模型的时候对人体模型的设定由三维的体变成了二维的面，

故在有自然风穿越的时候，由于人体散发出的热量引起周围的空气的膨胀上升，从而导致周围空气的密度较小，当随着室外的密度较大的冷空气的进入，同一高度的气流就流向密度较小的地方，形成了局部小地区的环流，三维模拟不会存在此环流现象。

从温度的云图可以看出：左边和右边房间的温度在底部和顶部偏高，同时也都在窗户处的温度偏低，并有热量经过走廊从窗户吹走。说明自然风的进入带走了窗户周围及室内的热量，使其周围及室内得到了良好的自然通风降温的效果。

2 双侧自然通风的计算结果的分析

通过5.5.1中对人体活动区域的定义和夏季人们在室内能够感受的温度环境是人体活动区域的温度，故在对计算室外温度对应室内耐受温度最大值的计算区域的取值也只是针对人体的活动区域而言。故本论文只以室内相对高度在0~1.8m 作为室内温度的研究范围。该区域平均温度的计算，以每0.3m 高度为间隔平行在室内设定线段，避开人体本身的高温区，以供提取数据计算室内的平均温度。

双侧自然通风方式下在不同的室外温度左右房间所对应的人体活动区域的平均温度和室内外的温度差以及通风量见表 5-1。

表 5-1 风速为 0.03m/s 时左右房间活动区域的平均温度以及室外外温差

室外温度 (k)	300.65	300.75	300.85	300.95	301.05	301.15	301.25	301.35	300.9731	301.6265
左边房间温度(k)	301.6772	301.7761	301.88	301.9538	302.0781	302.1792	302.2692	302.374	302.05372	302.70167
左边室内外温差	1.0272	1.0261	1.03	1.0124	1.0281	1.0292	1.0192	1.024	1.07689	1.0735
右边房间温度(k)	301.6328	301.7171	301.8329	301.9719	302.0712	302.1842	302.2601	302.2807	302.05572	302.75262
右边室内外温差	0.9828	0.9671	0.9829	1.0219	1.0212	1.0342	1.0101	0.9307	1.02572	1.05263

左边房间的室内人体活动区域的平均温度随着室外温度的变化曲线，见图 5.5。

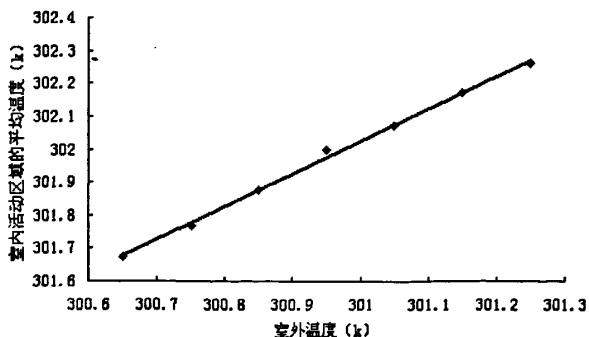


图 5.5 室内活动区域的平均温度随着室外温度的变化图

由于本论文研究的主要对象是南面迎风面（左边房间）房间的活动区域的平均温度，由图 5.5 所示的室内活动区域的平均温度和室外温度的变化可以看出：由不同的室外温度对应的室内活动区域的平均温度的 8 个点形成的曲线近似可以看成是一条直线。因此，我们可以假定室外温度和左边房间的活动区域的平均温度具有线性关系。故通过最小二乘法^[58]来确定其回归直线，求得室外温度 t_w 和左边房间活动区域平均温度 t_N 的定量关系式：

$$\text{设： } t_N = a + bt_w + \varepsilon, \quad \varepsilon \sim N(0, \sigma^2)$$

为了计算简单起见，做变量替换：

$$t_{wi} = t_w - 301, \quad t_{Ni} = t_N - 301;$$

于是， $t_{wi} = t_{wi} - 301, \quad t_{Ni} = t_{Ni} - 301;$

按照 $n=8$ a 、 b 的最小二乘估计值 \hat{a} 、 \hat{b} 的表达式为：

$$\hat{b} = \frac{8 \sum_{i=1}^8 t_{wi} t_{Ni} - \sum_{i=1}^8 t_{wi} \sum_{i=1}^8 t_{Ni}}{8 \sum_{i=1}^8 t_{wi}^2 - (\sum_{i=1}^8 t_{wi})^2}, \quad \hat{a} = \overline{t_{Ni}} - \hat{b} \overline{t_{wi}}$$

由计算可得： $\hat{b}=0.99481, \hat{a}=2.639086$ 故所求一元线性回归方程为：

$$t_N = 2.639086 + 0.99481 t_w \tag{5.21}$$

$$\text{其中： } \hat{\sigma}^2 = \left(\frac{1}{8} \sum_{i=1}^8 t_{Ni}^2 - \overline{t_N}^2 \right) - \hat{b} \left(\frac{1}{8} \sum_{i=1}^8 t_{wi}^2 - \overline{t_w}^2 \right) = 0.286222$$

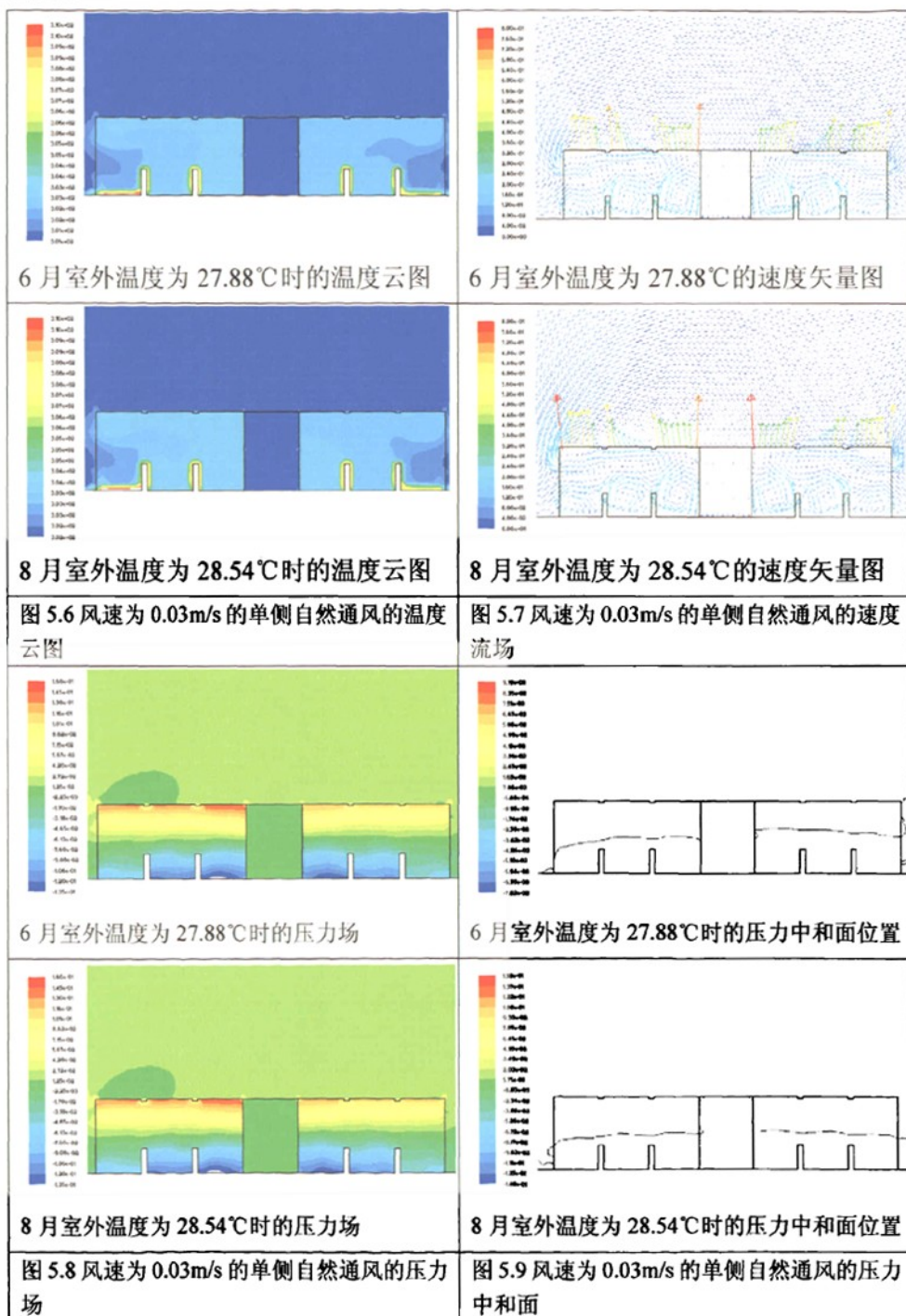
最后，通过 3.2.1 节已经求得出的夏季自然通风情况下 6 月和 8 月的人体所能耐受温度的最大值分别为 28.9℃和 29.55℃，即 302.05K 与 302.7K，带入公式 (5.21)，分别求出 6 月的室外温度 $t_w=300.9731K$ ，取 27.82℃；8 月的室外温度 $t_w=301.6265K$ ，取 $t_w=28.48℃$ ，其室外温度对应的室内活动区域的平均温度和温度差的具体数值见表 5-2。

5.5.3 室外风速为 0.03m/s 时单侧自然通风的计算结果及分析

1 单侧自然通风的计算结果

在对应室外风速为 0.03m/s 的条件下，分别给出了夏季 6 月和 8 月的人体耐受温度

最大值所对应的室外温度的温度场、速度场、压力场和压力中和面图，具体见图 5.6、图 5.7、图 5.8 和图 5.9。其中，人体耐受温度最大值对应的室外温度的计算见本节计算结果分析。



从速度的流场可以看出：左右房间的自然风都是从窗户的下部进入室内又由窗户的上部排出。这是由于靠近热源表面附近的空气被加热而膨胀导致其密度小于周围空气的密度，形成了热空气以自然对流的形式向上升腾的现象，同时有微风的风压作用，空气从窗户进入，被吹到门和墙壁时受到了限制形成回流由窗户排出。

从温度的云图可以看出：左边和右边房间在地面、屋顶和靠近门的周围温度较高。这时由于地面热源的散热和由窗户进入的自然风受到门和墙壁的限制，把部分热量囤积在门的周围和部分热量在回流时由窗户排到室外。

从压力场可以看出：在左右房间内的压力分布是由下至上而逐渐增加的，屋顶处的压力最大，同时高于室外压力。

从压力中和面的等值线图可以看到，中和面的高度在人体模型之上一些，并且室外温度的提高对中和面的高度有些影响，在左边房间靠近窗户处高度有提高。中和面的位置在窗户的中间高度，空气流动必然从中和面的下部进入房间，从中和面的上部流出，进出流量相同。通过一进一出带走了房间的余热，实现了通风换气。

2 单侧自然通风的计算结果的分析

单侧自然通风方式、不同的室外温度下所对应的人体活动区域的左右房间的平均温度和室内外的温度差见表 5-2。

表 5-2 风速为 0.03m/s 时左右房间活动区域的平均温度以及室内外温差

室外温度(k)	300.65	300.75	300.85	300.95	301.05	301.15	301.25	301.35	301.03	301.70
左边温度 (K)	301.6736	301.7687	301.8753	301.9978	302.0715	302.1722	302.2625	302.3678	302.0536	302.7067
左边室内外温差	1.0236	1.0187	1.0253	1.0478	1.0215	1.0222	1.0125	1.0178	1.02363	1.0067
右边 温度(K)	301.7838	301.8672	301.973	302.077	302.1274	302.3347	302.3884	302.4088	302.2092	302.8737
右边室内外温差(K)	1.0236	1.0187	1.0253	1.0478	1.0215	1.0222	1.0125	1.0178	1.0236	1.0067

左侧室内人体活动区域的平均温度随着室外温度的变化见图 5.10。

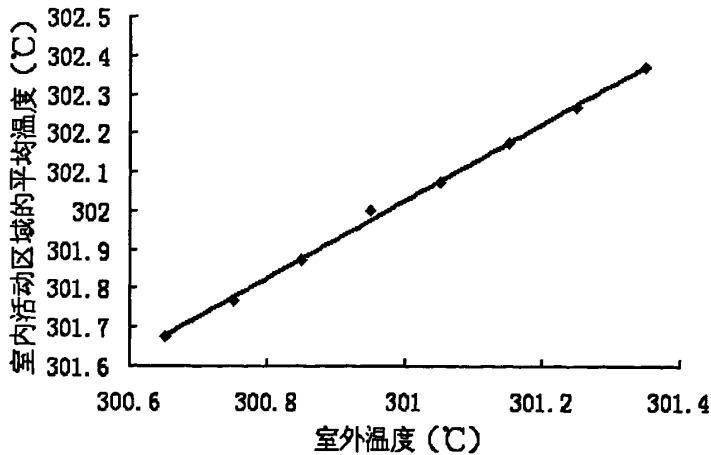


图 5.10 室内活动区域的平均温度随着室外温度的变化图

由图 5.10 所示, 从室外温度和室内活动区域的平均温度所形成的曲线来看, 这 8 个点近似成一条直线。因此, 我们可以假定室外温度和左边房间的平均温度具有线性关系, 通过最小二乘法来确定回归直线, 计算方法如 5.5.2。同理求得: $\hat{a} = 4.865008$; $\hat{b} = 0.987238$; $\hat{\sigma}^2 = 0.39056$ 。

故所求一元线性回归方程为:

$$t_N = 4.865008 + 0.987238 t_w \quad (5.22)$$

最后, 通过 3.2.1 已经求得出在夏季自然通风情况下 6 月和 8 月的人体耐受温度的最大值分别为 28.9°C 和 29.55°C, 即 302.05K 与 302.7K 带入公式 (5.12), 分别求得 6 月的室外温度 $t_w = 301.0267K$, 取 27.88°C; 8 月的 $t_w = 301.6851K$, 取 28.54°C, 其室外温度对应的室内活动区域的平均温度和温度差的具体数值见表 5-3。

5.5.4 自然通风室内活动区域中耐受温度为最大值时的空调供冷时间

根据以上分析得到: 在双侧自然通风情况下, 6 月和 8 月人体耐受温度的最大值分别 27.82 °C 和 28.48°C; 在单侧自然通风情况下, 6 月和 8 月人体耐受温度的最大值分别 27.88 °C 和 28.54 °C。考虑到建筑在使用过程中存在着双侧、单侧自然通风的情况, 故本论文在对两个工况做了模拟分析后, 以自然通风效果较弱的工况作为研究对象, 来确定开启空调时的最高室外温度。同时, 可以在建筑能耗分析软件 DeST 上得到西安市在夏季 6 月和 8 月每天具体的平均温度值并做出其 6 月和 8 月的持续日平均温度图, 详见图 5.11 和图 5.12。

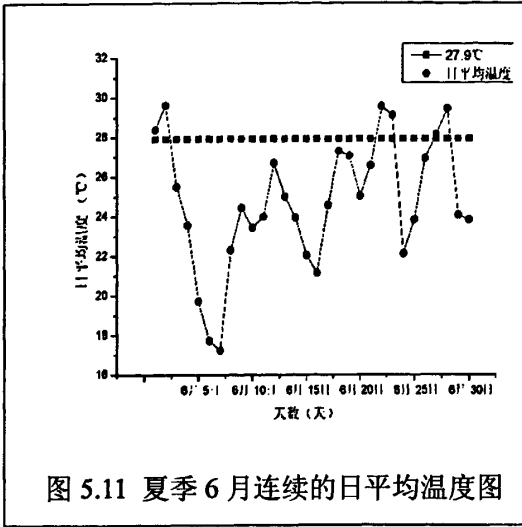


图 5.11 夏季 6 月连续的日平均温度图

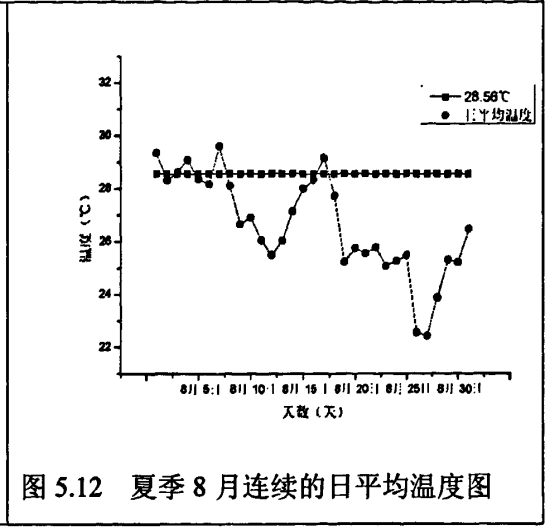


图 5.12 夏季 8 月连续的日平均温度图

从图 5.11 和图 5.12 可以统计出在 6 月和 8 月中高于人体耐受温度的最大值所对应的室外温度值 27.9°C 和 28.54°C 的日平均温度，并找到在此温度对应下的天数，对那些通过自然通风不能使人体的舒适得到满足的时间开启空调。故在 6 月的 1、2、22、23、27、28 日和 8 月的 1、3、4、7、17 日通过自然通风使人们在活动区域中的舒适得不到满足，应开启空调。

5.5.5 其他风速下的自然通风计算和分析

本论文研究的环境是在夏季风压和热压共同作用下的自然环境。故现在通过提高风速，进一步了解风速提高后双侧、单侧自然通风通风效果的增强。本论文在风速上分别取值为 0.1m/s、0.2m/s 和 0.3m/s。

5.5.5.1 双侧自然通风的计算结果及分析

通过多次模拟得到双侧自然通风的左边房间在不同风速和不同室外温度下对应的室内活动区域的平均温度和其室内外温差，具体数值见表 5-3。

表 5-3 在不同风速和不同室外温度下室内活动区域的平均温度及室内外温度差

室外温度 (K)	室外风速 (m/s)				室内风速 (m/s)			
	0.03	0.1	0.2	0.3	0.03	0.1	0.2	0.3
	室内活动区域的平均温度(K)				室内温度差 (K)			
300.75	301.7675	301.6796	301.5772	301.4078	1.0175	0.9296	0.8272	0.6578
300.85	301.8714	301.7215	301.6429	301.4825	1.0214	0.8715	0.7929	0.6325
300.95	301.9538	301.8539	301.7619	301.6212	1.0038	0.9039	0.8119	0.6712
301.05	302.0695	301.9932	301.8999	301.7312	1.0195	0.9432	0.8499	0.6812
301.15	302.1706	302.0832	301.9712	301.8398	1.0206	0.9332	0.8212	0.6898
301.25	302.2606	302.1928	302.0801	301.9201	1.0106	0.9428	0.8301	0.6701
301.35	302.3654	302.2827	302.1721	302.0227	1.0154	0.9327	0.8221	0.6727

5.5.5.2 单侧自然通风的计算结果及分析

通过多次模拟得到单侧自然通风的左边房间在不同风速和不同室外温度下对应的室内活动区域的平均温度和其室内外温差，具体数值见表 5-4。

表 5-4 不同风速和不同室外温度下室内活动区域的平均温度及室内外温度差

室外温度 (K)	室外风速 (m/s)				室内风速 (m/s)			
	0.03	0.1	0.2	0.3	0.03	0.1	0.2	0.3
	室内活动区域的平均温度(K)				室内温度差 (K)			
300.75	301.7687	301.7365	301.6523	301.5696	1.0187	0.98648	0.9023	0.8196
300.85	301.8753	301.7988	301.6925	301.5953	1.0253	0.94875	0.8425	0.74528
300.95	301.9978	301.8831	301.8233	301.6448	1.0478	0.9331	0.8733	0.6948
301.05	302.0715	302.0332	301.9475	301.8165	1.0215	0.98319	0.89754	0.76651
301.15	302.1722	302.1201	302.0859	302.0371	1.0222	0.97013	0.9359	0.88711
301.25	302.2625	302.1511	302.1183	302.0821	1.0125	0.90111	0.86828	0.83206
301.35	302.3678	302.2523	302.2284	302.1991	1.0178	0.9023	0.87843	0.8491

5.5.5.3 双侧、单侧自然通风室内外温度对应关系分布图

为了更形象地说明风速提高后对室内活动区域的平均温度的影响，现在给出双侧、单侧自然通风在不同风速、不同室外温度时的室外活动区域的平均温度的分布图，具体见图 5-13 和图 5-14。

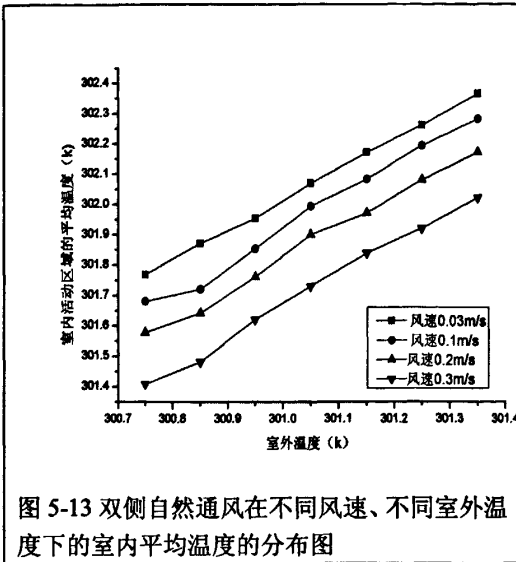


图 5-13 双侧自然通风在不同风速、不同室外温度下的室内平均温度的分布图

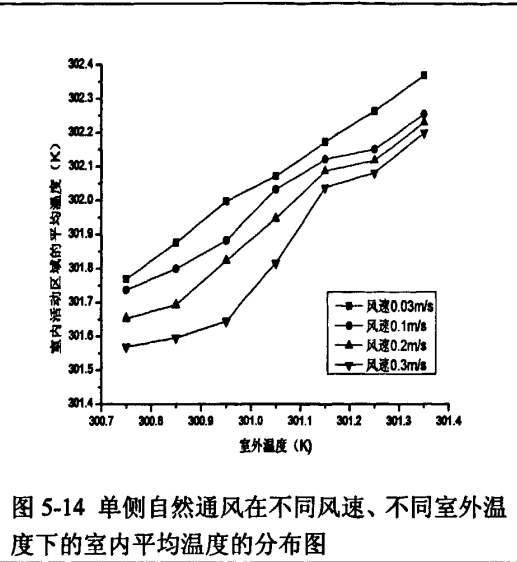


图 5-14 单侧自然通风在不同风速、不同室外温度下的室内平均温度的分布图

由图 5-13 和图 5-14 可以看出：随着室外风速的增加，双侧、单侧自然通风室内活动区域的平均温度都有所下降，且在双侧自然通风情况下室内活动区域的平均温度明显低于单侧自然通风，说明风速增加，双侧自然通风的通风效果优于单侧自然通风。同时，在双侧自然通风情况中：定风速下，室内活动区域的平均温度随着室外温度的增加而有规律的增加；定室外温度下，室内活动区域的平均温度随着风速的增加而减小。在风速为 0.3m/s 时候，室内活动区域的平均温度下降的间距要多于风速为 0.2m/s 和风速为 0.1m/s 时候平均温度下降的间距，说明在风速在 0.3m/s 时自然通风的效果最优。在单侧自然通风情况中：定风速下，室内活动区域的平均温度随着室外温度的增加而增加，在风速为 0.03m/s 时还呈现出一定的规律性，但是随着风速的增加，其规律性就逐渐消失；在定室外温度下，室内活动区域的平均温度随着风速的增加而减小，只是减小的幅度不是很大。

5.5.5.4 双侧自然通风在不同风速、不同室外温度的通风量

通过多次模拟得到双侧自然通风的左边房间在不同风速和不同室外温度下对应的室内活动区域的通风量，具体数值见表 5-5。

表 5-5 不同风速和不同室外温度下的通风量(kg/s)

室外温度 (K)	室外风速			
	0.03m/s	0.1m/s	0.2m/s	0.3m/s
300.75	0.280305	0.308122	0.318608	0.372217
300.85	0.279761	0.319821	0.32192	0.387821
300.95	0.281232	0.310062	0.315722	0.372187
301.05	0.283892	0.298821	0.308739	0.371264
301.15	0.276781	0.299212	0.307831	0.372185
301.25	0.282127	0.287828	0.302189	0.380126
301.35	0.282001	0.298346	0.303676	0.382189

从表 5-6 可以看出：在相同风速下，随着室外温度 0.1K 的增加，通风量没有明显的变化，而随着风速的逐渐升高，室内通风量也逐渐增加，说明风速的增加有益于自然通风降温。

5.6 小结

本章通过 CFD 软件的数值模拟计算，得到了室内活动区域的平均温度和室外温度呈现一定的线性关系，通过最小二乘法拟合出一元回归公式，代入夏季 6 月和 8 月人体所能耐受温度的最大值，就分别得到了其对应的室外温度，得到在夏季此办公建筑在人们在活动区域的舒适得不到满足而必须开启的空调时间，分析在不同通风方式、不同室外温度时室内的温度场、速度场、压力场和空气流量。同时，提高风速，进一步了解风速提高后双侧、单侧自然通风增强的通风效果。

第六章 DeST 的能耗分析

DeST(Designer's Simulation Tool), 是建筑环境及 HVAC 系统模拟的软件平台, 是清华大学建筑科学技术科学系自 80 年代开始开发的具有特色的建筑环境设计模拟软件, 其中提出了气象参数的随机模型和建筑热环境模拟及空调系统的负荷计算的状态空间方法, 可用于建筑能耗模拟和环境控制系统的设计校核, 起到提高设计的质量、保证设计的可靠性和降低系统能源消耗的作用。鉴于 DeST 成本低、速度快、不受地域气候限制和可以提供各种不同的假设方案的优点, 本文采用 DeST 动态模拟分析方法, 以西安市某办公建筑为例并建立其 DeST 建筑模型, 在对其建筑描述、室外气象参数和室内热扰以及要求温湿度给定的情况下, 动态模拟出该建筑的全年逐时室外温度和空调系统负荷等的变化情况。

6.1 DeST 软件介绍

6.1.1 DeST 的特点

DeST 在设计和开发中有着突出的特点^[59], 主要为以下五点:

(1) 以自然室温为桥梁, 联系建筑物和环境控制系统^[60]; 自然室温指当建筑物没有供暖空调系统时, 在室外气象条件和室内各种发热量的联合作用下所导致的室内空气温度。它全面反映了建筑本身的性能和各种被动性热扰动(室外气象参数, 室内发热量)对建筑物的影响。当分析模拟建筑热性能时, 可以立足于建筑, 通过精确的建筑模型, 模拟计算各室的自然室温, 继承和扩充 DOE-2 与 ESP-r 在建筑描述与模拟分析上的各种优越性; 在研究空调系统时, 又以各室的自然室温为对象, 把自然室温与建筑特性参数合在一起构成建筑物模块, 这样从系统的角度来看, 建筑就可以成为若干个模块, 与其他部件模块一起, 灵活组成各种形式的系统, 继承 TRNSYS 类软件的各种优越性。这是 DeST 对建筑与系统解耦的基本方法。

(2) 分阶段设计, 分阶段模拟: DeST 在开发过程中融合了实际设计过程的阶段性特点, 将模拟划分为建筑热特性分析、系统方案分析、AHU 方案分析、风网模拟和冷热源模拟共 5 个阶段, 为设计的不同阶段提供准确实用的分析结果。

(3) 理想控制的概念: DeST 没有采用 DOE-2 和 TRNSYS 的“缺省模式”, 而采用“理想化”方法来处理后续阶段的部件特性和控制效果, 即假定后续阶段的部件特性和控制效果完全理想, 相关部件和控制能满足任何要求。

(4) 图形化界面: DeST 开发了图形化的工作界面,所有模拟计算工作都在基于 AutoCAD 开发的用户界面上进行,其程序可在 Windows 操作系统下运行。建筑物相关的各种数据(材料、几何尺寸、内扰等)都可在操作界面上显示、修改。操作很方便,也很容易掌握。还将模拟计算的结果以 Excel 报表的形式输出方便用户查询和整理。

(5) 通用性平台:融合了模块化的思想,继承了 TRNSYS 类软件模块灵活的优点,其计算模块具有较好的开放性和可扩展性,DeST 可以作为建筑环境及其控制系统模拟的通用性平台,实现相关模块的不断完善和软件的功能扩展。

6.1.2 DeST 的软件结构体系及数据组织

1. DeST 的软件结构体系^[61]

为了实现“分阶段模拟”的理念,DeST 的软件结构是由 12 个单独的模块相互连接构成的。这些模块包括:

(1) Medpha 模块(Meteorological Data Producer for HVAC Analysis)

DeST 深入研究气象环境的客观规律,建立了利用实测的逐日气象数据模拟生成全年逐时气象数据的气象模型——Medpha。而 Medpha 的基础数据来源于我国 194 个气象台站自建站以来约 50 年的实测逐日数据(包括气温、湿度、太阳辐射、风速风向、日照小时数和大气压力)。根据空调负荷计算中的典型年选取方法,Medpha 首先选出具有代表性的年份(如典型气象年,极高温年,极低温年,极大太阳辐射年,极小太阳辐射年等),之后利用各气象参数的日变化规律,模拟生成逐时的气象数据(包括空气温度、湿度、太阳直射辐射、太阳散射辐射、风速风向以及天空背景辐射温度),并以典型气象年作为 DeST 的全年模拟基础数据来分析建筑热过程的影响因素。

(2) VentPlus 模块

鉴于自然通风为建筑能耗的重要组成部分和其准确模拟的重要性,DeST 自然通风模拟模块不仅要解决定量计算自然通风,还要考虑自然通风影响建筑负荷的问题。在自然通风的模拟采用多区域网络模型,同时考虑热压与风压的作用,实现热环境参数和流体特性参数相互作用的计算。DeST 将自然通风模拟模块 VentPlus 得到的通风量作为 BAS 模块中热环境模拟计算的输入,从而准确模拟室内热环境。

(3) CABD——绘图模块:

绘图模块是软件中的基础模块,执行建筑建模、热环境描述,系统描述等一系列与建筑模型相关的描述任务。采用辅助绘图系统直观表达了建筑的构造样式,为建筑热环境的描述提供了便利。

(4) BShadow——阳光遮挡计算模块;

在已经建立的建筑模型的基础上,计算不同的太阳高度角和方位角的情况下,建筑互遮挡和自遮挡的阴影分布。

(5) Lighting——自然采光计算模块;

通过房间的外窗描述确定房间的自然光源,结合建筑遮挡的计算结果和气象数据中的太阳辐射数据计算房间实际获得的自然采光照度。

(6) BAS(building analysis & simulation)——房间计算模块;

综合建筑围护设定,建筑热环境设定及房间空调设定计算房间室内状态,相应的显热负荷和潜热负荷。

(7) Scheme——空调系统方案模拟模块;

根据房间的负荷计算结果和空调系统的设定,计算确定的系统方案下,空调系统的运行状况。

(8) AHU(air handling unit)——空气处理设备模拟模块;

根据系统方案模拟的结果和 AHU 的设定,计算 AHU 各空气处理设备负担的处理负荷及出口空气状态。

(9) DNA(duct network analysis)——通风计算模块;

首先在满足房间全年送风要求的情况下确定风管尺寸和阻力特性,然后根据通风节点支路矩阵模型、风速风向、空调系统送风状况等联合室温计算模块迭代计算各节点支路的通风状况。

(10) CPS(combined plant simulation)——冷热源、水系统模拟模块;

根据冷热源的设定和空调系统的负荷处理要求,确定冷热源、输水系统等的运行状况,燃料消耗量以及能源利用效率。

(11) EAM(economic analysis model)——经济性分析模块;

针对不同设计阶段的已知设计因素,确定相应阶段所能确定的空调系统的初投资、运行费和经济性指标。

(12) 结果展示模块

采用一系列 EXCEL 报表或 WORD 报告模板,将不同阶段的计算结果采用各种统计方法以报表或报告的形式输出。

2. DeST 的数据组织

DeST 的数据组织包括:

对于建筑中的一个房间而言,其热过程主要包括四个方面:外扰通过围护结构的热传递过程,内扰的热传递过程,室内外通风和空调投入热量。一个孤立房间的外扰包括室外气象条件(如外温、辐射、风向、风速等)和环境热状况(如周围环境表面的温度);内扰包括照明、人体和设备等。

6.3 DeST 的版本

建筑热环境设计模拟工具包 DeST 已于 2000 年 6 月份通过国家教育部鉴定,被评定为“具有世界先进水平”,也是国内唯一能够动态模拟建筑采暖、空调负荷的分析软件。同时在 DeST 的基础上,相继开发了住宅建筑热环境模拟工具包:DeST-h;商业建筑热环境模拟工具包:DeST-c;太阳能建筑能耗分析软件:DeST-s;公共建筑节能评估版:DeST-r 以及住宅采暖空调能耗评估版:DeST-e。本论文对此办公建筑的负荷进行分析,采用商业建筑建筑热环境模拟 DeST-c。

6.4 该综合办公建筑建筑能耗分析

该公共建筑是西安市的某办公综合建筑,是按照节能 50%的现行标准《公共建筑节能标准》(GB50189-2005)设计的典型综合公共建筑,主要功能是实验、办公用房。采用框剪结构,地上 15 层,地下 1 层,主楼 15 层,裙楼 2 层,总建筑面积 23941m²,建筑体积 95542 m³。建筑高度 61.2m。各向窗墙面积比:东向:0.324;南向:0.3;西向:0.294;北向:0.3。

6.4.1 围护结构型式

(1) 外墙:25mm 干挂花岗岩幕墙+50mm 无机保温材料(XR)保温层+15mm 水泥砂浆+240mm 多孔粘土空心砌砖+20mm 水泥砂浆+10mm 粉刷石膏

(2) 屋面:40mm 细石混凝土保护层+1.5mm 合成高分子卷材+3mm 非焦油聚氨脂防水涂膜+25mm 水泥砂浆+120mm 憎水珍珠岩保温板+1:6 水泥焦渣找坡(最薄处 30mm)+120mm 混凝土板。

(3) 外窗,户门:标准双层 5mm 玻璃外窗,阳系数 $S_c = 0.55$;户门采用单层实体木质外门。

(4) 楼板:面接触室外空气的架空或外挑楼板:构造:120 厚混凝土板底粘贴 50 厚挤塑保温板(XPS)

(5) 地面：周边：不带保温层的混凝土地面。非周边：带保温层的混凝土地面。

6.4.2 室内计算参数设置

对此办公建筑模型，办公室、展览室、客房、会议室为空调房间；楼梯间、走廊及卫生间冬季不采暖，夏季无空调。

空调期：采暖季：11月15日——次年3月15日；

供冷季：6月1日——8月30日。

表 6.4.2 建筑主要功能房间设计参数

房间	最大人员密度 (人/m ²)	灯光产热量 (W)	最低新风量 m ³ / (人·h)	室温上下限	相对湿度上下限
普通办公室	0.1	10	30	夏 26、24 冬 22、20	0.6、0.5
楼梯间、走廊	0.05	5			
展览室	0.2	20	25	夏 26、24 冬 22、20	0.6 0.5
档案库房		5			
卫生间	0.1	10	20		
客房	0.1	15	50	夏 24、24 冬 22、20	0.6、0.5
会议室	0.3	15	30	夏 26、24 冬 22、20	0.6、0.5

空调运行模式：

每天 7:00~12:00, 14:00~18:00 开启，其余时间，空调关闭。

通风设定：

供冷季内：空调运行时间内，0.5 次/时，其余时间 2 次/时；

模拟计算时考虑建筑本身阳光遮挡。

6.5 在不同空调方案下办公建筑的能耗分析

6.5.1 办公建筑全空调能耗模拟结果

(1) 建筑全年逐时冷热负荷曲线具体如图 6.2。

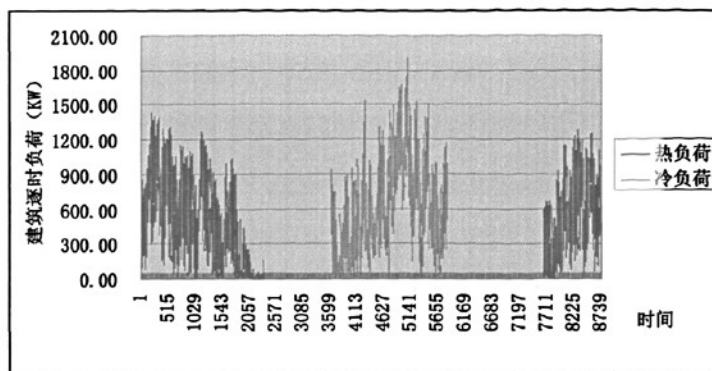


图 6.2 办公建筑的全年逐时冷热负荷曲线

由图 6.2 可以看出：建筑的全年逐时负荷随时间呈波动变化，夏季空调在 6 月 1 日到 8 月 30 日产生的冷负荷为中间部分，两头是冬季热负荷，

(2) 对此办公建筑本体的全年能耗模拟，其主要参数计算结果见表 6-1。

表 6-1 建筑本体的模拟计算结果

项目统计	单位	统计值
总建筑空调面积	m ²	15617.41
项目负荷统计		
全年最大热负荷	kW	1427.12
全年最大冷负荷	kW	1902.09
全年累计热负荷	kW·h	863826.53
全年累计冷负荷	kW·h	1028250.20
项目负荷面积指标		
全年最大热负荷指标	W/m ²	91.38
全年最大冷负荷指标	W/m ²	121.79
全年累计热负荷指标	kW·h/m ²	55.31
全年累计冷负荷指标	kW·h/m ²	65.84

由模拟结果可知：在空调期为 6 月 1 日至 8 月 30 日此办公建筑空调全年累计冷负荷为 1028250.20kW·h。

6.5.2 充分利用自然通风形成间歇性空调运行办公建筑能耗模拟结果

(1) 建筑全年逐时冷热负荷曲线具体如图 6.3。

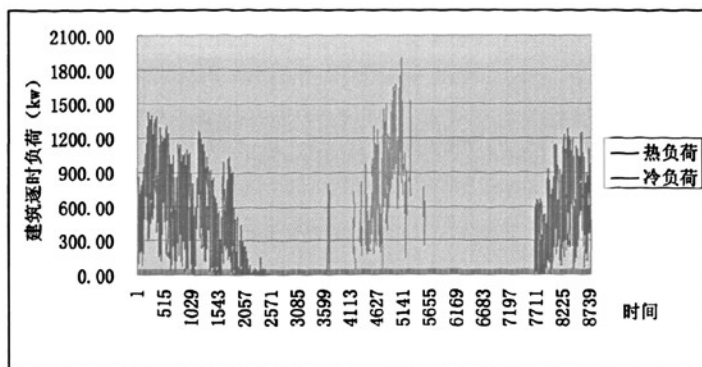


图 6.3 办公建筑的全年逐时冷热负荷曲线

由图 6.3 可以看出：建筑的全年逐时负荷随时间呈波动变化，夏季空调在 6 月和 8 月产生的冷负荷为中间部分，与图 6.2 相比可以明显的看出，夏季的空调全年冷负荷由于采用了自然通风后在很长的一段时间内人们都可以通过自然通风在室内得到舒适不去开启空调而不产生能耗，在很大程度上节省了空调的空调冷负荷。

(2) 通过 5.5.4 小节可以知道在采用自然通风建筑后扩宽了人体耐受温度的范围，从而缩短了空调的使用时间，经计算得到在 6 月和 8 月中需要空调的天数一共有 11 天，而 7 月全开空调。对此办公建筑的全年能耗模拟，其主要参数计算结果见表 6-2。

表 6-2 自然通风下的模拟计算结果

项目统计	单位	统计值
总建筑空调面积	m ²	15617.41
项目负荷统计		
全年最大热负荷	kW	1427.12
全年最大冷负荷	kW	1902.09
全年累计热负荷	kW·h	863826.53
全年累计冷负荷	kW·h	835864.59
项目负荷面积指标		
全年最大热负荷指标	W/m ²	91.38
全年最大冷负荷指标	W/m ²	121.79
全年累计热负荷指标	kW·h/m ²	55.31
全年累计冷负荷指标	kW·h/m ²	53.52

由模拟结果可知：在夏季利用自然通风后此建筑的全年空调累计冷负荷为 835864.59kW·h。

通过以上计算比较可以知道,充分利用自然通风可使西安该建筑夏季空调冷负荷的能耗每年减少 192385.61 kW·h,节能 18.7%。该建筑的空调面积为 15617.41m²,即单位面积空调整节能 12.31866kW·h/m²·y。

6.6 小结

通过建筑能耗分析软件 DeST 分析了西安市某办公建筑在利用自然通风后的不同的空调使用时间对全年空调能耗的影响,结果表明了自然通风对于减少空调夏季冷负荷是十分有利的。

结论

由于国内外公认的建筑自然通风热舒适性理论的自适性模型拓宽了人体耐受温度的范围,故本论文结合西安当地气候条件,得出在夏季每个月室内人体所耐受温度的最大值。考虑各种可能的影响因素,寻找人们在夏季舒适得不到满足时而不得不开启空调的时间,进而大大缩短空调的时间,达到节能的目的。本论文以西安市某一办公建筑为研究对象,采用计算流体力学(CFD)方法,首先对办公建筑的某一层相对的两个房间进行了数值模拟,主要分析计算了在室外微小风速下,不同室外温度条件下的室内人体活动区域平均温度的变化,并找到室内温度为耐受温度最大值时的室外温度,并以此温度作为确定开启空调的依据。同时还计算分析了由于室外风速的变化而对室内自然通风效果产生的影响。最后,利用清华大学建筑能耗分析软件 DeST 对传统的空调运行和充分利用自然通风形成的间歇性空调运行,进行了空调冷负荷的对比计算。本文主要结论如下:

1、根据国内外公认的在自然通风建筑中的热舒适性理论的自适性模型并结合西安市的气候特征,提出了西安地区的室外月平均温度和中性温度的关系式,同时建立了西安市自然通风建筑的热舒适温度区域。于是拓宽了室内舒适温度的范围并找到在夏季西安 6 月和 8 月人体耐受温度的最大值,增加了夏季人们仅依靠自然通风就可以在室内达到自适应性模型理论上室内热舒适度要求的时间,从而会大大缩短空调的使用时间,达到节能的目的。

2 通过 CFD 软件对西安市某一办公建筑的双侧、单侧自然通风在以小风速、不同室外温度情况下的自然通风进行模拟,其主要内容分为 2 部分:(1) 计算分析室内活动区域的平均温度时发现室外温度与其有着一定的线性关系,并通过最小二乘法拟合出室内活动区域的平均温度与室外温度的回归公式,结合人体耐受温度的最大值,找到其室内人体耐受温度为最大值时所对应的室外温度并借用 DeST 软件的每日平均温度找到人体舒适得不到满足而不得不开启空调的具体天数。(2) 模拟分析其室内的温度、速度流场和压力场。同时,还提高室外风速,得出在双侧自然通风情况下,风速的提高对利用自然通风有良好的效果,但是单侧自然通风随着风速的提高自然通风降温的效果就不是很显著的结论。

3 通过清华大学建筑能耗分析软件 DeST,分别模拟对比此办公建筑在传统的空调使用时间和在夏季利用自然通风形成的间歇性空调运行时间的全年空调累计冷负荷,得

到在利用自然通风此建筑的节能率达到 18.71%，即单位面积空调冷负荷减少了 $12.31866\text{kW}\cdot\text{h}/\text{m}^2\cdot\text{y}$ 。

由于本人的知识有限，及时间和条件等因素的限制，只是对西安市自然通风建筑进行了一些基础的模拟研究，以期望针对自然通风建筑的自舒适性模型理论下拓宽的人体耐受温度找到一个新的空调的使用时间从而达到节能的目的。由于国内外人种、生活习惯和我国还是有一定的差距的，今后还有待于进一步的开展国内自然通风建筑使用条件下的热舒适理论的自适应性模型的试验。

参考文献

- [1]魏庆亢, 谭刚, 王鹏. 建筑生态环境与节能效果综合评价. 清华同方技术通讯, 2000.
- [2]国家统计局. 1999 年中国统计年鉴[M]. 中国统计出版社, 2000.
- [3]吴元炜. 关于城市供热供冷的技术政策问题[J]. 暖通空调, 31 (6), 2 001.
- [4]马仁民. 国外非工业建筑室内空气品质研究动态[J]. 暖通空调, 1999,29(2):38~41
- [5]赵荣义, 许为全. 改善室内空气环境的调节策略[J]. 暖通空调. 第 27 卷, 第一期, 1997
- [6]龚光彩, 李红祥, 李玉国. 自然通风的应用与研究[J]. 建筑热能通风空调. 2003 (4) 4-6
- [7]Haghighi,F,et al. Material emission rates: Literature review and the impact of indoor air temperature and relative humidity[J]. Building and Enviroment,33(5),1998
- [8]CIBSE,Natural ventilation in non-domestic building: a guide for designers,developers and owers,DETR Good Practice Guide 237,ETSU Press,1998
- [9]魏东杰, 胡彤. 绿色建筑中暖通空调的应用[J].河北建筑科技学院学报[J]. 2003, 20 (3) 20-22
- [10]黄翔, 颜苏芊. 绿色建筑与暖通空调设计[J].制冷与空调, 2001, 1 (5) 1-5
- [11]Bush John F.Tale of two populations:thermal comfort in air-conditioned and naturally ventilated offices in Thailand.[j] Energy and Buidings v 18 n3-4 1992 p 235-249 0378-7788
- [12]朱守林, 李文彬, 董金宝. 自然吹风的人体热舒适分析[J]. 内蒙古农业大学学报. 2004, 25(1): 11-12.
- [13]贾庆贤, 赵荣义, 许为全, 钟敏. 吹风对舒适性影响的主观调查与客观评价[J].暖通空调, 2000, 30 (3)
- [14]王怡.寒冷地区居住建筑夏季室内热环境研究. [D].西安: 西安建筑科技大学, 2003, 6
- [15]段双平, 张国强, 彭建国, 周军莉. 自然通风技术研究进展[J].暖通空调. 2004, 34 (3) 22-28
- [16]龚波, 王磊等. 自然通风的策略形式及模拟分析[J]. 节能. 2004, 7
- [17]王一坚. 工业通风[M]. 中国建筑工业出版社, 1984
- [18]蔡增基, 龙天渝. 流体力学泵与风机[M]. 中国建筑工业出版社, 1997, 7-10
- [19]王松华. 热压自然通风和机械自然通风相互增益的多元通风模式研究 [D].西安: 西安建筑科技大学, 2004
- [20] 段双平, 张国强, 彭建国, 周军莉.自然通风技术研究进展[J].暖通空调, 2004, 34 (3) 22-28
- [21]Yuguo li, ngelo Delsante. Some examples of solution multiplicity in natural ventilation, Energy and building. 2001,30
- [22] 周艳蕊, 邵长波. PIV 技术在大尺度空间的应用研究[J]. 山东制冷空调. 171-173

- [23] 谢海波,傅新,杨华勇. 微流场可视化册速技术及其应用[J]. 中国机械工程第 18 卷第 9 期 2007 年 5 月上半月 1100-1003
- [24] Sherman. M. H. Infiltration-pressurisation correctatiion; Simplified physical modeling. ASHRAE Transaction. 1980, 86 (Part 2); 778-807
- [25] 王芳, 陆亚俊. 多区域空气流动网络模型用于室内空气品质和通风模拟研究[J]. 暖通空调. 2002, 32 (6) :44-46
- [26] Guohui Gan. Effective Depth of Fresh Air Distribution in Rooms with Single-sided Natural Ventilation. Energy and Buildings .2000,31:65-73
- [27] Shuzo Murakami, Shinsuke Kato, Jie Zeng. Combined simulation of airflow, radiation and moisture transport for heat release form a human boby [J]. Building and Environment, 2000, (35):489-500
- [28] 姚润明, 陈启高, 李百战. 通风降温建筑室内热环境模拟及热舒适研究[J]. 暖通空调. 2005
- [29] Fracastoro G V. Numerical simulation of transient effect of window opening. The First International One Day Forum on Natural and Hybrid Ventilation, Hyb VentForum'99, Sydney, Australia, 1999
- [30] 谭刚, 朱颖心, 李晓锋. 热压自然通风的试验研究与数值模拟[J]. 全国暖通空调制冷 2000 年学术论文集, 南宁, 2000.
- [31] 林文. 单开口热压自然通风的试验研究及模拟仿真[D]. 湖南大学, 2008
- [32] G. Gan. Numerical assessment of thermal comfort and air quality in an office with displacement ventilation . Building and Environment, 2003, 38(4):41-48
- [33] 成镭, 重庆某临江住宅自然通风模拟研究[D]. 重庆大学, 2006
- [34] 张雪峰. 民居住宅内自然通风的数值模拟研究[J]. 包头钢铁学院学报, 2003, 22, 4
- [35] 王乐. 办公建筑自然通风研究的 CFD 分区分析方法探索[D]. 天津大学, 2004
- [36] 修鹏利. 室外空气作为冷源在昆明候机厅的应用研究[D]. 哈尔滨工业大学, 2007
- [37] 徐瑞萍. 自然通风作用下中庭建筑的温度场速度场研究[D]. 太原理工大学, 2001
- [38] 竟峰, 张旭, 杨洁. 我国部分城市办公建筑自然通风潜力分析[J]. 同济大学学报, 2008. 1: 36-1
- [39] 周淑贞, 张超编著. 城市气候学导论[M]. 华东师范大学出版社;
- [40] 杨柳. 建筑气候分析与设计策略研究[D]. 西安建筑科技大学博士学位论文, 2003
- [41] [美] F. C. 麦奎斯顿, J. D. 帕克, J. D. 斯皮特勒, 编著; 余炳丰, 主译, 供暖、通风及空气调节——分析与设计[M]. 化学工业出版社. 北京. 2005.
- [42] J. F. Nicol, M. A. Humphreys. Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standards for buildings . Energy and Buildings. 2002, 43, 563-572
- [43] 夏一哉, 赵荣义, 江亿. 北京市住宅环境热舒适研究[J]. 暖通空调. 1999 (2); 1-5

- [44]贾庆贤, 赵荣义. 吹风对舒适性影响的主观调查与客观评价[J]. 暖通空调. 2004, 34, 8
- [45]李晓锋, 朱颖心. 示踪气体浓度衰减法在民用建筑自然通风研究中的应用[J]. 暖通空调. 1997, 27(4)
- [46]R.J.de Dear, G.S.Brager. Thermal comfort in naturally ventilation buildings: revisions to ASHRAE Standard 55. Energy and Buildings. 2002, 34
- [47]龚波. 教学楼风环境和自然通风教室数值模拟研究[D]. 西南交通大学, 2005
- [48]陆亚俊, 马最良, 邹平华. 暖通空调[M]. 中国建筑工程出版社.
- [49]Indrika Rajapaksha et al . Indoor Thermal Modification of a Ventilated Courtyard House in the Tropics. Journal of Asian Architecture and Building Engineering, 2002:87-94.
- [50] 丁玉兰. 人机工程学[M]. 北京理工大学出版社, 1991
- [51]于海漪, 高层建筑. 自然要素的引用[J]. 华中建筑, 1997, 15 (2): 76-79
- [52]孙培杰, 王茹环. 建筑中的自然通风技术[J]. 河北建筑科技学院学报, 2004, 21 (1): 8-11
- [53]王鹏, 谭刚. 生态建筑中的自然通风[J]. 世界建筑, 2000 (4): 62-66
- [54] 魏东杰, 胡彤. 绿色建筑中暖通空调的应用[J]. 河北建筑科技学院学报, 2003, 20 (3) 20-22
- [55] IEA Annual Reports, Hybrid Ventilation Annex 35. 2000, Sydney
- [56] 吴元炜. 关于城市供热供冷的技术政策问题[J]. 暖通空调, 31 (6), 2001
- [57] 中华人民共和国国家标准[S]. 住宅设计规范 GB50096-99, 1999
- [58] 汪荣鑫. 数理统计[M]. 西安交通大学出版社, 西安.
- [59] 张晓瑞. 非典的启示—论建筑中的自然通风[J]. 建筑设计研究, 2004, 22 (3) 55-56
- [60] CIBSE, Natural ventilation in non-domestic building: a guide for designers, developers and owners, DETR Good Practice Guide 237, ETSU Press, 1998
- [61] Bush John F. Tale of two populations: thermal comfort in air-conditioned and naturally ventilated offices in Thailand. Energy and Buildings v 18 n3-4 1992 p 235-249 0378-7788
- [62] 王鹏, 谭刚. 生态建筑中的自然通风[J]. 世界建筑, 2000 (4): 62-66

攻读学位期间取得的研究成果

公开发表论文:

- 1 董英爽, 季建莲. 浅谈太阳能在采暖制冷空调系统中的应用. 陕西暖通西安制冷 2008 年联合学术年会论文集
- 2 陈萌, 董英爽. 跨临界 CO₂ 汽车空调系统的发展及其存在问题. 研究生科技论坛
- 3 季建莲, 董英爽. 低温地板辐射供暖与太阳能的联合应用. 陕西暖通西安制冷 2008 年联合学术年会论文集。

致 谢

岁月如梭，短暂的研究生生活即将结束。

首先要我要向我的导师官燕玲教授致以最诚挚的谢意。在论文的写作过程中，无论从选题还是到总体构思上，在写作进程的每一个环节都倾注了老师的大量心血和智慧。论文期间，老师曾给与了我许许多多的关怀和帮助，并在百忙之中多次询问我的研究进程，同时以其扎实的专业知识，开拓的视野及思路，指导我克服了一个又一个的难题。官老师渊博的知识、严谨的治学态度、孜孜不倦的敬业精神是最令我钦佩的，并且我还深深地认为，官老师传授给我的不仅仅是专业知识，在为人处世方面更令我受益匪浅，是我永远学习的楷模。

感谢长安大学暖通教研室的全体老师对我多年的培养和教导，是他们的传道授业，才让我得到了丰富的专业知识。

感谢我的师兄齐全、陈浮、魏琦君、师姐隋学敏、同门李异、陈萌，你们曾给与我很无私的帮助和支持，在此深深致谢。

感谢我的师弟栾天华、江超、师妹王巧宁，你们的友谊让我愉快的度过了论文写作的时间。

感谢全体舍友，很珍惜我们一起度过的时光。

感谢我的家人多年来对我支持、关心、理解和鼓励！

感谢所有帮助过我的同学和朋友们！