

## 摘 要

目前,我国餐饮业厨房具有温度高、油烟污染严重、气流组织不合理等环境特点,恶劣的厨房室内环境会影响工作人员的健康、降低工作效率。置换通风能够提供良好的气流组织形式,提高空气质量和热舒适性,已应用于办公、工业等建筑设计中。本文首次在餐饮业厨房设计中采用置换通风方式,建立了模型厨房,通过对模型厨房速度场和温度场的模拟以及实验测量,验证了所选用数值方法的可行性。在此基础上以某实际厨房工程为研究对象,设计置换通风方式下不同的送风参数,应用 Airpark 商业软件主要通过数值模拟来分析厨房室内不同位置的速度场、温度场、二氧化碳浓度分布以及空气年龄和 PPD-PMV 值等特征及规律。本文的研究结果可为置换通风方式在餐饮业厨房建筑中的应用提供了有益探索。主要研究内容及成果有:

1. 总结了我国餐饮业厨房室内环境特点,分析了厨房室内环境的评价指标。介绍了置换通风的发展状况,在比较了混合通风与置换通风的设计特点后认为:置换通风能够提高室内空气品质,增大通风效率等。

2. 应用 Airpark 商业软件对模型厨房进行了数值模拟,采用室内零方程模型,并对物理模型进行一定简化,假设厨房室内具有良好的气密性。通过对比模型厨房速度场和温度场的模拟值与实测值,验证了模型及计算方法的准确性,计算快速、方法简洁。

3. 以实际工程厨房为模型,依据实际使用状况对物理模型进行简化,通过改变不同送风参数包括送风速度和温度设计了 16 种通风方案进行数值模拟,分析了室内气流的速度场、温度场以及二氧化碳浓度分布和空气年龄特征等,比较了 PMV-PPD 指标,由此分析研究置换通风在餐饮业厨房的适用性,以及不同参数对室内空气环境的影响。主要结论有:

(1) 采用置换通风方式厨房室内整体气流分布稳定,人员呼吸区空气较新鲜。送风速度相同时,送风温度越低,则工作区温度越低,垂直温度梯度越大;送风温度相同时,减小送风速度,则室内垂直温度梯度会加大。为使大多数人没有吹冷风感,针对本文的 16 种方案,设计送风速度应小于  $0.25\text{m/s}$ 。为减小垂直方向温差、提高舒适性,送风温度不低于  $20^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 采用置换通风方式送风温度对二氧化碳浓度分布影响不大,但提高送风

速度能够控制污染物分布走势，有助于二氧化碳的排出。提高送风速度、降低送风温度会使PMV值减小、PPD值增大。

(3) 通过对模拟结果进行分析，得出：采用置换通风方式厨房室内气流分布合理、减少了污染物交叉感染，并且置换通风的通风效率均大于100%，明显高于混合通风。

通过本文的研究，在餐饮业厨房这一特殊建筑类型中置换通风的优越性得到了充分体现，应用置换通风方式能够有效去除室内余热、改善厨房室内温度与气流分布、提高室内空气品质。在置换通风设计时，应严格控制送风参数，即送风速度不能过高，送风温度不能过低。

**关键词：**餐饮业厨房，置换通风，数值模拟，速度场，温度场

## ABSTRACT

The China catering kitchen environment is featured with high temperature, severe oil smoke pollution and unreasonable air distribution. The abominable indoor in kitchen can affect staff's health and decrease working efficiency. Displacement ventilation, which can supply favorable air distribution and increase air quality and thermal comfortableness, has been applied in designs of office and industry buildings. The displacement ventilation is firstly used in the design of China catering kitchen in this paper. The physical model for a model kitchen is established. The calculation method is proved accurate by comparing between numerical results and experimental results of velocity fields and temperature fields of model kitchen. Different ventilation parameters are designed for a practical project kitchen. Numerical simulation of the kitchen is established by using Airpark. The velocity fields, temperature fields and CO<sub>2</sub> distributions in different positions are analyzed, and the laws of air age and PPD-PMV values are also studied. The results of this paper are provided beneficial exploration for the using of displacement ventilation system in catering kitchen. The main work and achievements are outlined as follows:

1. The indoor environmental features of catering kitchens in China are summarized, and evaluation indicators of indoor environment in kitchen are analyzed. Development situations of displacement ventilation are briefly introduced, and by comparing the design features of displacement ventilation and mix ventilation, it is found that the displacement ventilation can increase indoor air quality and ventilation efficiency.

2. Numerical simulation of model kitchen is established using Airpark with zero equation models. The kitchen is supposed to be a closed space. The model and calculation method is proved accurate, fast and concise by comparing between numerical results and experimental results of velocity and temperature fields of model kitchen.

3. The physical model is simplified by using condition of a practical project kitchen. 16 different ventilation programs are designed for simulations through changing ventilation conditions including ventilation velocity and temperature. Velocity fields, temperature fields, CO<sub>2</sub> concentration distributions and air age features are analyzed, and PMV-PPD indicators are also compared. The applicability of displacement ventilation using in catering kitchen and the effects of different ventilation parameters on indoor environment are finally analyzed. The main conclusions are as

follows:

(1) The integrated air flow distributions are stable, and air in human breathing area is fresh by displacement ventilation. The working area temperature is decreased and the vertical temperature gradient is increased with the decreasing air supply temperature under the same air supply velocity. The vertical temperature gradient is increased with the decreasing air supply velocity under the same air supply temperature. And designed air supply velocity should be less than 0.25m/s to avoid cold blow feeling for most of people. Air supply temperature should also be not less than 20°C for decreasing vertical temperature difference and increasing comfortableness.

(2) The ventilation temperature has little effect on CO<sub>2</sub> concentration distribution by using displacement ventilation. Pollutant distribution is controllable and CO<sub>2</sub> discharging is contributed by increasing ventilation velocity. In addition, increasing velocity and decreasing temperature will decrease PMV values and increase PPD values.

(3) The results, obtained by comparing the simulation results, show that the indoor air flow distribution of kitchen is reasonable, and pollutants of cross-infections are decreased by using displacement ventilation method. In addition, air exchange efficiency of displacement ventilation is higher than 100%, which is obviously higher than that of mix ventilation.

The catering kitchen is a special construction. The advantages of displacement ventilation are fully reflected in catering kitchen. Residual heat is effectively removed, and temperature distribution and air quality are also improved by using displacement ventilation. Ventilation parameters must be strictly controlled to avoid excessive high velocity and sharply low temperature.

**Key words:** catering kitchen, displacement ventilation, numerical simulation, velocity field, temperature field

## 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。本人授权江苏大学可以将本学位论文的全部内容或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保 密 ☐，在      年解密后适用本授权书。

本学位论文属于

不保密 ☒。

学位论文作者签名：



指导教师签名：




2010年6月 日

2010年6月11日

# 独 创 性 声 明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已注明引用的内容以外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：

日期：2010年6月 日

## 第一章 绪 论

### 1.1 课题的研究目的和意义

近年来,随着我国节能型社会的建设,公众健康和环保的意识日益增强,餐饮业的发展也必需与环境保护、能源节约、健康结合起来。然而目前餐饮业厨房舒适性差、能耗高的问题还没有受到足够关注。中餐厨房内大多使用高温油炸、煎、炒等操作来烹饪菜肴,高温热源使工作区环境温度很高,局部可达 $40^{\circ}\text{C}\sim 60^{\circ}\text{C}$ ,烹饪油烟扩散至空气中也加重了室内环境污染。对于厨师和其他从业人员来说,恶劣的环境会使人员工作效率降低,且严重的空气污染对人体健康的危害也不容忽视,目前传统的混合通风系统尚不能很好地解决这一问题<sup>[1-2]</sup>。为了改善厨房的工作环境,提高厨房舒适性,控制室内的气流组织就非常关键,也即通过一种有效的通风方式来改善厨房室内空气质量,排除室内污染物,消除或减少这些物质对人们健康的危害。

置换通风能够提供一种新型的气流组织形式,有效降低餐饮业厨房的油烟污染,改善餐饮业厨房工作环境的空气质量和舒适性,降低通风系统的能耗,提高餐饮业厨房系统的设计水平。目前对置换通风的应用研究主要集中在办公室、体育建筑、剧院建筑、工业建筑等,在餐饮业厨房建筑中的应用研究则尚未见报道。

论文首次探讨将具有有效提高室内空气品质、节约能源等优点的置换通风方式引入到餐饮业厨房的设计中,对推动我国餐饮业厨房设备更新和暖通工程行业的技术进步具有重要的经济、社会和环保意义。

### 1.2 餐饮业厨房室内环境特点

由于中餐烹饪过程的独特性,我国餐饮业厨房室内的环境具有其自身特点:

#### 1.2.1 油烟污染

烹饪过程中的污染物是以油烟形式排放的,油烟中含有烹饪排放出的氮氧化物、颗粒物、脂肪酸、烷烃、醛等有害物质<sup>[3-4]</sup>。研究人员曾对长期接触烹饪油烟的老鼠进行研究,发现其肺部受到损伤;也曾对较长时间接触烹饪油烟的志愿者

肺功能进行测试,结果表明油烟对呼吸道有强烈的刺激作用,致使黏膜损伤,同时对机体免疫功能有一定的抑制。另有研究证明:较高浓度的油烟气具有肺脏毒性;油烟污染物中的多环芳烃类(PAH)等属致癌物质,我国妇女患肺癌比例高也与高温烹饪所产生油烟有关<sup>[5-6]</sup>。油烟中部分有害物质对人体的危害见表1-1。

可见,我国餐饮业厨房油烟污染严重,其所含化学成分对人体肺脏毒性、免疫毒性以及致癌性的健康危害应引起高度重视。因此,为了厨房工作人员的健康,应有效排除油烟污染物。

表 1-1 油烟中部分有害物质对人体的危害

有害物质	对人体的危害
二氧化碳	当空气中含量大于5%及含氧量不足15%,出现胸闷、头痛、呼吸困难
二氧化硫	与空气中水生成硫酸和亚硫酸,刺激上呼吸道,对设备有腐蚀作用
一氧化碳	低浓度时引起头痛头晕、眼花、乏力、恶心;高浓度接触有生命危险
氮氧化物	形成变形血红蛋白的,危害神经系统,导致呼吸道和支气管炎症

### 1.2.2 空气余热

中国烹饪多采用炒、炸、煎等技术。烹饪热菜的过程中,厨师不但受到油烟气的威胁,而且受到高温炉火热辐射的侵害。炉灶热源热散发量大,使得厨房处于高温状态,这将恶化厨房内的空气品质,导致污染加重,空气余热很大。

为营造良好的厨房室内工作环境,室内应具有舒适的温度,需有效排除室内余热余湿。

### 1.2.3 气流组织

由于厨房的特殊工作性质,室内陈列橱柜器具较多,且通常沿建筑墙周及居中布置,因而室内环境复杂。由灶台的高度可知厨房内热源主要分布在1.0m以上,且油烟污染物随热气流上升蔓延至房间中上部,使得工作人员的呼吸带处于温度高、污染物浓度大的区域,室内气流组织较差。为排除污染物、提高厨房室内的环境质量,就要改善现有的室内气流组织形式。



### 1.2.4 全天负荷

厨房室内负荷包括烹饪负荷、厨房设备负荷、人员负荷、饭菜负荷等。图 1-1 为典型餐饮业厨房全天室内负荷分布示意图，从图中可以发现餐饮业厨房在午餐 11 至 12 点以及晚餐 17 至 19 点的用餐高峰时间段内，烹饪过程及饭菜散热量大大增加，致使室内空调负荷峰值大，而在非就餐工作时间厨房设备运作较少其负荷迅速减小<sup>[7]</sup>，全天室内负荷变化较大。

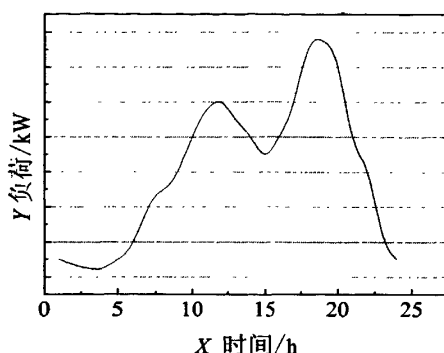


图 1-1 厨房操作间全天负荷分布示意图

根据以上厨房室内自身的特点，为餐饮业厨房工作人员营造满意的厨房热舒适性，需要在实际工程中对通风系统做更好的设计，有效除去余热，降低该区域的温度以及污染物浓度，使其能够保证厨房室内空气始终处于良好的环境下。

### 1.3 置换通风和混合通风方式原理

目前餐饮业厨房的通风系统均采用混合通风方式，这是传统的气流组织形式。混合通风是以稀释理论为基础，气流组织大多为上送上回。混合通风方式气流组织原理如图 1-2 所示。将一定量处理过的空气由设在房间上部的送风口送出，基于射流原理新鲜空气在整个房间内回旋运动，厨房内的浑浊空气充分混合，并通过排风口将部分污染物排出室外，最终形成了与排风状态接近的空气环境，因此也可称其为稀释通风。从混合通风的原理可知，其污染物排放效率有限。在实际工程应用中，由于送风位置、送风方式、送风比例、操作区风速设计不合理等诸多因素，室内污染物排放效率更低，厨房工作人员工作环境恶劣，因而有必要对餐饮业厨房烹调操作间通风系统进行研究。

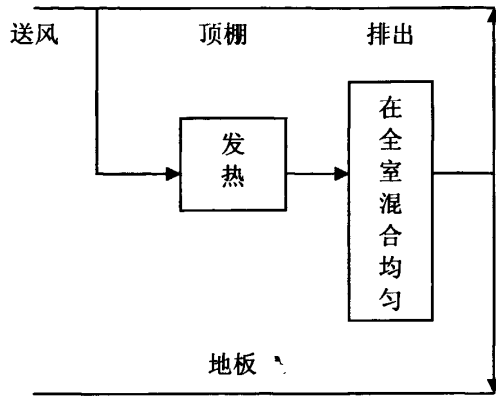


图 1-2 混合通风方式原理图

置换通风是一种污染物排放效率高的通风方式，其气流组织原理及流态如图 1-3 和图 1-4 所示。置换通风是将一定量处理过的空气以低风速在房间下部送风<sup>[8-9]</sup>，送入室内的新鲜空气首先进入工作区，在下部形成空气层，通过诱导作用与室内空气混合，吸收工作区的负荷。在后继送风的推动以及室内热气流的对流作用下空气自下向上流动，形成室内空气运动的主导气流，气流流动形式类似于活塞流推动，将污染物推离工作区，最终由设在房间上部的排风口排出。置换送风以密度差为一个动力源，符合热气流上升和冷气流下沉的原理，使得室内热浑浊空气在浮力推动下不断上升卷吸其周围空气。在气流的卷吸、送风的推动以及排风口的抽吸作用下，进入室内的新鲜空气将厨房内有害的油烟污染物推出室内，从而置换室内受污染的空气<sup>[10-11]</sup>。由于室内无交叉气流，排风罩也能更有效地捕捉油烟气，从而提供更好的室内空气品质。

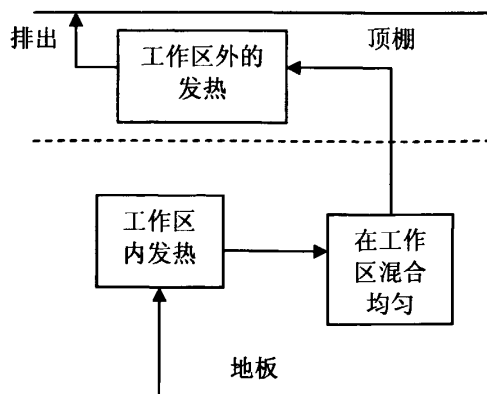


图 1-3 置换通风方式原理图

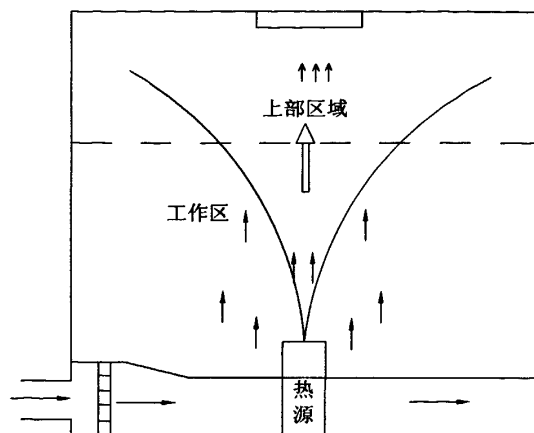


图 1-4 置换通风流态示意图

置换通风与混合通风方式在通风原理上有本质区别，因此在设计目标、气流动力、气流分布特性、技术措施等方面存在一系列差异<sup>[12]</sup>。两种通风方式的系统比较如表 1-2 所示。

表 1-2 置换通风与混合通风方式比较

比较	通风方式	
	置换通风	混合通风
设计目的	工作区环境满足要求	全室内环境均匀
通风动力源	密度差浮力控制	机械通风为主流动控制
通风机理	气流扩散浮力上升	气流强烈混合
送风特性	下侧送 上回	上送 下回
	风速低 温差小	风速高 温差大
	分层、扩散性好	掺混性强
	紊流系数小	紊流系数大
空气品质	工作区位于回流区 空气品质接近回风	工作区位于送风区 空气品质接近送风
通风负荷	工作区负荷	全室负荷

从表 1-2 中可知，置换通风方式优于传统混合通风。混合通风方式工作区紊流强度较高，存在吹风危险，而置换通风工作区紊流强度较低，从而降低了吹风危险。置换通风为侧下送风，室内气流分布存在垂直温差，呈下冷上热趋势，会引起人足踝处不适，有吹冷风感。设计时候要控制温度场、速度场以避免该问题。

## 1.4 国外置换通风发展概况

### 1.4.1 置换通风设计方法研究

国外置换通风研究较早, 也较深入。目前已有两本置换通风设计手册, 一是欧洲供热、空调协会联合会 (REHVA) 组织编写的《Displacement Ventilation In Non-industrial Premises》, 另一个是美国供热、制冷、空调工程师协会 (ASHRAE) 制定的《System Performance Evaluation and Design Guideline for Displacement Ventilation》。

Elisabeth Mundt 等<sup>[13-15]</sup>对大量典型空间进行了实验, 研究位于 1.1m 和 1.8m 之间的羽流值, 将由该值计算所得的满足房间热舒适的送风量与满足卫生要求的最小风量比较, 大值作为置换通风的送风量, 再考虑一些温度及梯度来计算送风温度。美国的 Yuan 等<sup>[16-18]</sup>通过大量的 CFD (Computational Fluid Dynamics) 模拟来总结设计方法, 详细测量了教室、大办公室和小办公室三种典型房间, 建立 CFD 程序, 采用 RNG  $k-\varepsilon$  模型, 设置 56 个不同边界条件对房间进行 CFD 模拟, 建立了置换通风温度分布的数据库; 通过传热分析建立了计算头脚温差和呼吸区通风效率的公式, 并由房间温度分布的数据库确定了该公式中的系数, 由此建立起了一套置换通风的设计方法。Alexander 等<sup>[19]</sup>通过大量的实验得到了一种置换通风的设计方法。该方法主要是把传热通过比例系数分成对流和辐射, 而对流和辐射又由系数分成向上和向下两部分, 这些系数主要是通过大量实验得到。挪威的 SINTEF (The Foundation for Industrial and Technical Research at The Norwegian Institute of Technology) 对已有的置换通风系统进行了大量实地测试, 并提出了几种典型场所置换通风系统的设计原则<sup>[20]</sup>。由法国最大的企业之一——法国电力 (EDF) 资助法国第三大国立实验室 LET (Laboratoire d'Etude Thermique) 针对置换通风进行了全面、系统的研究。建立了置换通风实验台, 并对置换通风系统影响因素进行了细致的计算机仿真研究, 为置换通风系统的合理设计提供依据<sup>[8]</sup>。

### 1.4.2 热舒适性

影响室内环境舒适性的主要因素有: 温度梯度和吹风感。

Fanger<sup>[20-21]</sup>建立了置换通风房间模型方程, 用来描述由吹风引起的不舒适性。

指出通常房间工作区大部分位置平均湍流强度约为 20%，在没有湍流强度数据的时候便可以利用该模型。Christensen 等<sup>[22]</sup>测量了 20℃、23℃、26℃ 下不同风速引起吹风感的百分率。评价人体颈部、手臂、足部、脚踝的不满意百分率，指出设计时要特别注意到不穿鞋的建筑场合。Melikov 等<sup>[23]</sup>对 18 个应用置换通风系统的房间内吹风感和温度梯度引起的热不舒适性进行研究，研究对象为静坐位置的工作人员，评价环境的舒适性参数，指出在房间较低位置特别是在靠近风口处存在局部热不舒适性，该处的吹风危险和垂直温度差较大。Liu Yu 等<sup>[24]</sup>做了工作区垂直温度梯度研究，试验结果表明：工作区温升不但与综合冷负荷有关，还与送风量和送风口扩散特性有关。Nielsen<sup>[25]</sup>针对脚踝处吹风感对置换通风的送风口作了大量研究，得到了地板附近的速度分布，对评价脚踝处吹风感提供了计算依据。Park 等<sup>[26]</sup>通过实验和流场测试建立了垂直温差模型，该模型把温度垂直方向近似为线性变化，将地板附近空气温度近似为送风温度和排风温度之和的一半。这种温度梯度模型仍旧应用在欧洲建筑的室内置换通风设计中。Zhang 等<sup>[27]</sup>对办公室、教室、零售商店和工厂车间的 29 种工况进行了模拟，加入了 PMV (Predicted Mean Vote: 预测平均投票数) 以及 PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied: 预测不满意百分数) 评价标准模型，综合分析置换通风房间的热舒适性情况。Rees 等<sup>[28]</sup>采用冷却顶板和置换通风相结合的办法来加强置换通风方式的制冷能力，改进了室内温度梯度和安装位置的限制。

#### 1.4.3 空气品质

室内空气品质主要考虑：污染物浓度、空气年龄以及通风效率。

Mathisen 等人<sup>[29]</sup>对置换通风的通风效率和室内空气品质进行了研究。一些通风效率的新概念被定义并应用于实践中，如空气龄、空气龄分布等；建立了一个理论区模型，用来研究污染物的排出，定义室内通风效率。研究表明置换通风比传统混合通风具有更高的通风效率。Nagda<sup>[30]</sup>和 Stymne 等<sup>[31]</sup>对污染源扩散模式进行了研究，指出污染物浓度在垂直和水平方向上变化很大，认为人呼吸的空气是来自于周围一层保护性的对流边界层，即呼吸的是比呼吸区更低位置的清洁空气。Murakami 等<sup>[32-33]</sup>提出由于热浮力的作用将新鲜空气带入呼吸区，使得在相同高度上呼吸区污染物的浓度比远离人体的区域低，这个结论已通过 CFD 模拟进行验证。

Persily<sup>[34]</sup>用室内 CO<sub>2</sub> 浓度估计室内空气品质和通风状况, 计算了建筑空间内换气效率。Bjorn 等<sup>[35]</sup>通过实验研究证明: 置换通风下人员剧烈运动状态时的呼吸对垂直污染物浓度的分布会产生较大影响。Yuan 等<sup>[36]</sup>建立了置换通风下温差和通风效率的计算模型, 为系统的合理设计提供了依据, 同时为置换通风在美国建筑中的应用提供了指导。Xing 等<sup>[37]</sup>试验并模拟了带有人体模特和其他热源的置换通风房间室内环境, 研究了呼吸区空气品质的不均匀性, 综合分析了不同负荷房间不同位置的空气龄, 研究发现工作区人员实际感受的空气品质比工作区内的平均数值要高。Hayashi 等<sup>[38]</sup>借助 CFD 技术对平卧、静坐、站立不同状态下的人体周围气流分布进行了模拟。Zhang 等<sup>[39]</sup>用 CFD 方法对采用置换和混合通风方式的办公室、教室、零售商店和工厂车间进行模拟, 以 CO<sub>2</sub> 浓度为主要评价指标分析污染物分布, 比较得出置换通风排污能力的优势, 但没有考虑颗粒污染物。Holmberg 等<sup>[40]</sup>用 CFD 方法模拟颗粒浓度、热环境, 研究表明: 在人们活动较为频繁的呼吸区能够发现高浓度的可吸入性颗粒物, 由于送风和人员走动很容易引起地板沉积物和悬浮颗粒物的扰动, 这些颗粒物进入对流气流后, 从房间底部扩散到整个房间, 长期处于其中危害人体健康。

#### 1.4.4 应用领域

20 世纪 40 年代欧洲人 Baturin 对置换通风进行研究, 最早在斯堪的纳维亚(北欧的瑞典、挪威、丹麦、冰岛等国)地区开始实践应用。20 世纪 70 年代置换通风主要应用在工业领域, 到 20 世纪 80 年代在欧洲已被应用在非工业的民用和商业领域, 到 1989 年, 置换通风在北欧国家已经占据了约 50% 的工业空调市场和 25% 的办公室民用市场<sup>[41-43]</sup>。20 世纪 80 年代欧洲兴起了置换通风技术的研究和工程实际的应用。Seppanen 等<sup>[44]</sup>对美国办公室建筑分别应用置换通风系统和混合通风系统, 比较不同控制策略下的情况, 认为置换通风难以精确估计系统的初投资。Chen 等<sup>[45]</sup>分析了荷兰的置换通风办公室, 研究室内空气热环境的垂直温度梯度, 置换通风的送风温度比混合通风高。20 世纪 90 年代日本和美国为了改善室内空气质量, 也开始研究置换通风, 并结合自己的气候和建筑特点进行了大量的实验研究和数值模拟, 为置换通风在美国和日本的推广应用打下了基础。日本的 Nishioka 等<sup>[46]</sup>对一个带有穹顶的大型运动场的置换通风系统进行了室内热环境测量和评价。

## 1.5 国内置换通风发展概况

我国对置换通风的研究只是在近十几年，是在引进北欧技术的基础上进行的。

### 1.5.1 热舒适性

西安建筑科技大学马仁民教授<sup>[47]</sup>对单热源置换通风系统中的热力分层高度、垂直温度分布和送风量计算等问题进行了理论研究，讨论了通风有效性与空气分布特性的相关性，分析了混合通风通风效率低于置换通风的原因。根据大量的实验数据，提出了热力分层高度的计算、地面空气层温升和工作区温升的确定等问题。中国建筑科学研究院空调节能研究所的孟广田等<sup>[48]</sup>列出了热舒适指标，利用热舒适图对置换通风的吹风感和垂直温差进行了分析，为置换通风的热舒适评价提供了参考。东华大学倪波副教授<sup>[49-50]</sup>通过对单一热源、双热源置换通风情况下的垂直方向温度梯度和三维温度场进行了实验测试，并对不同围护结构和不同的外环境温度也做了对比实验，结果表明：置换通风的微热环境能提供居住者整体舒适感，而在肢体下部风感不满意率小于 15%。华中科技大学的张俊梅等<sup>[51]</sup>应用 CFD 方法对单一污染源置换通风系统的参数设计进行了研究，提出了一些参数的确定方法，使得既能保证室内较高的空气品质，又能防止出现垂直温差过大和产生吹风感等现象。同济大学的刘传聚等<sup>[52]</sup>采用  $k-\varepsilon$  双方程模型和 SIMPLE 算法，对单热源室内二维气流的速度场、温度场及浓度场进行了模拟，计算了通风效率、温度效率等指标。但由于计算模型中的一些系数是基于实验取得的，适用范围有限。同济大学李强民教授<sup>[42]</sup>对置换通风原理与设计做了较详细的阐述，并利用热舒适图对置换通风的热舒适问题、吹风感和垂直温差进行了分析，同时还对置换通风与冷却顶板的结合使用进行了分析，指出两者结合使用可提高人体热舒适性和室内空气品质，并带来明显的节能效果。天津大学的张帆<sup>[53]</sup>和朱能等<sup>[54]</sup>把置换通风系统与冷却顶板相结合，由冷却顶板承担部分负荷，使置换通风的理论研究和实际应用更向前推进了一步。徐来福和李先中等<sup>[55-56]</sup>进一步研究表明：当顶板表面温度低于室内空气的露点温度时，顶板就会结露，因而又提出采用地板供冷和置换通风复合的空调系统，但其可行性还有待探讨。另外，洪武开<sup>[57]</sup>和鞠硕华等<sup>[58]</sup>对置换通风的应用进行了一定的定性分析，有一定的参考价值。

1.5.2 应用领域

置换通风在国内的应用性研究主要集中在办公室、教室、体育场馆、影剧院、高大工业等建筑中，而在其它建筑中的应用研究较少。东华大学的岑鸣等<sup>[59]</sup>针对上海体育馆置换通风设计，采用相同的原始数据与设计参数，按照现行的暖通规范与混合通风设计做了比较，结果表明：置换通风在室内空气品质和节能上具有优势。倪波教授还和秦孟昊<sup>[60]</sup>针对纺织厂空气调节的具体情况，借助 CFD 手段，研究了置换通风在纺织厂的应用。屈国伦<sup>[61]</sup>对置换通风在广州市新体育馆的应用做了介绍，并分析了存在的问题，指出置换通风在我国应用中存在的问题：缺乏规范与设计依据、新风量的确定有很大的误差以及人满时温度梯度有偏差。北京市建筑设计研究院的孙敏生等<sup>[62]</sup>介绍了国家大剧院的置换通风方案，通过对置换通风和空调系统下送风方式的分析和实测，总结出了下送风气流组织的设计方法。同济大学建筑设计研究院的陈维阳等<sup>[63]</sup>应用 CFD 模拟对某校区报告厅进行了置换通风设计与分析。

从已有置换通风的应用实例看，我国应用地域遍及上海、南京、杭州、武汉、北京、西安等不同的气候环境地区。应用场所主要集中在办公室、体育建筑、剧院建筑、报告厅、工业建筑等<sup>[41, 64-66]</sup>如表 1-3 所示。目前置换通风在商场建筑中的研究较少，在餐饮类建筑中还未见报道。

表 1-3 置换通风在我国建筑的应用领域

建筑领域	场地	设计
剧院	国家大剧院	法国方案 北京市建筑设计研究院设计
	上海大剧院	法国方案 华东建筑设计研究院设计 同济大学实验研究
	西安大剧院	中国西北建筑设计研究院设计
	乌鲁木齐新中剧院	乌鲁木齐建筑设计院
	杭州大剧院	杭州市建筑设计研究院设计
工业厂房	上海大众汽车有限公司	德国方案 上海机电设计研究院设计
	上海 AT&S 工程	同济大学设计院设计



(续前表)

	南京爱立信	中国电子工程设计院设计
会展、大厅	上海科技城	上海民用建筑设计研究院设计
	深圳文化中心音乐厅	日本矶崎新设计室 北京市建筑设计研究院
	上海国际工业博览会	德国设计
	浙江省人民大会堂	浙江省规划设计院设计
	厦门国际机场	华东建筑设计研究院设计
体育馆	苏州体育中心	天津建筑设计院设计
	广州九运会体育馆	广东设计院设计
	湖州体育馆	浙江湖州设计院
办公室	上海爱康公司	同济大学设计
	中国银行阜阳分行	合肥工大设计院设计

## 1.6 本文主要研究内容

厨房是餐饮业建筑中至关重要的场所，然而目前对餐饮业厨房的空调通风设计大多是基于经验，通风系统的设计直接影响厨房环境的优劣以及工作人员的身体健康。因此，研究能够改善目前餐饮业厨房环境的通风方式是非常有意义的。本文应用商业软件 Airpak 对采用置换通风方式的餐饮业厨房室内空气品质进行数值模拟，分析研究在餐饮业厨房中应用置换通风方式的可行性。

主要工作如下：

(1) 分析餐饮业厨房室内环境设计与评价指标，进而比较置换通风与传统混合通风在设计和评价方面的不同。

(2) 搭建模型厨房，对模型厨房进行数值模拟和实验测量，根据相关实测数据对所采用的数值计算模型进行了校核，验证模型和数值方法的正确性。

(3) 对实际工程厨房进行数值模拟，研究16种不同送风速度、温度的送风方案下，厨房室内速度场、温度场及二氧化碳浓度等分布情况。

(4) 根据模拟结果分析空气年龄，比较PMV-PPD指标。

## 第二章 餐饮业厨房室内环境设计与评价

### 2.1 厨房室内环境设计

为了提高厨房室内环境质量和热舒适性,人们很早便使用过一些通风控制方法。早期的美洲移民者利用壁炉做饭,对气流中的烟气沿着烟囱向上排出,引导室外补风通过建筑物的狭缝进入室内,即利用“烟囱效应”的自然通风方式。随着社会的发展,人们通过开窗的方式为室内提供必要的通风量,再后来发展到在墙上安装排风扇。直到上世纪 50 年代,排风罩的出现以及空调技术的应用给厨房通风技术带来了革命性的改变<sup>[67-68]</sup>。

餐饮业厨房有其独特的建筑室内环境,不同的烹调方式对环境质量的要求也不同。表 2-1 为国内外餐饮业厨房空调设计标准<sup>[69-70]</sup>。从表 2-1 中可以看出,国内外在餐饮业厨房建筑暖通空调设计上使用的设计标准有些差异,这是由于各地区气候条件不同,人对热环境的要求与可接受性也不同,因而各自对应的适用范围有一定差别。

表 2-1 国内外餐饮业厨房空调设计标准

比较	室内环境		送风系统	送风要求			送排风比
	温度	湿度		温度	风速	位置	
中国	小等于 28℃	小等于 80%	室外 新风 + 空调 送风	无特殊要求	小于 0.3m/s	顶棚送风	0.85~0.9: 1
欧洲	18~26℃	35~65%		19℃	0.2m/s	顶部送风	1: 1
美国	小等于 26℃	小等于 60%		10~18℃	0.25m/s	排烟罩一体 型顶棚送风	0.85~0.9: 1
日本	小等于 25℃	小等于 80%		无特殊要求		壁面送风 顶棚送风	0.85~0.9: 1

#### 2.1.1 送风温度设计

传统混合通风在厨房设计时送风温差需要8℃~10℃,而置换通风送风温度不能过低。若送风温差过大,当厨房工作人员在风口附近工作时,就会感到不适。由于置换通风的送风温度有所提高,就可以考虑将送风口位置设计在临近厨房操作区,一方面直接把新鲜空气送入工作人员附近;另一方面,送风温度的提高使得制冷机组内制冷剂的蒸发温度升高,增加了单位制冷量,制冷机组制冷效率随

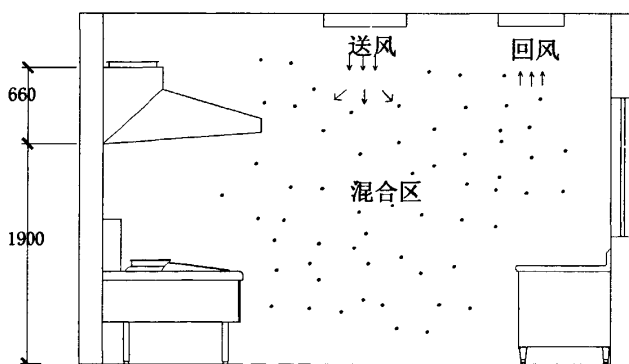
之增大,运行效率得到提高<sup>[71]</sup>。

因此,置换通风送风温度的提高不但可以改善厨房室内环境,还能够降低系统运行能耗。

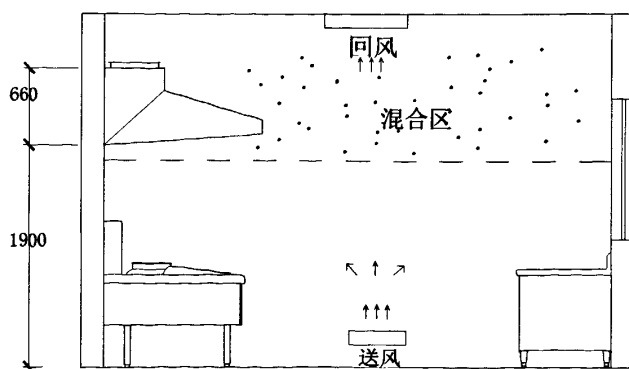
### 2.1.2 通风气流效果设计

置换通风进入厨房的送风气流流动类似活塞流,整个房间存在温度和污染物浓度梯度,室内气流由此分为下部单向流动区和上部混合区。置换通风与混合通风室内气流分布如图2-1所示。

从图2-1中可以看出,传统混合通风厨房室内气流分布紊乱、污染物弥漫于整个空间。而置换通风是将厨房内的污染物和余热置换于人员操作区之上,使得厨房人员的呼吸区域处于新风的良好环境中。因此,与混合通风比,采用置换通风方式能够为厨房工作人员操作区提供更好的气流分布形式以提高空气品质。



(a) 混合通风厨房室内气流分布示意图



(b) 置换通风厨房室内气流分布示意图

图 2-1 两种通风方式厨房室内气流分布示意图

### 2.1.3 负荷计算

餐饮业厨房中烹饪的功能分区大致为储藏区、准备区和烹饪操作区，且每个区域都有一套辅助设备。储藏区是储备食品和餐具的地方，此处一般设置电冰箱，并放置存放各类餐具的柜橱。准备区主要是对食品进行加工、洗切和配料，此处主要设备为洗池、案台和洗碗机。烹调区是餐饮业厨房的核心区域，一般配置炉灶、炊具柜和通风排烟装置。餐饮业厨房室内热源散热主要有：烹饪灶台区和室内工作人员、夜间照明以及非灶台区的厨房辅助设备的散热。

传统混合通风在负荷计算时是以整个厨房空间为设计对象，计算负荷大<sup>[72]</sup>。置换通风技术仅以厨房工作人员的操作区为对象，只需考虑保证工作人员头部呼吸带范围的舒适性，满足该区域的要求即可。通常餐饮业厨房排烟罩高约2.0m，灶台高一般为0.8m，加上厨房设备高度后约为0.95m，厨师为男性较多，平均身高为1.75m。因此，设计时将灶台与排风罩0.95m~2.0m之间的区域作为置换通风设计时的工作区范围，见图2-2。

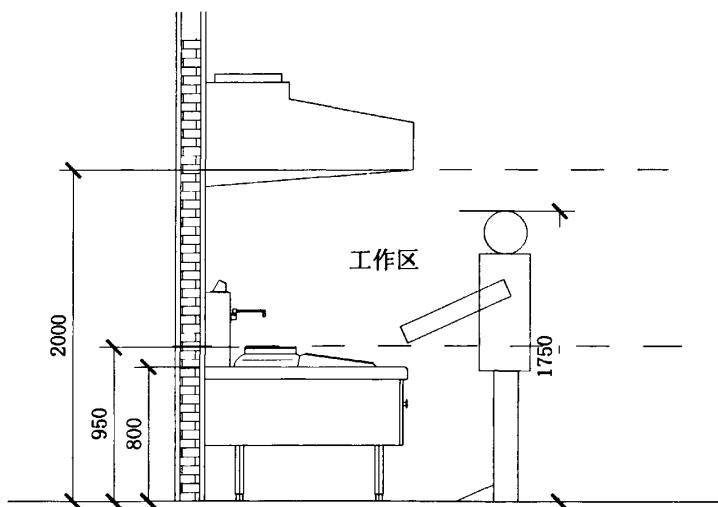


图 2-2 厨房工作灶台操作高度尺寸/mm

厨房间室内总负荷计算为：

$$Q = \sum Q_i + H_i = Q_p + Q_k + Q_f + Q_s + Q_l + H_{\text{air}} \quad (2-1)$$

式中， $Q$ 为室内总负荷； $Q_p$ 、 $Q_k$ 、 $Q_f$ 分别表示人体、厨房设备和饭菜散热形成的负荷； $Q_s$ 、 $Q_l$ 分别表示围护结构和照明散热形成的负荷，在置换通风设计中代表

其散发至厨房工作人员操作区的负荷； $H_{\text{air}}$ 为室内空气与新风的焓差。

显然，两种通风设计时人体 $Q_p$ 、厨房设备 $Q_k$ 及饭菜 $Q_f$ 的散热形成的负荷相同，但是在置换通风设计中，围护结构和照明的散热 $Q_s$ 和 $Q_l$ 仅需计算散发辐射到工作区的部分。若以上标“\*”表示置换通风数值，则 $Q_s^* < Q_s$ ， $Q_l^* < Q_l$ 。另外，置换通风送风温差小于混合通风，也即 $H_{\text{air}}^* < H_{\text{air}}$ 。因而，置换通风计算室内负荷小于混合通风，即 $Q^* < Q$ ，这也是置换通风节能的一项关键因素。

## 2.2 厨房室内环境评价指标

### 2.2.1 温度梯度

置换通风房间内工作区的温度梯度 $\Delta t_n$ 是影响人体热舒适性的重要因素。置换通风将低于室内温度的冷空气送入室内，该冷空气在室内流动的过程中吸收余热，进而使得室内产生热力分层，出现了垂直方向的温度梯度<sup>[73]</sup>。对于工作人员处于坐姿的房间（办公室、会议室等），室内温度分布通常分为三个区：底部区、工作区和上部区，如图2-3所示。底部区温升 $\Delta t_{0.1} = t_{0.1} - t_s$ ，其中 $t_s$ 为送风温度， $t_{0.1}$ 为0.1m高度处温度；人员工作区温升 $\Delta t_g = t_{1.1} - t_{0.1}$ ，其中 $t_{1.1}$ 为人体头部1.1m高度处温度；上部区温升 $\Delta t_p = t_p - t_{1.1}$ ，其中 $t_p$ 为排风温度。

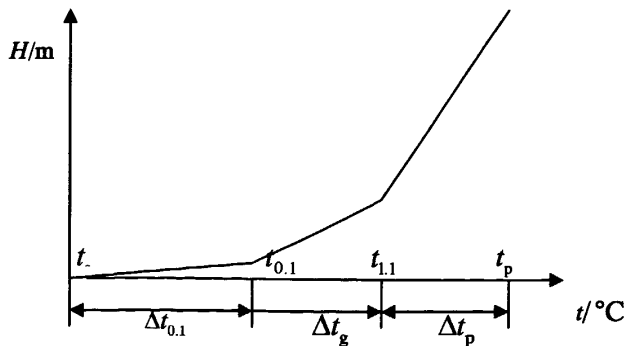


图2-3 室内温升-垂直温度梯度

从送风口流出的低温空气在地面流动过程中，被地面加热使温度有所升高形成底部区温升 $\Delta t_{0.1}$ ，空气接触到人体及热源后，随着高度的增加，温度逐步上升直

至室内温度（以头部附近的温度代表室内温度），形成人员工作区温升  $\Delta t_g$ ；从人体头部到排风口的上部区温升  $\Delta t_p$ ，可能由于其他次要热源的分布而有所不同。

Fanger<sup>[21]</sup>根据研究得到了各种头脚温差下人的预期不满意百分数，如图2-4所示。由图2-4可知，当头脚温差为3℃时，不满意度为7%。我国现有的通风空调设计手册及暖通设计规范尚未有关温度梯度的规定，我国设计人员可以把欧洲及国际标准中的舒适性指标（表2-2）作为参考。

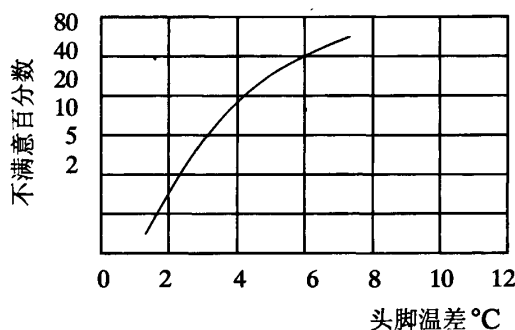


图2-4 垂直温差引起的不舒适性

表2-2 欧洲及国际标准中的舒适性指标

舒适性指标	DIN (德国) 1946/2 (1994)	CIBSE (英国) (1990)	ISO (国际) 7730 (1990)
$\Delta t_g = t_{1.1} - t_{0.1}$	$<2^{\circ}\text{C}$	$<3^{\circ}\text{C}$	$<3^{\circ}\text{C}$
最小 $t_{0.1}$	$21^{\circ}\text{C}$	$20^{\circ}\text{C}$	—

### 2.2.2 空气年龄

空气年龄是指空气质点在室内滞留的时间，即从新鲜空气送入房间到排出房间的时间。对于工作区某一点来说，空气年龄是指流经该点的所有空气质点年龄的平均值。空气年龄能够反映室内空气的新鲜程度，综合衡量室内的通风换气效果，是评价室内空气品质的重要指标<sup>[74]</sup>。

$\phi(t)$ 为空气年龄的频率分布函数，表示同一时刻某点处空气年龄为 $t$ 的空气质点数占流经该点总的空气质点数的比例<sup>[75]</sup>。 $\phi(t)$ 函数可以通过示踪气体跟踪法测定。该方法是用示踪气体（ $\text{SF}_6$ 、 $\text{N}_2\text{O}$ 、 $\text{CO}_2$ ）来标识室内空气。已知标识后初始

浓度  $C(0)$ ，随着新鲜空气送入，室内示踪气体的浓度随之下降，由此可测得室内示踪气体的浓度随时间而衰减的规律。室内示踪气体浓度衰减曲线如图2-5所示。

计该点  $t$  时刻的瞬时浓度为  $C(t)$ 。通过对气流的流动分析可以得到

$$1 - \Phi(t) = \frac{C(t)}{C(0)} \quad (2-2)$$

其中  $\Phi(t)$  是年龄频率分布函数  $\varphi(t)$  的累积分布函数，即

$$\Phi(t) = \int_0^t \varphi(t) dt \quad (2-3)$$

则根据定义得到室内某点空气年龄  $\tau$  为

$$\tau = \int_0^{\infty} t \varphi(t) dt = \int_0^{\infty} (1 - \Phi(t)) dt = \int_0^{\infty} \frac{C(t)}{C(0)} dt = \frac{\int_0^{\infty} C(t) dt}{C(0)} \quad (2-4)$$

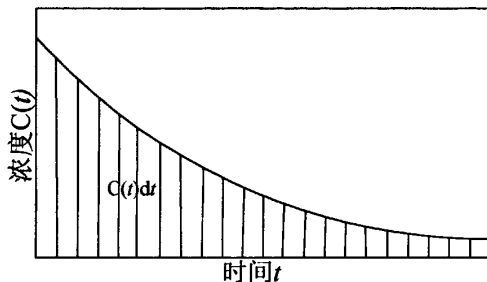


图2-5 室内示踪气体浓度衰减曲线

空气年龄越小，表明室内陈旧空气停留时间越短，即被新鲜空气置换更新速度越快，空气质量越好。

### 2.2.3 换气效率（空气置换系数）

换气效率是评价室内空气更新的有效指标，可以用于对通风技术应用实际效果的定量分析，是由新鲜空气在室内的停留时间和空气年龄来计算。

假设送风方式为理想活塞流组织，此时送风口处空气年龄为零，排风口处空气年龄为  $V/Q$ ，其中  $V$  为房间体积， $\text{m}^3$ ； $Q$  为送入房间的空气通风量， $\text{m}^3/\text{s}$ ，则室内平均空气年龄即理想空气年龄为

$$\tau = \frac{1}{2} \frac{V}{Q} = \frac{1}{2} \tau_n \quad (2-5)$$

其中， $\tau_n$  为空气名义时间常数，其值等于室内换气次数的倒数。

以理想活塞流为基准, 定义其他某种气流组织下的室内换气效率  $E_a$

$$E_a = \frac{\frac{1}{2}\tau_n}{\tau} \times 100\% \quad (2-6)$$

通常认为换气效率达到 50% 时, 该通风系统的效果较好。理想活塞流的换气效率接近 1, 但实际工程中出现理想活塞通风的情况极为罕见。常用的传统混合通风是空气混合稀释通风, 室内存在循环流动, 因而延长了室内滞留时间, 其换气效率只有 50% 左右, 发生短路循环时会更低。

置换通风气流组织单向流动, 紊流程度低, 近似层流, 新鲜空气与室内空气没有混合, 停留时间短, 换气效率高, 通常在 50%~67% 之间。在美国供热、制冷、空调工程师协会 (ASHRAE) 制定的手册《System Performance Evaluation and Design Guideline for Displacement Ventilation》中对各种气流分布的换气效率进行了核定, 也指出置换通风的换气效率最高。

因此, 在厨房通风设计中若采用置换通风可以提高室内工作区空气新鲜度, 换气效率较高。

#### 2.2.4 通风效率 (能量利用系数)

通风效率是评估通风系统的有效性以及气流能量利用性的指标, 是排风与送风温度的差值和工作人员操作区与送风温度差值的比值<sup>[76]</sup>。以温度计算的通风效率表示送风排除室内余热能力, 效率越高表示排除余热效果越好, 可以用下式来计算通风效率  $E_v$

$$E_v = \frac{t_p - t_s}{t_g - t_s} \times 100\% \quad (2-7)$$

其中,  $t_p$  为排风温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_g$  为工作区温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_s$  为送风温度,  $^{\circ}\text{C}$ 。

从公式 (2-7) 可以看出, 通风效率与  $t_p$  和  $t_g$  值的大小有关。

传统混合通风设计时, 整个厨房空间为一个定值, 将新鲜空气与室内的陈旧空气混合, 油烟污染物充斥整个厨房间, 且工作区温度  $t_g$  与排风温度  $t_p$  接近。从实际工程可知  $t_p - t_g \leq 0$ , 其通风效率  $E_v \leq 1$ 。

厨房置换通风则采用新风置换了工作区被油烟污染的空气, 从而使室内在垂



直高度上产生了温度梯度。工作区的环境与送风相似，排风口处温度最高。由于厨房工作人员都为站姿，置换通风中 $t_g$ 取人员呼吸带范围内的值。人员呼吸区温度低于排放温度，即 $t_p - t_g > 0$ ，从而通风效率 $E_v > 1$ 。

从以上分析可知，置换通风的通风效率高于传统混合通风的通风效率，也就是说它的排污能力优于传统混合通风。

另外，由于置换通风的通风效率高，因而所需的新风量就少，风机能耗降低，节能效果相应提高。在实际工程中，传统混合式通风的理论效率最大为100%，实际应用常为50%~70%。置换通风使室内空气分层，上部污染物质量浓度高于下部温度，其效率通常为100%~200%<sup>[77]</sup>。

由此可知，在厨房中应用置换通风技术能够提高通风系统的能量利用性，节省能源。

## 2.2.5 PMV 与 PPD 指标

人的热舒适性是空调通风系统设计的一个重要评价指标。目前使用最广泛的热舒适性评价指标为PMV-PPD。

PMV (Predicted Mean Vote, 即预测平均投票数) 是一个综合性的指标，综合考虑了人体活动程度，即人体新陈代谢率 $M$ 、服装热阻 $L_{cl}$ 、室内温度 $T$ 、平均环境辐射温度 $T_g$ 、空气流动速度 $u$ 和空气湿度 $RH$ 等因素对热舒适程度的影响<sup>[78-79]</sup>。

为了研究热舒适性，丹麦工业大学Fanger做了大量的实验（以1396人为研究对象）。他让受试者处在特定的人工环境中，在影响人体舒适性的不同因素组合状况下对冷热感觉做出主观反应（用投票申告的方式），即七级感觉（冷、凉、稍凉、中性（舒适）、稍暖、暖和、热），见表2-3。但热感觉因人而异，人们会更关注对热环境感到不满意的人群。为了说明这一关系，Fanger通过统计分析又提出PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied, 即预测不满意百分数) 这一指标<sup>[80]</sup>。

表 2-3 ASHRAE 与 PMV 指标值

ASHRAE 热感觉分级	热	暖和	稍暖	中性 (舒适)	稍凉	凉	冷
ASHRAE 指标值	7	6	5	4	3	2	1
PMV 指标值	3	2	1	0	-1	-2	-3

图2-6为PMV-PPD关系图。从图2-6中我们可以看出，即使某一环境状态对大多数人是满意的，如 $PMV=0$ 时， $PPD=5$ ，说明仍然有5%的人感到不满意。ISO7730标准推荐，对某一热环境以PPD值不大于10%作为设计依据，即允许有10%的人对热环境感觉不满意。因此，室内环境的热舒适性要求为： $PMV$ 值在-0.5至+0.5之间。该标准中将一般舒适条件下可接受热环境分为3个级别<sup>[81]</sup>，见表2-4。我国学者推荐的适用于中国地区的可接受热舒适性指标为 $-1.0 < PMV < 1.0$ ， $PPD < 26\%$ 。

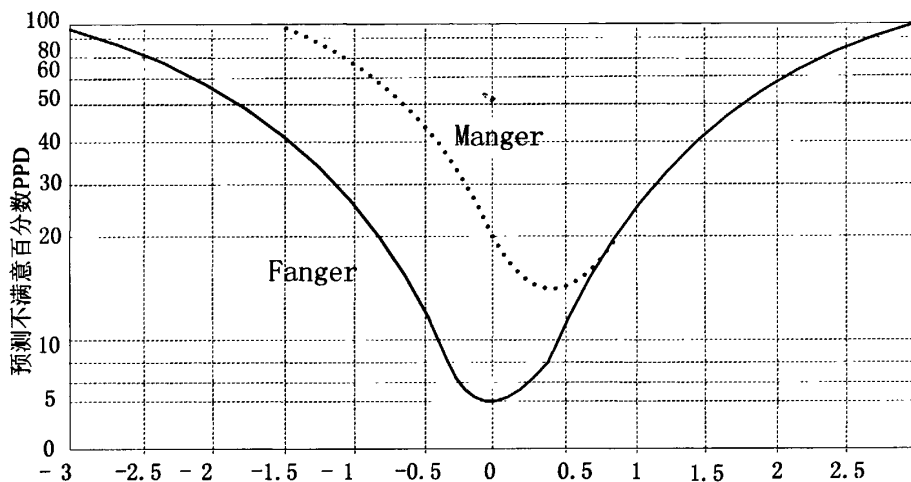


图2-6 PMV与PPD的关系曲线

表2-4 一般舒适条件下可接受热环境的3个等级

热舒适级别	PMV范围	PPD
A	$-0.2 < PMV < +0.2$	$< 6$
B	$-0.5 < PMV < +0.5$	$< 10$
C	$-0.7 < PMV < +0.7$	$< 15$

如果以其它的评价指标（如由Manger采用通过心理学方面的测试给出的结果）为基础的话，那么 $PMV$ 曲线将向右移。Manger在进行心理学测量时为了评价受试者的热感觉提出了额外的问题，即是否希望温度变化。在回答这些问题的情况下得到了如图2-6中虚线所示的关系<sup>[82-83]</sup>。从图2-6可以看出，人们更愿意比ISO7730中（ $PMV$ 值在-0.5至+0.5之间的曲线最小值）的指标要热一点的环境，但是最小的不满意率也随之增大。PPD可以通过下式（ISO1990）计算：

$$PPD = 100 - 95 \exp(-0.03353 PMV^4 - 0.2179 PMV^2) \quad [\%] \quad (2-8)$$

上式中的预计平均投票率 PMV 可由下式确定:

$$PMV=[0.303\exp(-0.036M)+0.028]L \quad (2-9)$$

$$L=M-W-\{3.96 \times 10^{-8} f_{cl}[(T_{cl}+273)^4-(T_g+273)^4]+f_{cl}h_c(T_{cl}-T)+3.05 \times 10^{-9}[5733-6.99(M-W)-P_a]+0.42(M-W-58.15)+1.7 \times 10^{-5}M(5867-P_a)+0.0014M(34-T)\} \quad (2-10)$$

其中,  $M$  为新陈代谢率 ( $W/m^2$ );  $W$  为人体所做机械功 ( $W/m^2$ );  $f_{cl}$  为服装系数;  $T$  为当地的室内温度 ( $^{\circ}C$ );  $T_{cl}$  为服装的温度 ( $^{\circ}C$ );  $T_g$  为平均环境辐射温度 ( $^{\circ}C$ );  $h_c$  为服装表面和空气之间的对流换热系数 ( $W/m^2K$ );  $P_a$  为水蒸气分压力 ( $P_a$ )。

$f_{cl}$  可通过下两式确定:

$$f_{cl}=1.05+0.645T_{cl} \quad \text{当 } T_{cl}>0.078 \quad (2-11)$$

$$f_{cl}=1.00+1.290T_{cl} \quad \text{当 } T_{cl}\leq 0.078 \quad (2-12)$$

$T_{cl}$  可通过下式确定:

$$T_{cl}=35.7-0.028(M-W)-L_{cl}\{3.96 \times 10^{-8} f_{cl}[(T_{cl}+273)^4-(T_p+273)^4]+f_{cl}h_c(T_{cl}-T)\} \quad (2-13)$$

对流换热系数  $h_c$  可由下式确定:

当  $2.38(T_{cl}-T) \geq 12.1u^{0.5}$  时,

$$h_c=2.38(T_{cl}-T)^{0.25} \quad (2-14)$$

当  $2.38(T_{cl}-T) < 12.1u^{0.5}$  时,

$$h_c=12.1u^{0.5} \quad (2-15)$$

其中,  $L_{cl}$  为服装热阻 ( $^{\circ}C m^2/W$ );  $u$  为空气流速 ( $m/s$ )。

综上所述, 厨房室内环境设计与评价目的为: 引入室外的新风以提供室内人员呼吸所需要的充足氧气, 去除室内余热余湿 (主要是工作区的对流和辐射传递的余热), 排出烹饪过程中产生的油烟污染物, 使得室内的工作环境不影响厨房工作人员的健康和工作效率。通风效果的优劣直接决定了厨房内空气品质的好坏和人员的热舒适性。

本章概述了餐饮业厨房室内环境设计与评价指标, 并从这两方面比较研究置换通风和传统混合通风。分析得到: 置换通风具有改善厨房室内温度与气流分布、提高室内空气品质以及节约能源等优点。

### 第三章 模型厨房数值模拟与实验研究

#### 3.1 数值模拟技术在建筑暖通空调领域的应用

CFD软件是计算流体力学软件的简称,是专门用来进行流场分析、流场计算、流场预测的软件。1974年丹麦的Nielsen首次将CFD用于HVAC(Heating Ventilation and Air Conditioning暖通空调)领域,对通风房间内的空气流动进行模拟<sup>[84]</sup>。当时的计算机技术、数值方法以及湍流模型等还只能求解一些相对简单的工程问题。近年来,随着计算机容量的提高,在欧美和日本等一些发达国家,包括空调系统、设备设计在内的数值模拟技术已经得到广泛应用,其中室内热环境计算机模拟技术已经进入实用化阶段。一些较大型的综合建筑总承包公司、空调设备施工公司、设计单位和厂家都在不同程度地应用CFD技术,将计算机模拟技术有机地应用于暖通空调的设计业务,形成有效的设计流程体系。

##### 3.1.1 室内气流分布预测 CFD 模拟优势

目前在暖通空调工程中,预测室内气流分布所采用的方法主要有四种:射流公式、区域模型(Zonal Model)、模型实验和CFD模拟<sup>[85]</sup>。

由表 3-1 给出的四种室内空气分布预测方法的对比可见,与其他三种理论预测室内气流分布的方法相比,CFD 方法具有成本低、速度快、资料完备、节省实验所需的人力物力和时间、可模拟各种不同的工况、为实验提供指导作用等不可比拟的独特优点,且由于当前计算机技术的发展,CFD 方法的计算周期和成本完全可以为工程应用所接受。尽管 CFD 方法还存在可靠性和对实际问题的可算性等问题,但这些问题已经逐步得到解决。近几年来,CFD 方法已赢得了世界上越来越多的空调工程师和建筑师的青睐,可将其应用于室内气流分布情况的模拟和预测,从而得到房间内速度、温度、湿度以及有害物浓度等物理量的详细分布情况<sup>[86]</sup>。利用计算方法对建筑通风系统进行分析评价,对于最终形成良好的、节能的建筑环境具有重要意义。与现场实测相比,除了节省大量人力物力外,数值模拟还可在前期设计阶段进行,对于合理地提出设计方案有很大帮助。

表 3-1 四种暖通空调房间气流分布的预测方法比较

比较	射流公式	Zonal model	CFD 模拟	模型试验
房间复杂程度	简单	较复杂	基本不限	基本不限
经验参数依赖性	几乎完全	很依赖	部分	不依赖
预测成本	最低	较低	较低	最高
预测周期	最短	较短	较短	最长
结果完备性	简略	简略	最详细	较详细
结果可靠性	较差	较差	较好	最好
适用性	机械通风 与射流条件有关	机械通风自然通 风（一定条件）	机械通风 自然通风	机械通风 自然通风

### 3.1.2 Airpak 软件

Airpak是FLUENT公司推出的专门针对HVAC领域开发的一款CFD软件，其计算内核仍采用FLUENT的求解器，基于有限体积法，能自动生成非结构化、结构化网格，支持四面体、六面体以及混合网格。提供的模型有强迫对流、自然对流与混合对流模型、热传导与流固耦合传热模型、热辐射模型、湍流模型。Airpak面向HVAC领域，可以对空调通风系统进行流场、热舒适性、污染物控制和IAQ的模拟研究<sup>[87]</sup>。

Airpak软件目前已在住宅通风、污染控制、排烟罩设计、电讯室设计、净化间设计、工业空调、工业通风、工业卫生、职业健康与保险、建筑外部绕流、运输通风、动植物生存环境、厨房通风、餐厅与酒吧、电站通风、封闭车辆设施、体育场、竞技场和厂房等方面的设计中得以应用。

美国麻省理工大学、日本东京大学、丹麦Aalborg大学、香港大学、中国清华大学等在自然通风、混合通风、置换通风的室内空气流动模拟等方面均做了很多基础和应用性研究，研究室内IAQ等问题，用于指导工程设计。另外美国麻省理工大学等进一步研究大涡模拟在室内外空气流动模拟中的应用，已开始尝试应用于建筑小区和自然通风模拟，并且通过将简化的CFD模拟方法和建筑能耗计算耦合对建筑环境进行设计。

3.2 模型厨房的建立

本文在福建龙岩希科厨房设备成套有限公司厂区搭建模型厨房，用于数值模拟和实验研究。该模型厨房建筑面积约 26 平米，厨房内设有 1 个 ZCY-2-35 型双炒双尾炒炉、1 个 ZCDY-1-28 型单眼大锅灶及伞形排风罩。表 3-2 为模型厨房几何尺寸，其物理模型见图 3-1。

表 3-2 模型厨房几何尺寸

名称	几何尺寸(m)			坐标(m)					
	X	Y	Z	$x_s$	$y_s$	$z_s$	$x_E$	$y_E$	$z_E$
模型厨房	6.0	3.5	3.8	0.0	0.0	0.0	6.0	3.5	3.8
双炒双尾炒炉	2.2	0.8	1.2	1.1	0.3	0.0	3.3	0.8	1.2
单眼大锅灶	1.2	0.8	1.2	3.3	0.3	0.0	4.5	0.8	1.2
门	1.5	2.0	—	4.0	0.0	—	5.5	2.0	—
排风罩	罩颈			0.9	3.5	0.3	3.5	2.6	0.7
	罩体			0.0	2.6	0	4.4	2.0	1.35
排风口	0.5	—	0.3	1.5	2	0.3	2.0	2	0.6
				3.3	2	0.3	3.8	2	0.6
置换送风口	—	0.6	0.65	6.0	0.2	1.95	6.0	0.8	2.6

注：下标 S 代表 Start，E 代表 End

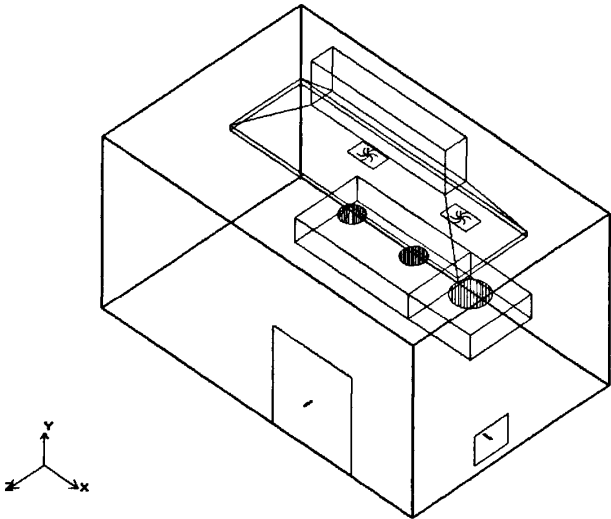


图 3-1 模型厨房的物理模型图

### 3.3 数学模型的建立

#### 3.3.1 基本流动控制方程

##### 1. 质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m u) = \nabla \cdot \left[ \rho D \nabla \left( \frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] \quad (3-1)$$

##### 2. 动量守恒方程

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\frac{1}{\alpha^2} \nabla p - \nabla \cdot \left( \frac{2}{3} \rho k \right) + \nabla \cdot \sigma + \rho g \quad (3-2)$$

##### 3. 能量守恒方程

$$\frac{\partial (\rho I)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u I) = -p \nabla \cdot u - \nabla \cdot J + \rho \varepsilon \quad (3-3)$$

##### 4. 状态方程

$$p = R_0 T \sum_m (\rho_m / W_m) \quad (3-4)$$

$$I(T) = \sum_m \left( \frac{\rho_m}{\rho} \right) I_m(T) \quad (3-5)$$

$$h_m(T) = I_m(T) + R_0 T / W_m \quad (3-6)$$

式中,  $\rho_m$ 、 $\rho$  分别为组分  $m$  的密度、总密度;  $u$  为气流速度;  $D$  为扩散系数;  $p$ 、 $T$ 、 $I$ 、 $h$  分别为气体的压力、温度、比内能、比焓;  $R_0$  为通用气体常数;  $W_m$  为组分  $m$  的分子量;  $k$ 、 $\varepsilon$  分别为湍流动能及湍流动能的耗散速率;  $g$  为比体积力;  $\alpha$  为与压力梯度有关的量;  $\sigma$  为粘性应力张量;  $J$  为热力矢量, 是热传导和焓扩散的总和。

$$\sigma = \mu \left[ \nabla u - (\nabla u)^T \right] + \lambda (\nabla \cdot u) E \quad (3-7)$$

$$J = -K \nabla T - \rho D \sum_m h_m \nabla \left( \frac{\rho_m}{\rho} \right) \quad (3-8)$$

其中,  $\mu$ 、 $\lambda$  分别为第一粘性系数和第二粘性系数;  $K$  为导热系数;  $E$  为单位张量; 上标  $T$  表示转置<sup>[88-90]</sup>。

### 3.3.2 湍流模型

目前描述湍流流动规律的数学模型有零方程模型、一方程模型、两方程模型、代数应力模型和雷诺应力模型以及其他多方程模型。求得湍流输运项而无须增加偏微分方程的模式为零方程模型；增加一个湍流 $k$ 偏微分方程的模式为一方程模型；增加两个湍流项 $k$ 及 $\varepsilon$ 的偏微分方程的模式为两方程模式，它是目前应用最为广泛的湍流模型<sup>[91]</sup>。

本文采用室内零方程模型。该模型是由美国麻省理工大学的Qingyan Chen等人在室内空气自然对流和混合对流的实验数据和直接数值模拟结果的基础上提出的新湍流模型<sup>[92]</sup>，即室内零方程模型（Indoor Zero-equation Turbulence Model）。由于该模型是专门针对室内气流模拟发展出来的，是较为简单且可靠的一种湍流模型，已受到工程研究人员重视。2001年，该模型被FLUENT公司采用，并应用到其专门的空调通风商用软件Airpak中。

室内零方程模型针对的室内空气流动Rayleigh数范围为 $2.6 \times 10^3 \sim 3.0 \times 10^3$ ，认为涡粘系数正比于流体密度、当地速度和距离壁面最近距离，因此得到室内空气湍流流动的粘性系数表达式为

$$\mu_t = 0.03874 \rho V L \quad (3-9)$$

其中， $\rho$ 为室内空气密度； $V$ 为当地时均速度； $L$ 为当地位置距壁面最近的距离。

Qingyan Chen通过实验验证工程中常见的自然对流、混合通风和置换通风等情况的算例，取得与实验数据及标准 $k-\varepsilon$ 模型计算值吻合较好的模拟结果。同时与标准 $k-\varepsilon$ 模型相比，由于采用室内零方程湍流模型没有附加微分方程求解涡粘性系数，因此求解湍流时均化雷诺方程时的未知量个数最少，只需求解关于三个速度分量、压力、温度的五个微分方程，节约大量的计算机资源，计算速度也提高了约10倍<sup>[93-95]</sup>。因此，在本文研究置换通风室内气流流动的模拟中，应用室内零方程模型比标准两方程模型更可取。

### 3.3.3 物理模型基本假设

室内气流的流动和传热通常是三维湍流问题。对物理模型所做的假设如下：



- (1) 室内气体为不可压缩;
- (2) 室内气流流动为稳态、湍流;
- (3) 满足 Boussinesq 假设, 密度按常数处理;
- (4) 考虑辐射热的作用;
- (5) 厨房无渗漏风现象, 门窗关闭, 气密性好;
- (6) 忽略围护结构传热、室内照明和其他小器具等分散热源的散热影响。

### 3.4 边界条件

以实际应用为基础, 设定相应的边界条件如下:

- (1) 设计室内环境温度为  $25^{\circ}\text{C}$ ;
- (2) 固体壁面: 围护结构以及灶台作为绝热边界条件处理; 双炒双尾炒炉的每个锅灶总发热量为  $35\text{kW}$ 、单眼大锅灶的锅灶总发热量为  $40\text{kW}$ , 均匀散热;
- (3) 入口边界: 包括送风温度、送风速度, 送风温度为  $21.8^{\circ}\text{C}$ , 风速为  $0.3\text{m/s}$ , 沿  $X$  轴正方向;
- (4) 排烟罩内排风口: 根据相关的最佳油烟捕集率下对应的速度推荐值  $0.25\sim 0.5\text{m/s}$  (ASHRAE) 以及实际工程的应用, 设计计算时排烟罩入口的抽风速度取最大值  $0.5\text{m/s}^{[96]}$ 。

### 3.5 数值计算过程

#### 3.5.1 网格划分

网格由 Airpak 自带的 Mesher 生成。本文对厨房室内空间采用六面体网格, 为了使数值模拟的计算求解更加合理, 网格划分如下:

- (1) 单元体网格:  $X$  轴最大尺寸为:  $\text{Max } X \text{ size}=0.1\text{m}$ ;  $Y$  轴最大尺寸为:  $\text{Max } Y \text{ size}=0.05\text{m}$ ;  $Z$  轴最大尺寸为:  $\text{Max } Z \text{ size}=0.06\text{m}$ ;
- (2) 在送风口和热源等局部温度梯度、速度梯度大的地方, 网格划分时进行局部细化加密到默认值的 5 倍;
- (3) 划分得网格数为:  $\text{NODES: } 348504$ ;  $\text{HEXAS: } 362777$ ;  $\text{Face+solids: } 34$ ;
- (4) 网格的划分结果通过软件菜单里的 Diagnostic 进行了自我诊断, 网格平整

度在 0.9~1 之间的占 90.1%，网格纵横比在 0.9~1 之间的占 90.5%，整体网格质量较好。

### 3.5.2 求解及参数设定

本文物理问题的数值模拟运用 Airpak 软件自带的 Fluent3D 求解器求解控制方程和上述边界条件。模拟过程收敛标准为流动变量和能量变量的相对收敛，分别为  $1 \times 10^{-3}$  和  $1 \times 10^{-6}$ 。亚松驰因子设置见表 3-3。

表 3-3 亚松驰因子

压力	密度	体积力	动量	湍流动能	湍流扩散率	湍流粘度	动量方程
0.3	1.0	1.0	0.7	0.4	0.4	1.0	1.0

## 3.6 数值模拟的实验验证

### 3.6.1 实验测量目的

实验测量与利用 Airpak 软件对模型厨房进行的数值模拟几何尺寸、送风参数均相同。实验侧重于对空气流动速度场和温度场的测量，主要测量灶台前方工作人员所在截面处的温度和风速。实验的目的是验证本文所采用的模拟计算方法的可行性和准确性。

### 3.6.2 实验测量仪器和方法

#### 1. 速度特性测定

速度场特性参数是由天津气象仪器厂的 EY3-2A 型热球微风仪（如图 3-2 所示）来测定，其测量范围：风速 0.05~1m/s, 1~30m/s；测量精度：0.01m/s（误差为 2%）。

#### 2. 温度特性测定

温度场特性参数是由 TM-902C 数字测温仪（如图 3-3 所示）测定，其测量范围：-50℃~750℃；测量精度：0.5℃。



图 3-2 热球微风仪



图 3-3 数字测温仪

在实际测量时, 将测量仪器的传感器固定在可以自由移动的垂直标杆上, 通过移动传感器及标杆来测量工作人员所在三个位置的垂直方向参数, 即( $X=1.6\text{m}$ ,  $Z=1.5\text{m}$ )、( $X=2.8\text{m}$ ,  $Z=1.5\text{m}$ )、( $X=3.8\text{m}$ ,  $Z=1.5\text{m}$ )的三条交线, 同时在这三个测试位置上, 沿  $Y$  向在  $0.0\text{m}\sim 2.0\text{m}$  之间每隔  $0.1\text{m}$  设一测点, 则测点依次标记为 1~20、21~40、41~60, 共计 60 个测点。测量现场如图 3-4 所示。

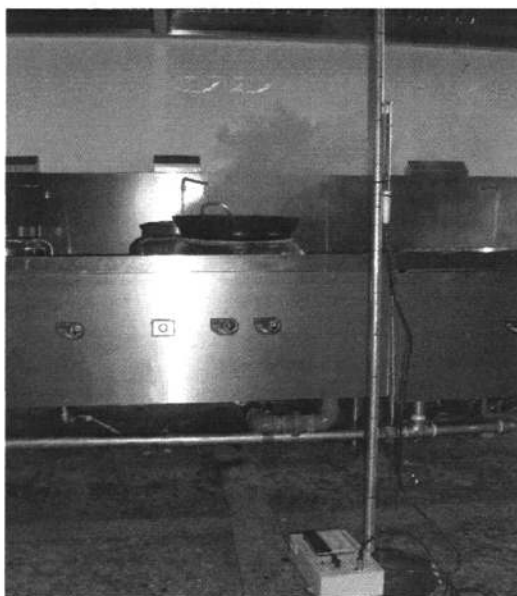


图 3-4 实验现场照片

### 3.6.3 结果分析

三个测试位置(即测点 1~20、21~40 及 41~60)的模拟值与实测值之间的变化规律相似, 得出的结论也基本一致, 因此本文仅以测点 21~40(即平面  $X=2.8\text{m}$  与

$Z=1.5\text{m}$  的交线) 的模拟值与实测值的数据图为例进行比较分析。

### 1. 速度场分析

对比速度的模拟值和实测值(如图3-5所示)可以看出, 送风进入房间后迅速扩散使风速降低, 扩散作用降低后曲线较为平缓, 临近排风罩高度处由于排风罩的抽吸作用使得风速提高, 模拟值与实测值的速度分布曲线变化趋势基本一致。房间下部区域 $0.0\text{m}\sim 0.4\text{m}$ 的测点21~24, 其实测值高于模拟值, 最大偏差为 $0.03\text{m/s}$ , 平均误差为8%, 主要是因为模型厨房室内处于负压状态房门下部存在少量渗风。 $0.4\text{m}\sim 1.7\text{m}$ 的测点25~37, 模拟值和实测值曲线吻合较好, 偏差小于 $0.04\text{m/s}$ , 相对误差小于4.7%。人员头部以上 $1.7\text{m}\sim 2.0\text{m}$ 的测点38~40, 其偏差为 $0.05\text{m/s}$ , 相对误差小于5%, 在可接受范围内。

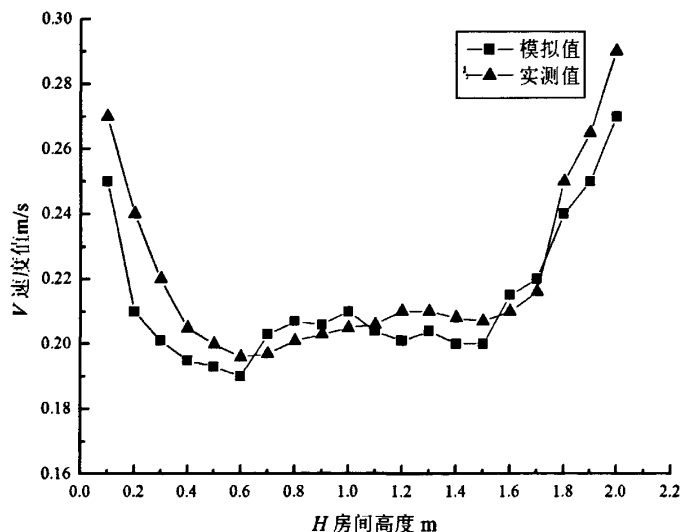


图 3-5 测点 21~40 的模拟与实测速度值对比

在实验过程中, 测量人员的走动也会对测量产生一定影响。但总体来说, 数值模拟中速度的分布和实验测量值较吻合, 满足对数值模拟可靠性的要求。

### 2. 温度场分析

对比温度的模拟值和实测值(如图3-6所示)可以看出, 20个测点的温度模拟值和实测值的绝对误差不超过 $0.6^{\circ}\text{C}$ , 相对误差小于3.2%。送风送入房间在下部区域 $0.0\text{m}\sim 0.7\text{m}$ 的测点21~27, 其实测值与模拟值吻合较好, 温差小于 $0.3^{\circ}\text{C}$ , 相对误差小于2.1%。当送风气流上升至热源所在的灶台高度 $0.8\text{m}$ 后, 温度梯度增大, 实测值与模拟值的绝对误差偏大, 最大偏差为 $0.6^{\circ}\text{C}$ , 平均误差为2.3%。

灶台以上区域的实测值明显高于模拟值，这主要是因为模拟中忽略了围护结构辐射及测量人员散热，另外锅灶也很难保证像数值模拟中设置的热源那样均匀散热，因此导致模拟温度值比实测温度值偏低。

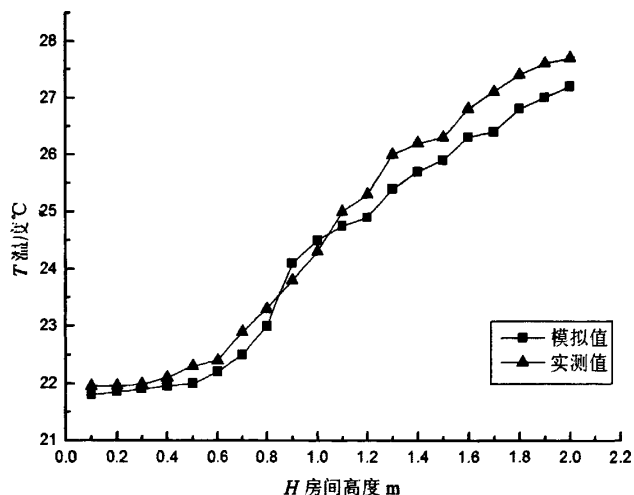


图 3-6 测点 21~40 的模拟与实测温度值对比

虽然数值模拟成本低、速度快、可以方便求解不同条件下的物理问题，但是为了充分验证模拟结果的可靠性，仍然有必要将之与实验数据比较。现场实验测量时建筑物外部天气条件的改变和室内存在的渗风现象等，都会对实测结果造成一定影响。但数值模拟中不存在这些问题，其送风参数是稳定值，也不会产生人员扰动造成的误差。因此，实测数据与模拟数据之间存在一定误差是不可避免的。

总的来说，实测值与模拟值具有良好的一致性，可以认为本文利用Airpak软件进行数值计算分析和预测是可行的，也是可靠的。

## 第四章 餐饮业厨房置换通风的数值模拟研究

本文第三章通过对模型厨房的实验测量证明数值模拟是可行的，本章应用第三章的数值计算方法对某一实际厨房工程进行置换通风各方案的数值模拟，分析厨房室内不同位置的速度场、温度场、二氧化碳浓度分布以及空气年龄和 PPD-PMV 值等特征及规律。

### 4.1 物理模型的建立

#### 4.1.1 餐饮业厨房工程实例

本文以上海希科酒店厨房设备有限公司的实际工程——上海达丰松林会馆中餐厨房热加工操作间为研究对象，如图 4-1(a)和 4-1(b)所示。



图 4-1(a) 上海达丰松林会馆中餐厨房热加工操作间照片一



图 4-1(b) 上海达丰松林会馆中餐厨房热加工操作间照片二

该中餐厨房包括热加工操作间、洗碗间、粗加工间等，建筑面积约 134 平米，其中热加工操作间的建筑面积约为 46.7 平米，如图 4-2 所示。厨房热加工操作间内设有 3 个 ZCY-2-35 型双炒双尾炒炉、伞形排风罩、2 个 F1-BGJ-101C 型管冷双控双温冰箱、1 个 F1-BFAH-161A 型风冷全冷藏冰柜。

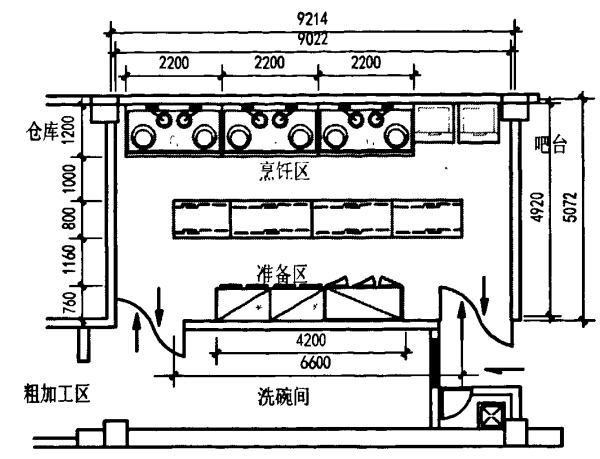


图 4-2 厨房热加工操作间建筑平面图

#### 4.1.2 物理模型的简化

数值模拟前将实体厨房模型进行适当简化，建立其物理模型。

建筑座北朝南。不计墙体房间尺寸为  $9.0\text{m} \times 4.92\text{m}$ ，层高  $3.0\text{m}$ 。三个炉灶依实际使用率简化为中部两个炉灶，将实际使用时间较少的西北角炉灶简化为工作台，厨房中部的四个工作台简化合成为一个，在此工作台仅作为障碍物对待。图 4-3 为简化后建筑平面图。

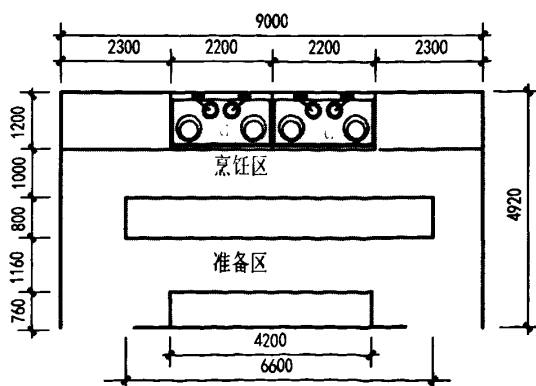


图 4-3 厨房热加工操作间工程简化建筑平面图

一般来说,室内污染物按其来源可分为三类。分别是化学性污染物、物理性污染物和生物性污染物。本文主要是以  $\text{CO}_2$  浓度场作为室内污染物的研究对象。

在置换通风方式下,若把送风口简化为简单的矩形开口,模拟结果将不会受多大影响,取送风口尺寸为  $0.4\text{m} \times 1.2\text{m}$ ,贴近地面双下侧送风。另外,回风口结构不会对室内气流组织产生多大影响,因此本文把回风口也简化为矩形开口,尺寸为  $0.6\text{m} \times 0.6\text{m}$ ,房间顶部排风。

将锅灶热源简化为四个圆柱体发热源。分别于两个灶台前布置两个站姿的工作人员,身高  $1.75\text{m}$ ,将人身体简化成六面体块,头部简化成六面体源,其既是空间障碍物又是热源和污染源。

简化后建立的厨房物理模型如图 4-4 所示,厨房模型室内物体几何尺寸及坐标详见表 4-1,模型中各物体尺寸均由实际测量而得。

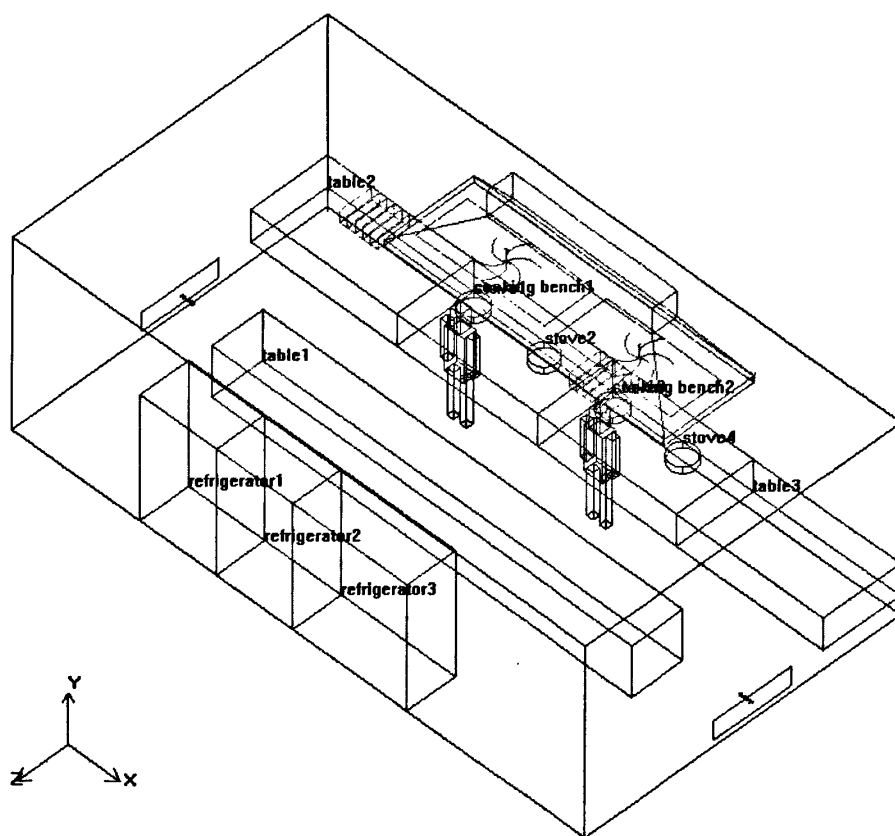


图 4-4 厨房物理模型图



表 4-1 厨房模型几何尺寸

名称	数量	几何尺寸(m)			坐标(m)					
		X	Y	Z	x <sub>s</sub>	y <sub>s</sub>	z <sub>s</sub>	x <sub>E</sub>	y <sub>E</sub>	z <sub>E</sub>
厨房	1	9.0	3.0	4.92	0.0	0.0	0.0	9.0	3.0	4.92
灶台	2	2.2	0.8	1.2	2.3	0.3	0.0	4.5	0.8	1.2
					4.5	0.3	0.0	6.7	0.8	1.2
发热源	4	圆柱体	高	0.1	2.9	0.85	0.6	—	—	—
					4.0	0.85	0.6	—	—	—
			直径	0.4	5.1	0.85	0.6	—	—	—
					6.2	0.85	0.6	—	—	—
人	2	0.3	1.75	0.2	2.9	0.0	1.3	3.6	1.75	1.5
					6.2	0.0	1.3	5.8	1.75	1.5
工作台	3	6.6	0.8	0.8	1.2	0.0	2.2	7.8	0.8	3.0
		2.3	0.8	1.2	0.0	0.3	0.0	2.3	0.8	1.2
		2.3	0.8	1.2	6.7	0.3	0.0	9.0	0.8	1.2
冰箱	2	1.2	1.96	0.76	2.0	0.0	4.16	3.2	1.96	4.92
		管冷双控双温 F1-BGJ-101C			3.2	0.0	4.16	4.4	1.96	4.92
冷柜	1	1.8	1.96	0.76	4.4	0.0	4.16	6.2	1.96	4.92
		风冷全冷藏 F1-BFAH-161A								
排风罩	1	罩颈			3.2	3.0	0.3	5.8	2.6	0.7
		罩体			2.3	2.6	0	6.7	2.1	1.4
排风口	2	2.0	0.0	0.8	2.5	2.0	0.3	4.5	2.0	1.1
					4.7	2.0	0.3	6.5	2.0	1.1
置换 送风口	2	—	0.4	1.2	0.0	0.2	1.7	0.0	0.6	2.9
					9.0	0.2	1.7	9.0	0.6	2.9
置换 回风口	2	0.6	—	0.6	2.4	3.0	2.1	3.0	3.0	2.7
					6	3.0	2.1	6.6	3.0	2.7

注：下标 S 代表 Start，E 代表 End

## 4.2 数值计算过程

### 4.2.1 边界条件

以实际工程为基础，设定相应的边界条件如下：

- (1) 设计室内环境温度为  $27^{\circ}\text{C}$ ；
- (2) 固体壁面：围护结构以及工作台面作为绝热边界条件处理；每个锅灶总发热量为  $35\text{kW}$ ，均匀散热；冰箱及冰柜仅作为发热源处理，散热量分别为  $1019\text{W}$ 、 $1221\text{W}$ ；人体热负荷按正常劳动成人选取为  $116\text{W}/\text{人}$ ；
- (3) 入口边界：送风速度方向一个送风口沿  $X$  轴正方向，另一送风口送风方向沿  $X$  轴负方向；
- (4) 排烟罩内排风口：排烟罩入口的抽风速度取最大值  $0.5\text{m/s}$ ，排风口总排风量为  $1.32\text{m}^3/\text{s}$ ；
- (5) 污染源：污染源气体仅考虑二氧化碳量，送风口送入的空气中  $\text{CO}_2$  含量为  $300\text{ppm}$ （等于  $5.4 \times 10^{-4}\text{g}/\text{m}^3$ ， $\text{ppm}$ -parts per million 百万分之一，无量纲单位）；每个锅灶  $\text{CO}_2$  含量为  $900\text{ppm}$ ；室内初始污染水平值设定为  $300\text{ppm}$ 。

### 4.2.2 网格划分

- (1) 单元体网格： $X$  轴最大尺寸为：Max  $X$  size= $0.08\text{m}$ ； $Y$  轴最大尺寸为：Max  $Y$  size= $0.05\text{m}$ ； $Z$  轴最大尺寸为：Max  $Z$  size= $0.06\text{m}$ ；
- (2) 送风口和热源等局部细化加密到默认值的 5 倍；
- (3) 划分得网格数为：NODES: 956568; HEXAS: 911639; Face+solids: 115;
- (4) 诊断网格划分结果：网格平整度在  $0.9\sim 1$  之间的占  $92.3\%$ ，网格纵横比在  $0.9\sim 1$  之间的占  $92.5\%$ ，整体网格质量较好。

## 4.3 数值模拟方案

在建立的物理模型基础上，对置换通风不同送风参数的 16 种方案进行室内气流数值模拟。根据模拟结果进行室内热舒适性和空气品质的分析，包括速度场、温度场、 $\text{CO}_2$  浓度场，以及空气年龄、PMV-PPD 指标，研究置换通风在餐饮业厨房的适用性，以及不同参数对室内空气的影响。详细方案参数见表 4-2，其中  $V$  为

送风速度，m/s； $T$ 为送风温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

表 4-2 模拟计算方案参数

	送风参数							
方案	1	2	3	4	5	6	7	8
$V\text{ (m/s)}$	0.15	0.15	0.15	0.15	0.2	0.2	0.2	0.2
$T\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	18	20	22	24	18	20	22	24
方案	9	10	11	12	13	14	15	16
$V\text{ (m/s)}$	0.25	0.25	0.25	0.25	0.3	0.3	0.3	0.3
$T\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	18	20	22	24	18	20	22	24

4.4 数值模拟结果分析

图 4-5 为送入室内的空气在 120 秒内的轨迹线。由图可以看出，送风进入厨房室内以后，在房间底部扩散开来。由于厨房中部工作台的阻碍将气流分成左右两股分流，遇到热源的气流被热源上方的热羽流卷吸至上部空间，部分空气被排风罩的排风口抽吸排出，另一部分空气最终由房间顶部排风口排出。

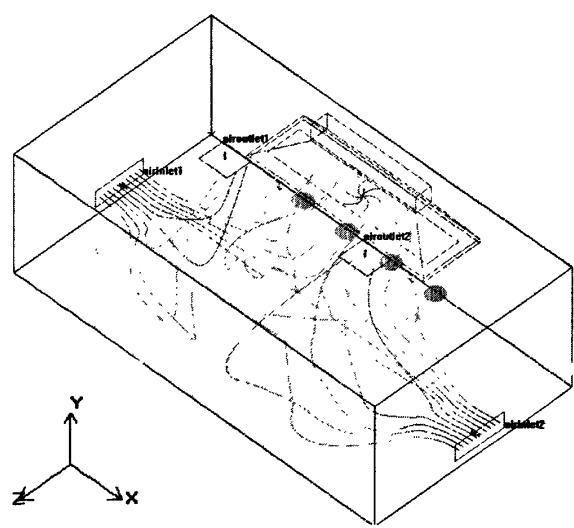


图 4-5 粒子轨迹线图

本文分析过程中选取具有代表性的剖面来可视化模拟结果。 $X$  方向分别选取工作人员以及热源所在的剖面： $X=2.9\text{m}$ 、 $X=4.0\text{m}$ 、 $X=6.2\text{m}$ 、 $X=8.0\text{m}$ 。剖面  $X=2.9\text{m}$ 、 $X=6.2\text{m}$  纵向剖到灶台、工作台、工作人员、以及冰柜； $X=8.0\text{m}$  为近送风口剖面； $X=4.0\text{m}$  为热源所在剖面。在房间纵向  $Y$  轴上选取 4 个剖面  $Y=0.1\text{m}$ 、 $Y=1.1\text{m}$ 、 $Y=1.7\text{m}$ ，分别是人员脚踝、腰部以及头部呼吸区等位置的剖面，即在垂直方向  $1.9\text{m}$  以下的人体活动范围。 $Z$  方向上由于重点研究人员所在位置因此仅选取  $Z=1.2\text{m}$ 、 $Z=1.4\text{m}$  剖面作为分析对象。其中尤以室内垂直方向上人员工作所在方位即  $X=2.9\text{m}$  与  $Z=1.2\text{m}$  的交线（ $Y$  轴）上的数据为重点分析研究对象。

#### 4.4.1 速度场分布

工作区的风速是影响热舒适的一个重要因素。以方案 2 和方案 10 为例示意室内速度场分布情况。图 4-6 和图 4-7 是送风温度为  $20^{\circ}\text{C}$ 、送风速度分别为  $0.15\text{m/s}$ 、 $0.25\text{m/s}$  情况下分别在  $X=2.9\text{m}$ 、 $X=4.0\text{m}$ 、 $Y=0.1\text{m}$ 、 $Y=1.7\text{m}$ 、 $Z=1.4\text{m}$  剖面的室内速度场分布图，基本符合置换通风系统速度分布特征，房间内速度有明显的分层。

从图 4-6 和图 4-7 中的  $X$  向剖面的速度矢量图可以看到，顶棚回风口以及排风罩口下灶台热源上方气流的上升速度较大，室外新风送入室内，受热源及工作台障碍物的阻挡等影响，原本室内几乎静止的空气被卷入新风，于是在热源和送风之间形成旋涡。由于送风速度较小，涡的强度也较弱。从图上看，旋涡影响不到下部人员活动区，不会有空气滞留在工作区域内。在热源和排风口之间，虽然由于抽吸使得风速较高，但其已在工作人员之上，对人体没有不适影响。

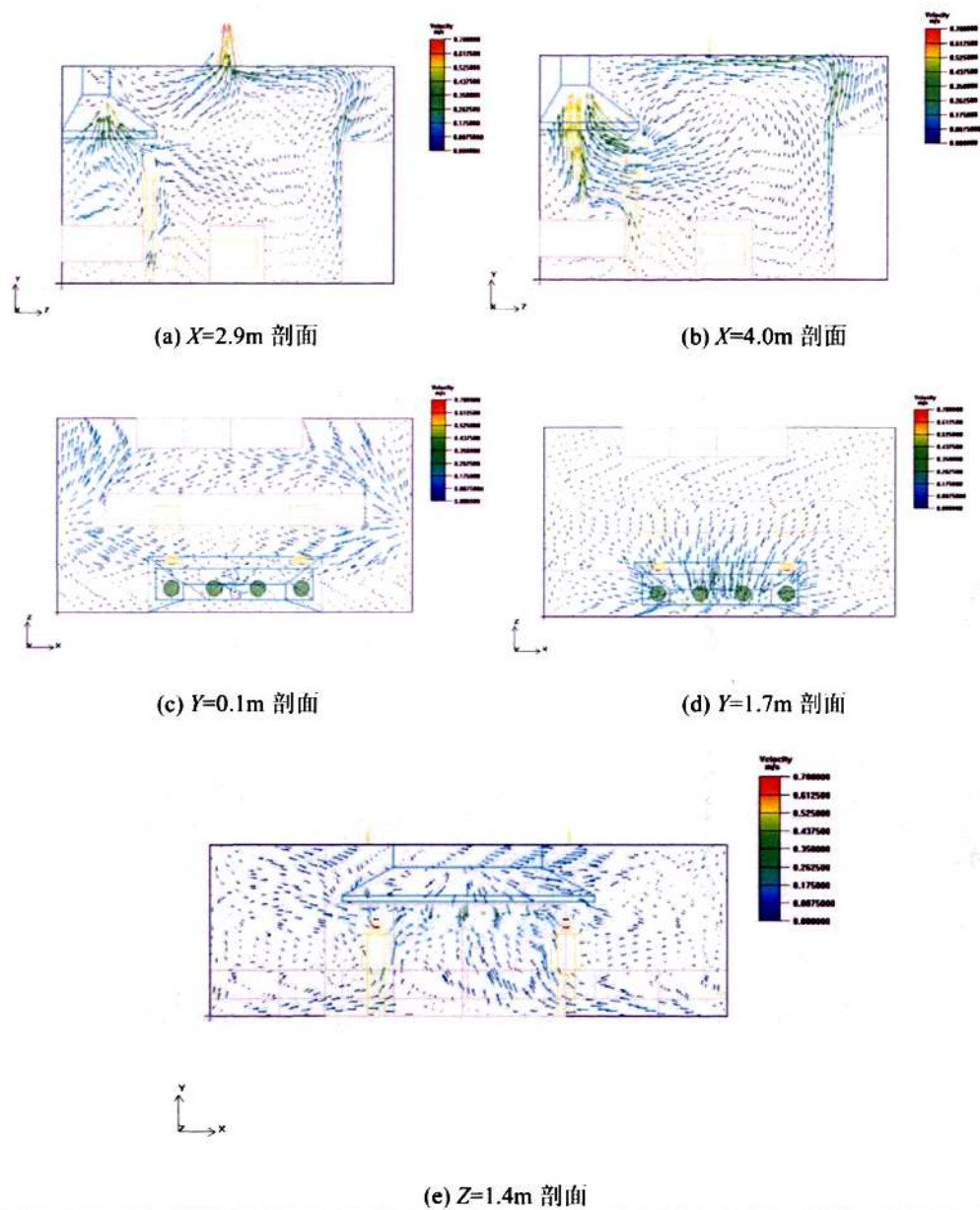


图 4-6  $V=0.15\text{m/s}$ 、 $T=20^\circ\text{C}$ （方案 2）时的速度矢量图

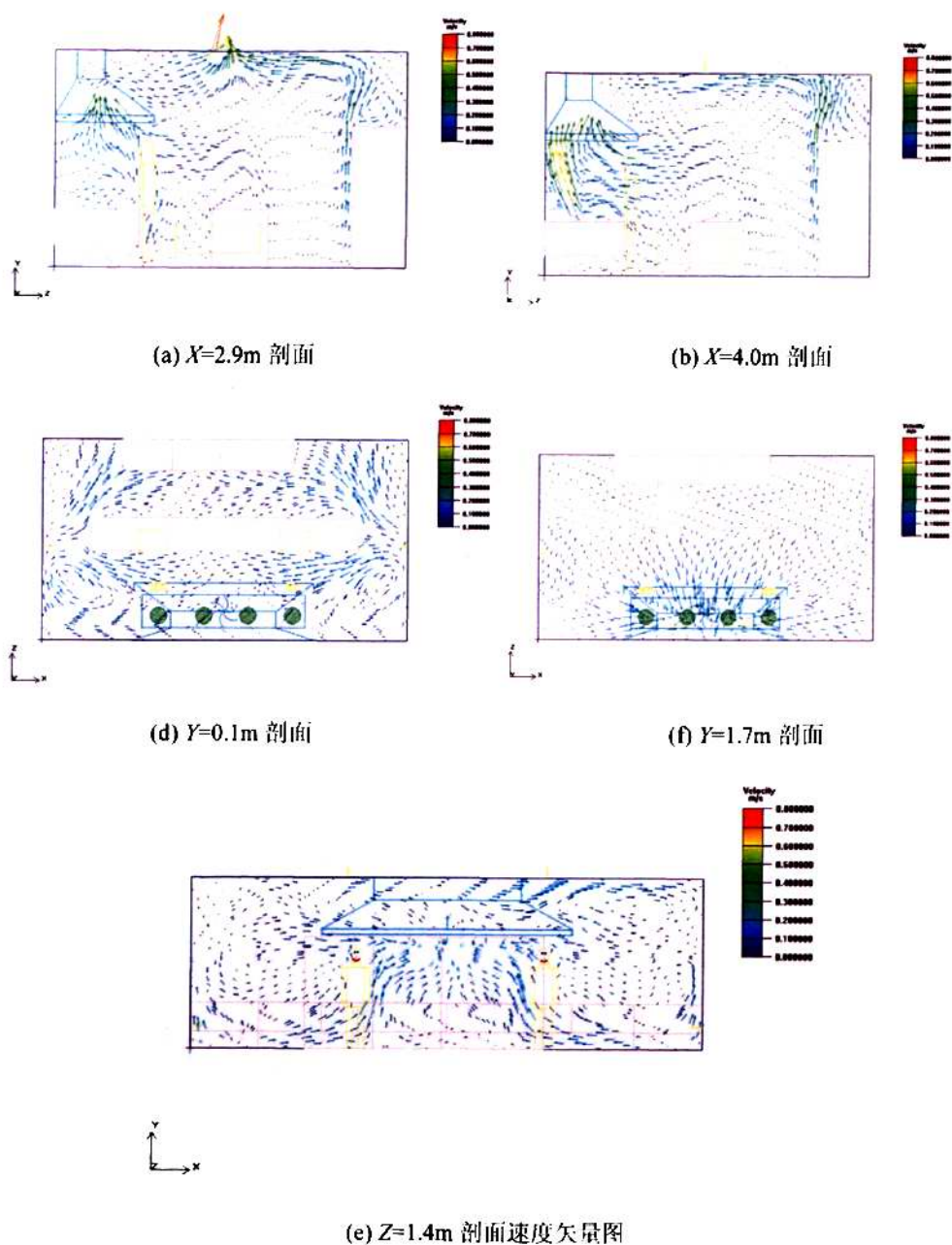


图 4-7  $V=0.25\text{m/s}$ 、 $T=20^\circ\text{C}$ （方案 10）时的速度矢量图

本文模拟送风速度为 0.15m/s、0.2m/s、0.25m/s、0.3m/s。四种风速下工作人员所在剖面即  $X=2.9\text{m}$  与  $Z=1.2\text{m}$  的交线 ( $Y$  轴) 上的速度值详见图 4-8。随着送风速度的增加,  $Y$  轴 (高度) 所对应的点速度值有增加, 但是速度值变化趋势相似, 分布形式基本没有改变, 并没有随送风速度的改变而引起太大变化。1.7m 高度处气流稳定, 工作区速度场平稳呈层流状态, 保证人员呼吸区空气是送风而来的空气, 空气比较新鲜。这也说明送风速度的改变并没有改变房间内整个速度场的基本走势。送风速度的改变只是改变了房间内具体某一点的速度值。

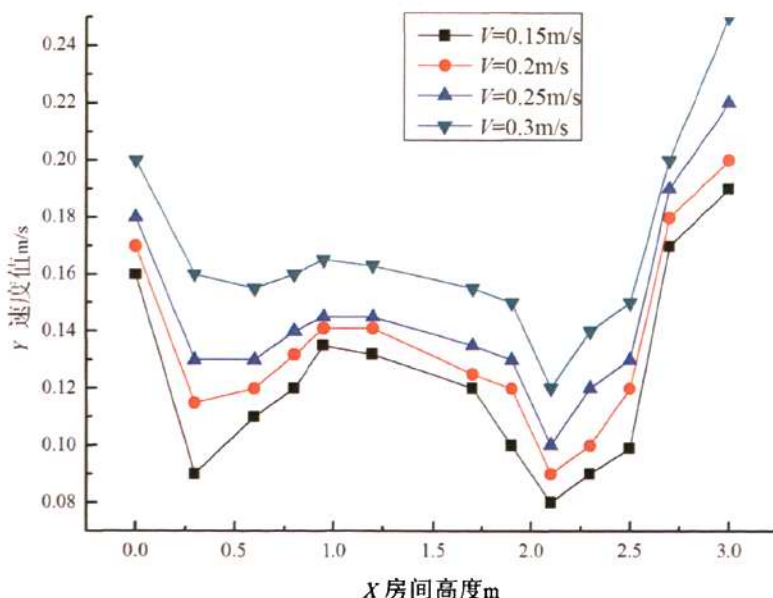


图 4-8 不同送风速度下  $X=2.9\text{m}$  与  $Z=1.2\text{m}$  交线轴上速度分布图

在置换通风时, 若送风风速过高会在人体足踝部产生吹风感, 吹风感是指由于空气温度和速度引起局部冷感的不舒适感觉。夏季舒适性空调风速应小于等于 0.3m/s。而根据 Christensen 和 Fanger<sup>[22]</sup>得到的各种温度下速度限制图 (图4-9), 在置换通风系统中工作的人, 当温度为 20℃ 时候, 速度小于 0.15m/s; 温度在 24℃ 时, 速度小于 0.25m/s 是可以接受的。由图4-8以及图4-6、4-7中的  $Y$ 、 $Z$  方向速度矢量图上可以看出, 除送风速度为 0.3m/s 的方案外, 其余方案在人员工作区 1.0m~2.0m 间的空气流速均低于 0.15m/s, 大多数人员不会有吹冷风的感觉。

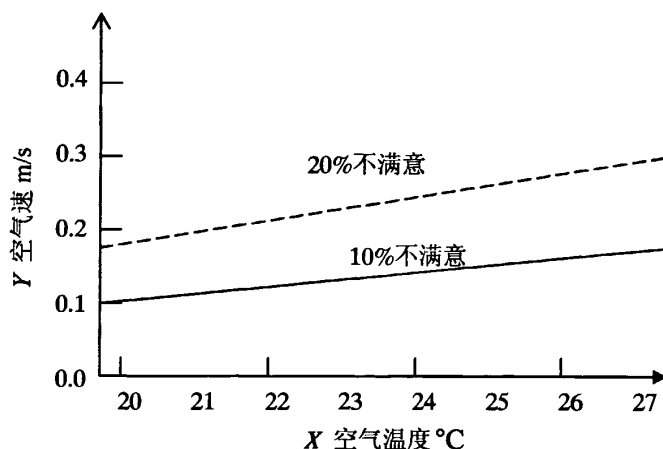


图 4-9 不同温度下吹风感对应的速度

综上所述，置换通风系统厨房室内气流分布稳定，只在排风罩以及回风口附近风速稍高，适合在厨房内应用，为使大多数人没有吹冷风感，设计送风速度应小于 0.25m/s。

#### 4.4.2 温度场分布

ISO7730标准中推荐房间温度梯度最好不大于 $3^{\circ}\text{C}$ ，而北欧的一些学者推荐温度梯度最好小于 $2^{\circ}\text{C}$ 。本文采用ISO7730标准来判断各方案的温度梯度是否满足热舒适性要求。由于论文篇幅所限，也为更好地显示温度分布的变化，随机选取方案7、9、11的温度分布云图为例来分析室内速度场分布，其中方案7、11是温度相同、速度不同的两个方案，而方案9、11是速度相同、温度不同的两个方案。图4-10是方案7( $V=0.2\text{m/s}$ ,  $T=22^{\circ}\text{C}$ )的温度分布图；图4-11是方案11( $V=0.25\text{m/s}$ ,  $T=22^{\circ}\text{C}$ )的温度分布图；图4-12是方案9( $V=0.25\text{m/s}$ ,  $T=18^{\circ}\text{C}$ )的温度分布图。各方案选取 $X=2.9\text{m}$ 、 $X=4.0\text{m}$ 、 $X=8.0\text{m}$ 、 $Y=0.1\text{m}$ 、 $Y=1.1\text{m}$ 、 $Y=1.7\text{m}$ 、 $Z=1.2\text{m}$ 剖面的室内温度场分布图。分析送风进口处以及工作人员所在工作区的温度梯度。从这些图中可以看出，房间内下部区域温度低，上部区域温度高，从下到上呈递增分布，有明显的温度分层现象，基本符合置换通风系统温度分布特征。



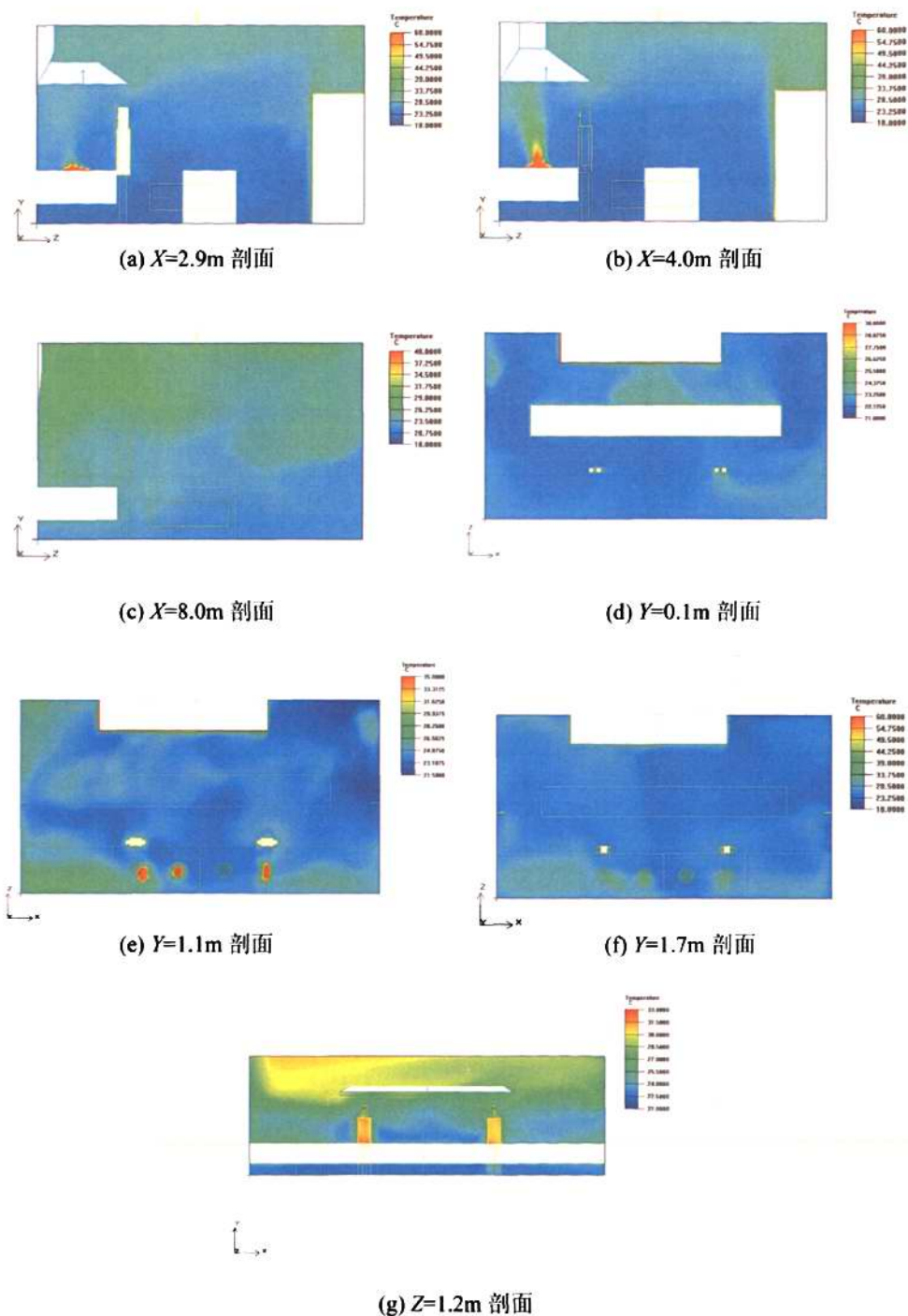


图 4-10  $V=0.2\text{m/s}$ 、 $T=22^\circ\text{C}$ （方案 7）时的温度分布图

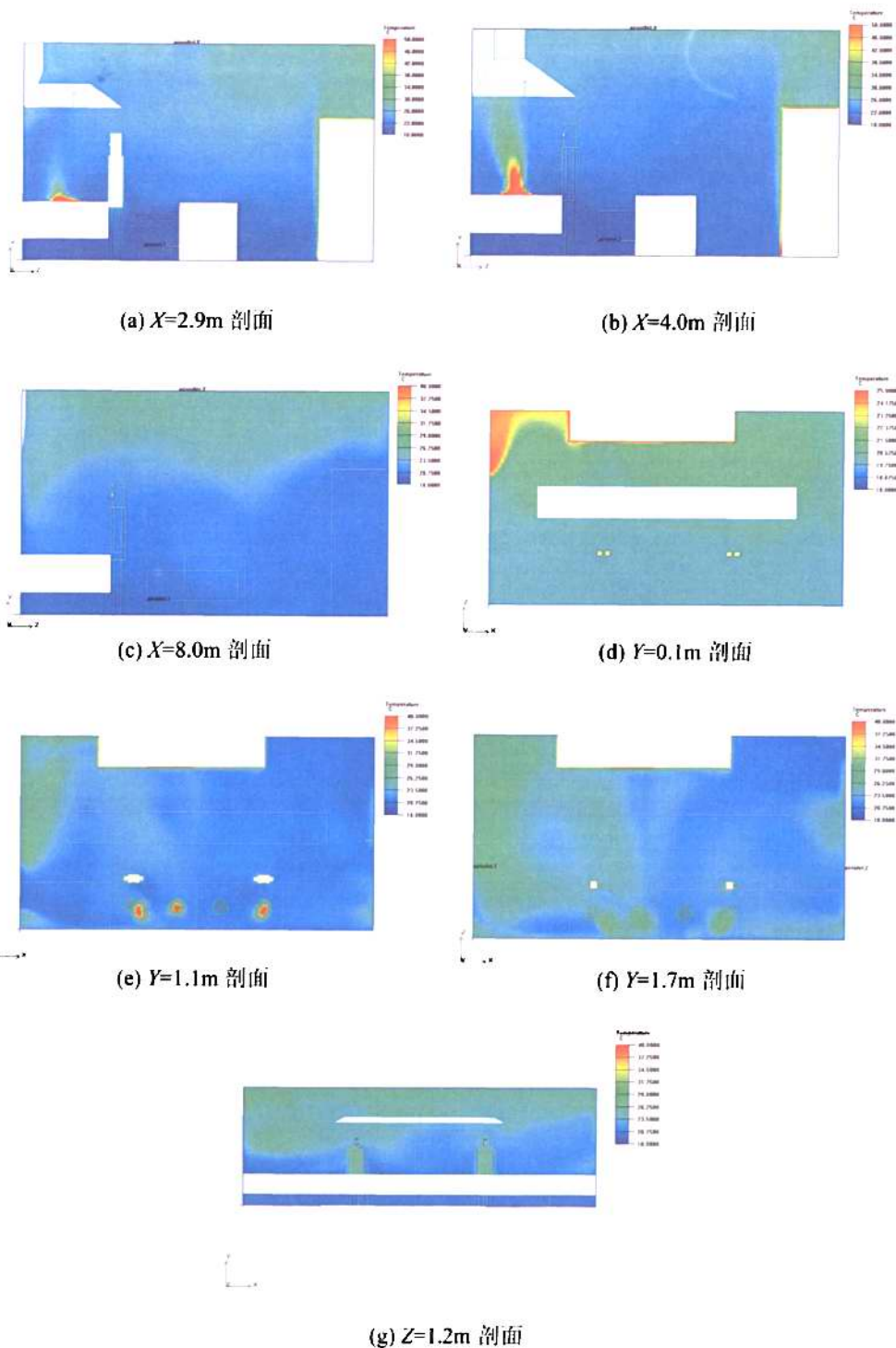


图 4-11  $V=0.25\text{m/s}$ 、 $T=22^\circ\text{C}$ （方案 11）时的温度分布图

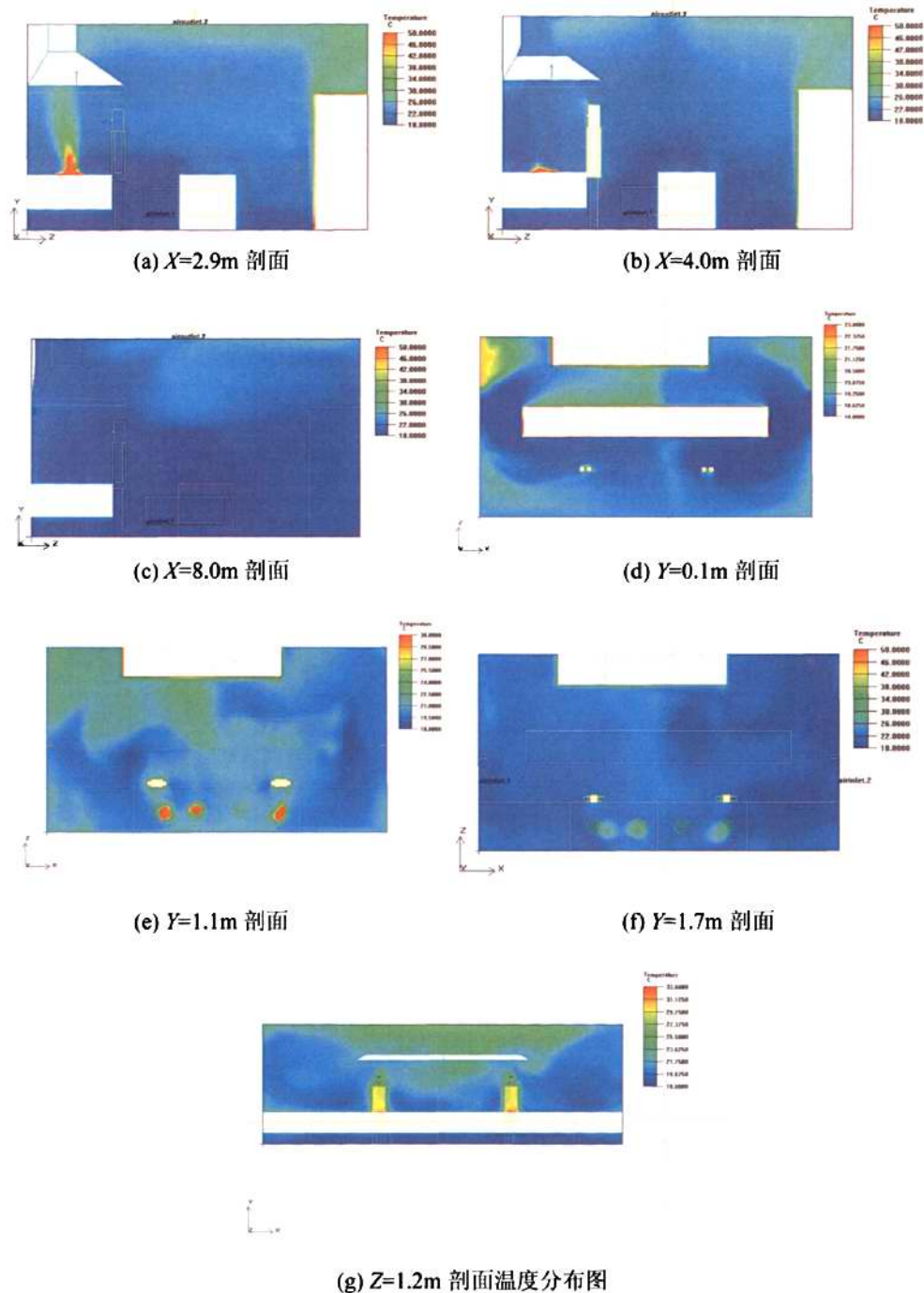


图 4-12  $V=0.25\text{m/s}$ 、 $T=18^\circ\text{C}$ （方案 9）时的温度分布图

从图4-10、图4-11、图4-12的(d)、(e)、(f)、(g)可以看出,随着离送风口越来越远,温度梯度逐渐减小,且同一水平面上热源横向扩散不明显,温度分布相对较均匀。

从图4-10、图4-11、图4-12的(a)、(b)、(c)可见,送风口附近温度较低,而回风口附近温度较高,在满足人体热舒适性要求的基础上又可以达到节能的效果。0.1m~0.6m属于送风沉降区域内,温度变化不大,基本保持平衡。0.6m~1.3m范围内,温度梯度较明显。1.1m高度处,受人员以及热源的影响温度变化有较大跳跃,形成热羽形式的上升气流,逐渐上升后最终通过回风口排出房间,因此房间顶部温度较高。

由于厨房工作人员均为站立姿势,因此以工作人员所在剖面 $X=2.9\text{m}$ 与 $Z=1.2\text{m}$ 的交线(Y轴)上的温度分布来分析所研究的工作区垂直温差,如图4-13(a)、(b)、(c)、(d)所示。从图4-13以及图4-10、图4-11、图4-12可见,送风速度相同时,送风温度越低,则工作点温度越低,垂直温度梯度越大;送风温度相同时,减小送风速度,则室内垂直温度梯度会加大。

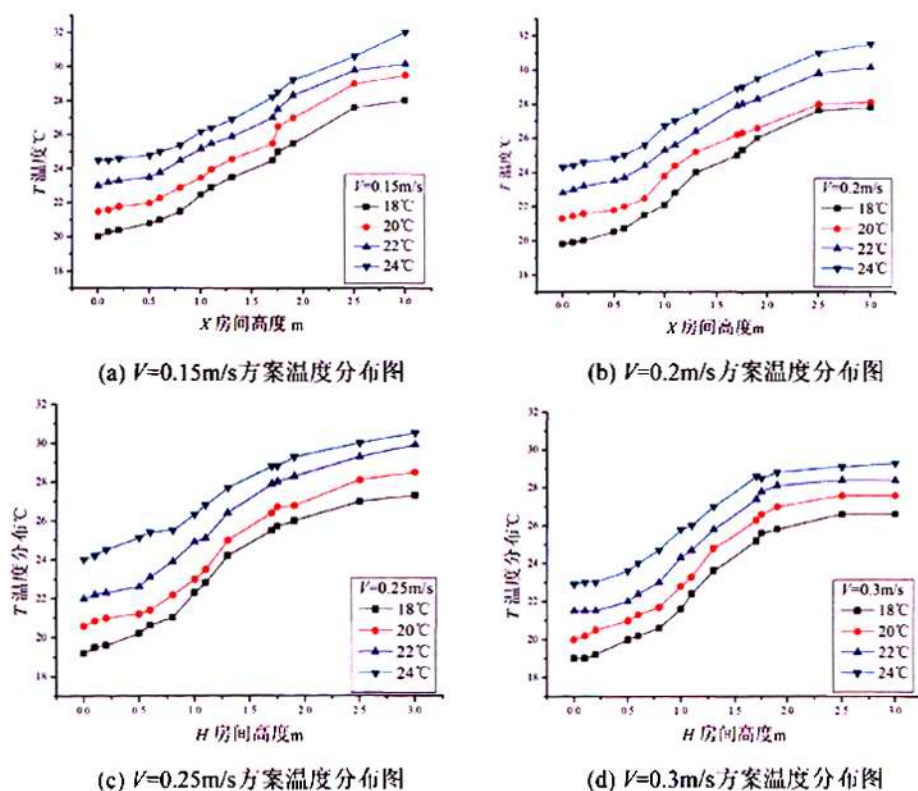


图 4-13 不同送风参数下  $X=2.9\text{m}$  与  $Z=1.2\text{m}$  交线(Y轴)上的温度分布图

表4-3为16种设计方案的室内平均温度、垂直温差以及通风效率。根据ISO7730标准,距离地面0.1m~1.1m之间垂直温差小于3℃时认为不会因温差过大而引起人体的热不舒适感。由图4-13和表4-3可以看出,方案9、13、14不满足标准,即送风速度过大、送风温度过低都会使得垂直温差相对增大。因此,为减小垂直方向温差、提高舒适性,在厨房室内置换通风设计时应保证送风速度小于0.3m/s、送风温度不低于20℃。

表4-3 16种设计方案的室内平均温度及头脚温差

方案	送风参数		$T_{average}$ (°C)	$\Delta T_{vertical}$ (°C)	$E_v$ (%)
	送风速度 (m/s)	送风温度 (°C)			
1	0.15	18	23.42	2.6	123
2	0.15	20	24.25	2.4	124
3	0.15	22	26.41	2.3	117
4	0.15	24	27.68	1.9	113
5	0.2	18	22.41	3.0	134
6	0.2	20	23.93	2.9	139
7	0.2	22	25.85	2.8	136
8	0.2	24	26.87	2.6	133
9	0.25	18	21.93	3.3	152
10	0.25	20	23.54	2.9	139
11	0.25	22	23.42	2.9	140
12	0.25	24	26.93	2.6	138
13	0.3	18	21.97	3.4	175
14	0.3	20	23.73	3.1	194
15	0.3	22	25.42	3.0	175
16	0.3	24	26.62	2.9	166

由表4-3可知,置换通风的通风效率均大于100%,明显高于混合通风,其中送风温度为24℃以及送风速度为0.15m/s方案的通风效率相对较低,这是由于提高送风温度、降低送风速度使得热气流蒸腾、卷吸作用减弱,无法迅速上升从室内排出,所以通风效率降低。



### 4.4.3 二氧化碳浓度场分布

评价厨房室内舒适性及空气品质的另外一个重要指标是室内污染物的浓度。根据 ASHRAE 标准,要改善室内空气品质,必须对室内各种污染物的浓度进行控制。目前研究通常是以室内二氧化碳的浓度变化来反映室内污染物浓度变化。按《室内空气质量标准》GB/T18883-2002 规定的室内二氧化碳浓度最高允许值为  $1 \times 10^{-3} \text{g/m}^3$ 。

本节是通过二氧化碳的浓度分布来分析置换通风方式室内污染物的分布特点。随机选取送风温度和速度均不同的方案 3、13 的二氧化碳浓度分布图。以具有代表性的  $X=4.0\text{m}$ 、 $X=6.2\text{m}$ 、 $Y=1.1\text{m}$ 、 $Y=1.7\text{m}$  剖面来分析二氧化碳浓度分布,如图 4-14、图 4-15 所示。

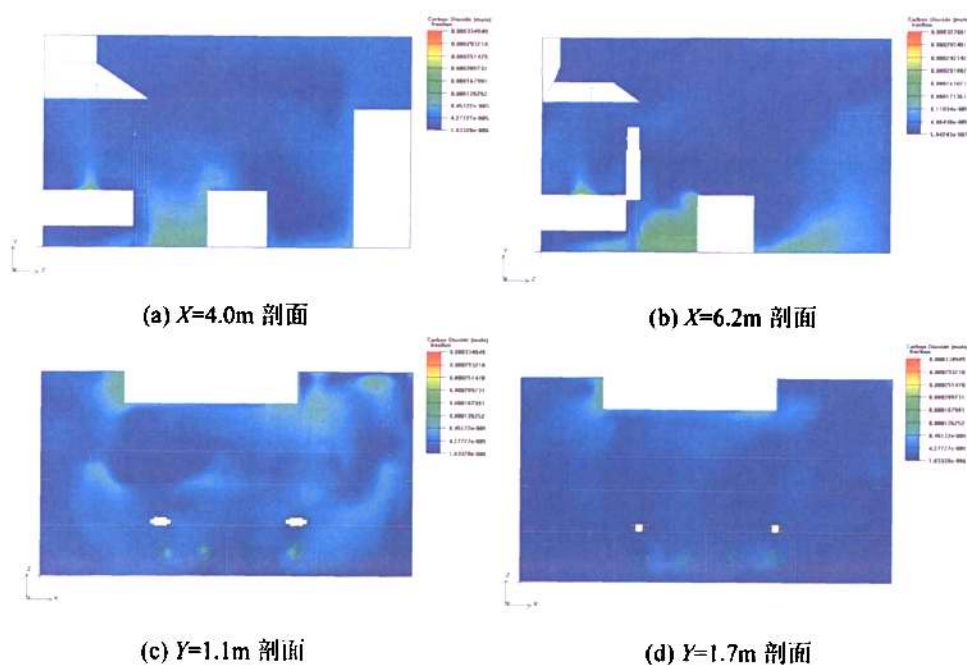


图 4-14  $v=0.15\text{m/s}$ 、 $T=22^\circ\text{C}$  (方案 3) 时的二氧化碳分布图

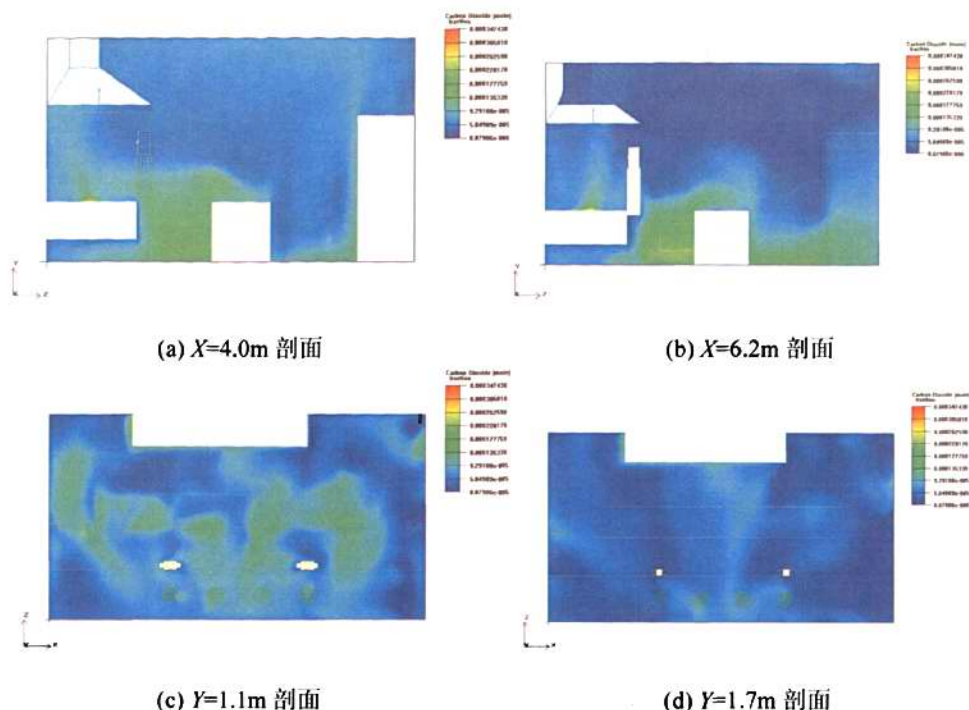


图 4-15  $V=0.3\text{m/s}$ 、 $T=18^\circ\text{C}$ （方案 13）时的二氧化碳分布图

从图 4-14 和图 4-15 中的(a)和(b)中可以看出, 由于置换通风系统中工作人员上方气流向上吹, 污染物是从污染源垂直向上流动, 没有交叉感染。在人体以及工作台南侧由于阻碍作用使气流在此形成漩涡, 浓度较高, 但是该区域均不处于人体呼吸区, 因此不会影响人体呼吸空气的品质。

从图 4-14 和图 4-15 中的(c)和(d)中可以看出, 在  $Y=1.1\text{m}$  这一剖面高度处, 污染物尚处于欠扩散状态; 在  $Y=1.7\text{m}$  剖面位置, 污染物随送风速度的不同相继充分扩散, 而且有部分污染物溢出排烟罩的油烟捕捉范围, 然而  $1.0\text{m}\sim 1.7\text{m}$  的工作点人体呼吸区的浓度值大致在  $0.13\times 10^{-3}\text{g/m}^3$  水平, 处于可接受的污染浓度值范围。

表 4-4 是 16 种设计方案的室内二氧化碳浓度。从表中可以看出, 对于 16 种方案, 室内最高二氧化碳浓度以及工作区平均浓度值均保持在较低的污染状态, 人员活动区的平均浓度值均低于我国现行的卫生规范允许室内污染物浓度的最大浓度推荐值  $1\times 10^{-3}\text{g/m}^3$ , 室内空气品质符合质量要求。从表中还可以看出送风温度对二氧化碳浓度分布的影响不大, 但随着送风速度的加大, 二氧化碳扩散加快。因此, 提高送风速度有助于二氧化碳的排出。

表4-4 16种设计方案的室内二氧化碳浓度

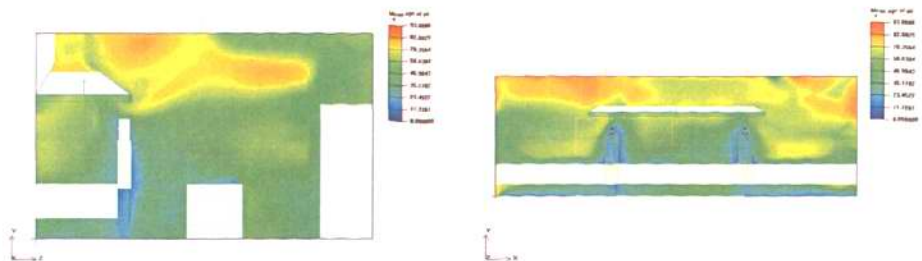
方案	送风参数		CO <sub>2</sub> max (10 <sup>-3</sup> g/m <sup>3</sup> )	CO <sub>2</sub> vertical (10 <sup>-3</sup> g/m <sup>3</sup> )
	送风速度 (m/s)	送风温度 (°C)		
1	0.15	18	0.3129	0.0385
2	0.15	20	0.3333	0.0431
3	0.15	22	0.3349	0.0413
4	0.15	24	0.3227	0.0589
5	0.2	18	0.3323	0.0534
6	0.2	20	0.2996	0.0499
7	0.2	22	0.2956	0.0487
8	0.2	24	0.3298	0.0501
9	0.25	18	0.3324	0.0588
10	0.25	20	0.3237	0.0579
11	0.25	22	0.3404	0.0409
12	0.25	24	0.3598	0.0592
13	0.3	18	0.3474	0.0406
14	0.3	20	0.3412	0.0376
15	0.3	22	0.3504	0.0356
16	0.3	24	0.3554	0.0339

综合以上分析来看，从控制污染物分布走势及控制交叉感染方面考虑，采用置换通风方式的厨房，其室内二氧化碳浓度分比较合理。

4.4.4 空气年龄分布

随机选取送风温度相同、速度不同方案的空气年龄分布图作为可视结果分析。图 4-16 至图 4-19 给出了方案 2、6、10、14 中人体所在  $X=2.9\text{m}$ 、 $Z=1.2\text{m}$  两个剖面上的空气龄分布。由这些图中可以看出，下部区域空气龄小于上部，空气置换快；上部空间空气龄较大，空气品质相对较差。由于沿人体表面上升的热羽流及时带走了污浊的空气，人体热源周围空气龄较小。

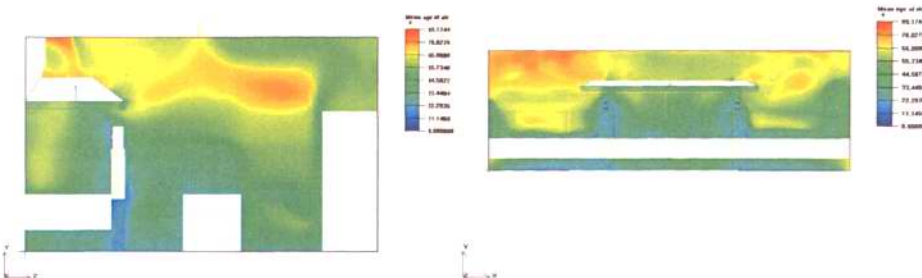




(a)  $X=2.9\text{m}$  剖面

(b)  $Z=1.2\text{m}$  剖面

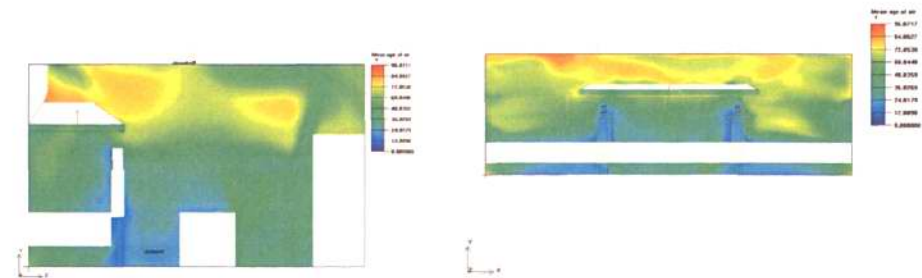
图 4-16  $V=0.15\text{m/s}$ 、 $T=20^\circ\text{C}$  (方案 2) 空气龄分布图



(a)  $X=2.9\text{m}$  剖面

(b)  $Z=1.2\text{m}$  剖面

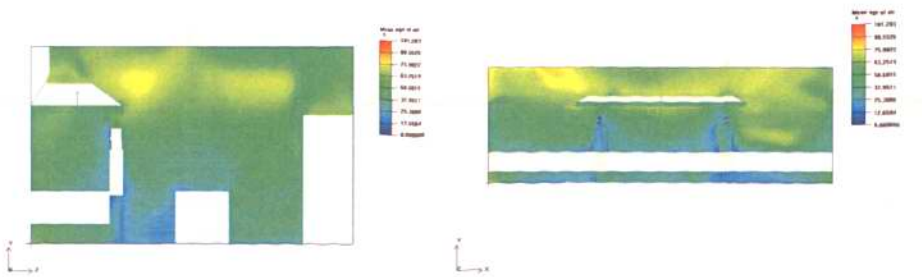
图 4-17  $V=0.2\text{m/s}$ 、 $T=20^\circ\text{C}$  (方案 6) 空气龄分布图



(a)  $X=2.9\text{m}$  剖面

(b)  $Z=1.2\text{m}$  剖面

图 4-18  $V=0.25\text{m/s}$ 、 $T=20^\circ\text{C}$  (方案 10) 空气龄分布图



(a)  $X=2.9\text{m}$  剖面

(b)  $Z=1.2\text{m}$  剖面

图 4-19  $V=0.3\text{m/s}$ 、 $T=20^\circ\text{C}$  (方案 14) 空气龄分布图

表 4-5 为 16 种方案的室内平均空气龄。由表 4-5 中可以看出, 室内平均空气龄的大小与当地风速有关, 送风速度越大, 空气龄越小。

表4-5 16种设计方案的室内空气龄最大值及平均值

方案	送风参数		$\tau_{\max}$ (s)	$\tau_{\text{average}}$ (s)
	送风速度 (m/s)	送风温度 ( $^{\circ}\text{C}$ )		
1	0.15	18	95.73	58.28
2	0.15	20	93.81	57.56
3	0.15	22	110.33	59.24
4	0.15	24	96.68	56.42
5	0.2	18	89.17	55.47
6	0.2	20	93.93	55.48
7	0.2	22	110.52	64.10
8	0.2	24	91.71	54.76
9	0.25	18	91.42	55.78
10	0.25	20	96.07	55.49
11	0.25	22	113.62	55.99
12	0.25	24	97.05	54.05
13	0.3	18	93.07	53.81
14	0.3	20	101.20	53.69
15	0.3	22	99.57	54.63
16	0.3	24	94.89	54.38

#### 4.4.5 PMV-PPD 指标比较

依据一般舒适条件下可接受热环境的三个等级以及我国学者推荐的适用于中国地区的可接受热舒适性标准分析 PMV 与 PPD 指标。在对模型中的热环境分析时, 工作人员着装 1.0clo, 站姿新陈代谢率为 1.0met。图 4-20 和图 4-21 分别为方案 4、16 人员所在位置剖面  $X=2.9\text{m}$ 、 $Y=1.1\text{m}$ 、 $Z=1.2\text{m}$  的室内 PMV、PPD 分布图, 由图中可以清晰地看出置换通风方式下室内 PMV 和 PPD 的总体分布情况。

从图 4-20 和图 4-21 的(a)、(c)、(e)中可以看出, PMV 值随高度增加而增大。

在人员工作区保持在-1.0~0 之间，其头部高度处 PMV 值在 0~0.5 之间，均符合舒适性标准，整体热感觉处于较舒适水平。

从图 4-20 和图 4-21 的(b)、(d)、(f)可以看出，人员头部区域的不满意度维持较低水平，室内大部分区域的预测不满意度均在 10%以内，灶台处由于污染热源的热辐射使 PPD 值偏高，大于 10%。

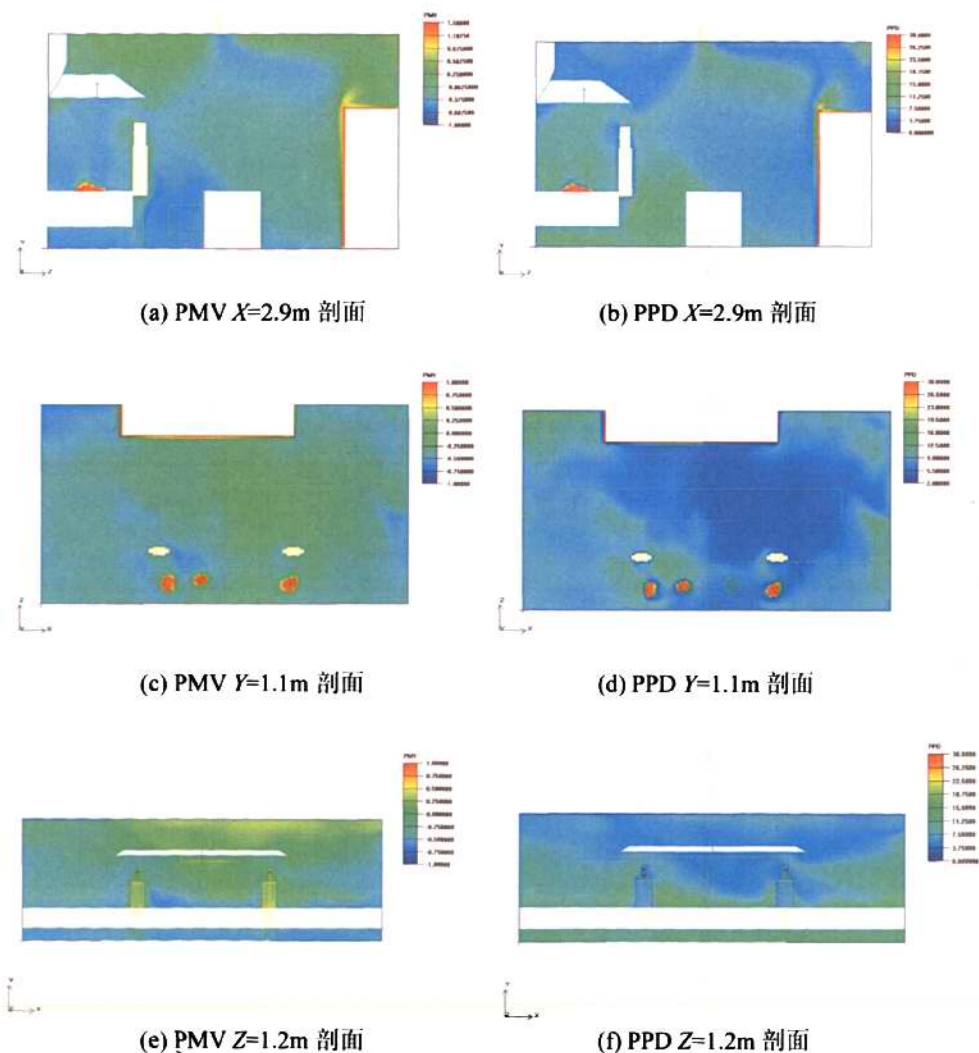


图 4-20  $V=0.15\text{m/s}$ 、 $T=24^\circ\text{C}$ （方案 4）的 PMV、PPD 分布图

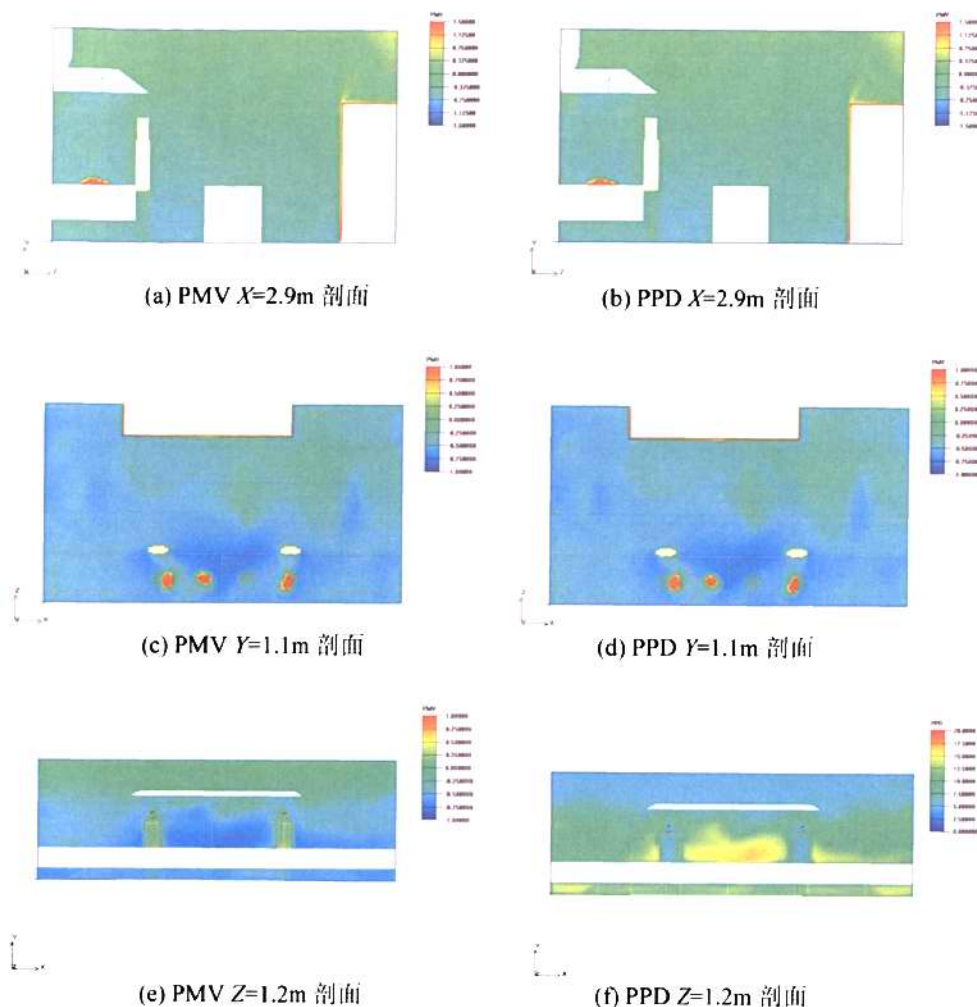

 图 4-21  $V=0.3\text{m/s}$ 、 $T=24^\circ\text{C}$ （方案 16）的 PMV、PPD 分布图

表 4-6 给出了各方案下人体工作区平均 PMV、PPD 值。由表 4-6 可以看出，随着送风温度的减小，人体头脚温差增大，因而各方案头部和脚踝部的 PMV、PPD 值差别也大。热舒适性相对最差的工况发生在方案 9、13，此时送风速度较大，送风温度最低，其 PMV 值较低，且 PPD 值大于 26%，超过评价标准。总体来看，送风温度为  $22^\circ\text{C}$ 、 $24^\circ\text{C}$  时的方案，其热舒适性相对较好。

表4-6 16种设计方案的工作区平均值PMV、PPD值

方案	送风参数		PMV	PPD
	送风速度 (m/s)	送风温度 (°C)		
1	0.15	18	-0.75	19.48
2	0.15	20	-0.64	16.17
3	0.15	22	-0.21	8.38
4	0.15	24	-0.37	10.29
5	0.2	18	-0.88	24.21
6	0.2	20	-0.68	17.52
7	0.2	22	-0.43	11.69
8	0.2	24	-0.31	8.95
9	0.25	18	-0.95	26.98
10	0.25	20	-0.73	19.09
11	0.25	22	-0.74	12.40
12	0.25	24	-0.30	9.16
13	0.3	18	-0.95	27.18
14	0.3	20	-0.71	18.33
15	0.3	22	-0.49	12.68
16	0.3	24	-0.34	9.41

综上所述，置换通风系统厨房室内气流分布有助于控制室内污染物交叉感染，适合在厨房内应用。为减小垂直方向温差、提高热舒适性，同时使大多数人没有吹冷风感，在厨房室内置换通风设计时应保证送风速度小于 0.25m/s、送风温度不低于 20℃。同时，置换通风的通风效率均大于 100%，明显高于混合通风。

## 第五章 总结与展望

### 5.1 研究总结

本文主要对置换通风方式在餐饮业厨房内的速度场、温度场、二氧化碳浓度分布以及空气年龄和PPD-PMV指标进行了分析研究,对不同送风速度、温度的16种方案进行数值模拟计算。本文的主要研究内容及结论有:

1. 概述了我国餐饮业厨房室内环境特点,介绍置换通风与混合通风原理,比较了在设计目标、气流动力、气流分布特性、技术措施等方面的差异。从设计、热舒适性、空气品质、应用领域等几方面介绍国内外置换通风的发展,指出对于餐饮业厨房等具有自身环境特点的建筑还没有特别深入研究,本文的研究为置换通风在餐饮业厨房中的应用提供了理论和实践依据。

2. 比较了混合通风与置换通风下厨房室内环境在送风温度、通风气流效果和负荷计算方面的设计特点,分析厨房室内环境的评价指标,主要为:温度梯度、空气年龄、换气效率、通风效率以及PMV-PPD指标等。

3. 对比模型厨房数值模拟与实验测量的速度值和温度值,模拟值和实测值曲线吻合较好,速度模拟值与实测值的最大偏差为0.05m/s,温度模拟值和实测值的绝对误差不超过0.6℃,均在可接受范围内,验证了数值模型和采用的数值计算方法是可行的。

4. 进一步对一个实际工程厨房,分别在16种不同的设计方案下进行数值模拟,分析其速度场、温度场以及二氧化碳浓度分布,分析空气年龄,并比较PMV-PPD指标,得到的主要结论如下:

(1) 在速度场分布方面,采用置换通风方式厨房室内整体气流分布稳定,人员呼吸区空气比较新鲜,为使大多数人没有吹冷风感,设计送风速度应小于0.25m/s。在温度场分布方面,送风速度过大、送风温度过低都会使得垂直温差相对增大。为减小垂直方向温差、提高舒适性,在厨房室内置换通风设计时应保证送风速度小于0.3m/s、送风温度不低于20℃。

(2) 在二氧化碳浓度分布方面,送风温度对二氧化碳浓度分布的影响不大,但随着送风速度的加大,二氧化碳扩散速度会加快,即提高送风速度有助于二氧化碳的排出。在PMV-PPD指标方面,提高送风速度、降低送风温度会使PMV值减

小、PPD值增大。总体来看，送风温度为 $22^{\circ}\text{C}$ 、 $24^{\circ}\text{C}$ 时的方案，其热舒适性相对较好。

(3) 在通风效率方面，置换通风的通风效率均大于 100%，明显高于混合通风。降低送风温度、增大送风速度会提高通风效率。其中送风温度为  $24^{\circ}\text{C}$  以及送风速度为  $0.15\text{m/s}$  方案的通风效率相对较低。

综合各项结果，在厨房室内置换通风设计时应保证送风速度小于  $0.25\text{m/s}$ 、送风温度不低于  $20^{\circ}\text{C}$ 。在 16 种方案中，热舒适性和通风效率较好的方案为方案 6、方案 7、方案 10 和方案 11。

通过本文的研究，表明在餐饮业厨房中可以应用置换通风方式，应用置换通风方式能够有效去除室内余热余湿、改善厨房室内温度与气流分布、提高室内空气品质，且置换通风的通风效率明显高于混合通风。另外在置换通风设计时，为使大多数人没有吹冷风感，应控制送风参数，即送风速度不能过高，送风温度不能过低。

## 5.2 今后展望

随着经济的发展和人民生活水平的提高，人们越来越重视自身的健康问题，置换通风作为一种“舒适、健康”的通风方式必将得到更广泛的应用。对于结合我国国情的各种置换通风设计方法的研究也必然会得到快速发展。

由于时间、工作条件及作者水平有限，本文工作还存在很多不完善之处，需要作进一步的研究和分析，在此，作者对以后的研究提出一些建议：

1. 考虑厨房室内墙壁等固体壁面的对流和辐射对室内环境的影响。
2. 运用先进技术测量厨房室内的速度场、温度场、污染物浓度场，结合冷却顶板的方式深入研究置换通风在餐饮业厨房空调设计中的应用。
3. 研究餐饮业厨房应用置换通风系统的初投资和运行维护费用，从经济性方面比较置换通风与传统混合通风。

## 参考文献

- [1] 许斌, 王进援, 朱惠莲等. 烹调油烟对职业接触人群血脂水平影响的研究[J]. 中国公共卫生管理, 2005, (3): 256-258
- [2] 李晟. 饮食业油烟污染及净化技术探讨[J]. 能源与环境, 2008, (1): 92-94
- [3] 赵健伟, 许德玄, 李晓军. 饮食业油烟污染与治理技术现状[J]. 环境污染治理技术与设备, 2003, 4(2): 63-65
- [4] 梁衍魁. 餐饮业烹调油烟气的组成与危害及净化方法探讨[J]. 能源与环境, 2004, (1): 43-44
- [5] 张兴容. 厨房油烟气对人体健康的影响及防护设计[J]. 安全与环境学报, 2001, 1(3): 41-43
- [6] 胡建军, 王汉青. 厨房排风系统现状分析[J]. 制冷空调, 2005, (6): 53-56
- [7] 谭志宣, 孙一坚. 饭店节能技术及应用实例[M]. 北京: 化学工业出版社, 2001
- [8] 吴暄, 武文雯. 置换通风国内外研究及应用状况展望[J]. 建筑热能通风空调, 2004, (5): 24-29
- [9] California Energy Commission. Design guide, improving commercial kitchen ventilation system performance[R]. California Energy Commission, 2002
- [10] 周义德, 卢继超. 下送风空调技术原理及应用探讨[J]. 建筑热能通风空调, 2008, 27(1): 24-29
- [11] 连之伟, 马仁民. 下送风空调原理与设计[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2006
- [12] 王昭俊, 赵加宁, 刘京. 室内空气环境[M]. 北京: 化学工业出版社, 2006
- [13] Elisabeth Mundt. Displacement ventilation system-convection flows and temperature gradients[J]. Building and Environment, 1995, 30(1): 129-133
- [14] Elisabeth Mundt. Convection flows above common heat sources in rooms with displacement ventilation system[J]. Room Vent Norway, 1990, (3): 17-20
- [15] Elisabeth Mundt. The performance of displacement ventilation systems experimental and theoretical studies[R]. Building Services Engineering, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 1996
- [16] Xiaoxiong Yuan, Qingyan Chen, Leon R Glicksman. Measurement and computations of room airflow with displacement ventilation[J]. ASHREA Transactions. 1999, 105(1A): 340-352
- [17] Xiaoxiong Yuan, Qingyan Chen, Leon R Glicksman. A critical review of displacement ventilation[J]. ASHRAE Transactions, 1998, 104(1): 78-89
- [18] Xiaoxiong Yuan, Qingyan Chen. Models for prediction of temperature difference and



- ventilation effectiveness with displacement ventilation[J]. ASHRAE Transactions, 1999, 105(1): 353-367
- [19] Alexander M Zhivov, Peter V Nielsen, Gerald Riskowski, et al. A design procedure for displacement ventilation[J]. HPAC, 2000, 72: 39-49
- [20] Fanger P O, Melikov A K, Hanzawa H, et al. Air turbulence and sensation of draught[J]. Energy and Buildings, 1988, 12: 21-39
- [21] Fanger P O. Thermal environment human requirements[J]. The Environmentalist, 1986, 6(4): 275-278
- [22] Christensen, Albrechtsen, Fanger P O, et al. Air movement and draught[J]. Indoor Air, Stockholm, 1984, 8
- [23] Melikow A K, Nielsen J B. Local thermal discomfort due to draft and vertical temperature difference in rooms with displacement ventilation[J]. ASHRAE Transactions, 1989, 95(2): 1050-1057
- [24] Liu Yu, Kenji Hiraoka. Ventilation requirements for raised floor HVAC system [C]. Healthy Buildings. 1997, 32
- [25] Peter V Nielsen. Velocity distribution in a room ventilated by displacement ventilation and wall-mounted air terminal devices[J]. Energy and Buildings, 2000, 31: 179-187
- [26] Hee-Jin Park, Dale Holland. The Effect of location of a convective heat source on displacement ventilation: CFD study[J]. Building and Environment, 2001, 36(8): 883-889
- [27] Zhang Lin, Chow T T. Comparison of performances of displacement and mixing ventilations. Part I: thermal comfort[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, (28): 276-287
- [28] Rees S J, Haves P. Anodal model for displacement ventilation and chilled ceiling systems in office spaces [J]. Building and Environment, 2001, (36): 753-762
- [29] Mathisen H. Case studies of displacement ventilation in public halls[J]. ASHARE Transactions 1989, 95(2): 1018-1027
- [30] Nagda N L. Effect of ventilation rate in healthy building[J]. IAQ Healthy Building, 1991, (4), 26-35.
- [31] Stymne H, Sandberg M, Mattsson M. Dispersion pattern of contaminants in a displacement ventilated room-implications for demand control. Proceedings of the Dec AIVC Conference, Ottawa, 1991: 173-189
- [32] Murakami S, Kato S, Zeng J. Flow and temperature fields around human body with various room air distributions, CFD study on computational thermal manikin—Part I . ASHRAE Trans, 1997, 103(1): 3-15

- [33] Murakami S, Kato S, Zeng J. Flow and temperature fields around human body with various room air distributions, CFD study on computational thermal manikin—Part II [J]. ASHRAE Trans, 1998, 104(2): 226-233
- [34] Persily A. Evaluating building IAQ and ventilation with indoor carbon dioxide[J]. ASHRAE Trans, 1997, 103(2): 193-204
- [35] Eric Bjorn, Magnus Mattsson, Mats Sandberg, et al. Displacement ventilation effects of movement and exhalation[J]. Proceedings of Healthy Buildings 1996, International Conference on Healthy Buildings, Washington DC, USA, 1997, 2: 163-168
- [36] Xiaoxiong Yuan, Qingyan Chen, Leon R Glicksman. Models for prediction of temperature difference and ventilation effectiveness with displacement ventilation[J]. ASHRAE Transactions, 1999, 105(1): 353-367
- [37] Xing, Hatton, Awbi. A study of the air quality in the breathing zone in a room with displacement ventilation[J]. Building and Environment, 2001, 36: 809-820
- [38] Tatsuya Hayashi, Shuzo Murakami. CFD analysis on rising stream around a human body and its effect on inhalation air quality[J]. ASHRAE Trans. 2002, 108(2): 1173-1178
- [39] Zhang Lin, Chow T T. Comparison of performances of displacement and mixing ventilations. Part II: indoor air quality[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, (28): 288-305
- [40] Holmberg S, Chen Q. Air flow and particle control with different ventilation systems in a classroom[J]. Indoor Air, 2003, (13): 200-204
- [41] 李晓山. 置换通风系统在中国的应用问题研究[D]. [硕士学位论文]东华大学, 2003
- [42] 李强民. 置换通风原理、设计与应用[J]. 暖通空调, 2000, 30(5): 41-46
- [43] Hakon Skistad. Displacement ventilation[M]. Research Studies Press Ltd, 1994
- [44] Seppanen O A, Fisk W J, Eto J, et al. Comparison of conventional mixing and displacement air-conditioning and ventilating systems in U. S. commercial buildings[J]. ASHRAE Transactions, 1989, 95(2): 1028-1040
- [45] Chen Q, Kooi J, Meyers A. Measurements and computations of ventilation efficiency and temperature efficiency in a ventilated room[J]. Energy and Buildings, 1988, 12(2): 85-99
- [46] Nishioka T, Ohtaka K, Hashimoto N, et al. Measurement and evaluation of indoor thermal environment in a large domed stadium[J]. Energy and Buildings, 2000 (32): 217-223
- [47] 马仁民. 置换通风的通风效率及其微热环境评价[J]. 暖通空调, 1997, 27(4): 1-6
- [48] 孟广田, 李强民. 置换通风的热舒适分析与评价[J]. 建筑热能通风空调, 2000, (1): 20-22
- [49] 倪波. 置换通风的实验研究[J]. 暖通空调, 2000, 30(5): 2-4

- [50] 倪波. 双热源置换通风的实验研究[J]. 暖通空调, 2002, 2(5), 17-19
- [51] 张俊梅, 沈国民, 谢军龙等. 应用CFD方法确定置换通风系统的设计参数[J]. 建筑热能通风空调, 2001, (2): 17-19
- [52] 刘传聚, 周林光. 置换通风的数值模拟[J]. 通风除尘, 1998, (2), 4-7
- [53] 张帆. 置换通风加冷却顶板技术评述[J]. 建筑热能通风空调, 1999, (4): 31-34
- [54] 朱能, 刘珊. 置换通风与冷却顶板的热舒适性研究[J]. 制冷学报, 2000, (4), 64-68
- [55] 徐来福, 金风云. 冷却顶板—置换通风空调系统分析[J]. 建筑热能通风空调, 2006, (25): 56-61
- [56] 李先中, 刘传聚. 地板供冷 / 置换通风复合空调系统的可行性探讨[J]. 建筑热能通风空调, 2002, (4): 4-6
- [57] 洪武开. 置换通风与低能耗健康建筑. 建筑热能通风空调, 2001, (6): 52-54
- [58] 鞠硕华, 姜允涛, 周祖东. 置换通风空调房间气流组织的数值模拟[J]. 低温建筑技术, 2001, (2), 41-45
- [59] 岑鸣, 倪波. 上海体育馆置换通风系统设计研究. 暖通空调, 2000, 30(5): 5-8
- [60] 秦孟昊, 倪波. 置换通风在纺织厂的应用探讨[J]. 东华大学学报(自然科学版), 2002, 28(4): 12-17
- [61] 屈国伦. 广州新体育馆置换通风空调设计探讨[J]. 制冷, 2002, 21(2): 44-48
- [62] 孙敏生, 万水娥. 国家大剧院观众厅空调系统和气流组织方式的设计和分析[J]. 暖通空调, 2003, 33(3): 1-8
- [63] 陈维阳, 周建戎. 某校区报告厅置换通风空调设计与分析[J]. 制冷, 2004, 23(4): 73-76
- [64] 章利君. 深圳文化中心音乐厅空调送风方案比较[J]. 暖通空调, 2002, 32(6): 72-74
- [65] 赵渊, 唐胜利, 周李军. 影剧院建筑内置换通风方式的优化设计[J]. 重庆大学学报(自然科学版), 2006, 29(3): 48-50
- [66] 于松波, 涂光备, 那艳玲. 置换通风在办公建筑中的应用与分析[J]. 暖通空调, 2003, 33(3): 99-101
- [67] 万雄峰. 商用厨房室内环境质量评价与控制研究[D]. [硕士学位论文]中南大学, 2007
- [68] David W Wolbrink, Sarnosky J R. Residential kitchen ventilation—a guide for the specifying engineer[J]. ASHRAE Trans. 1998, 92(1): 1187-1198
- [69] 高兴. 酒店通风约束与室内空气品质改善对策研究与应用[D]. [博士学位论文]大连理工大学, 2003
- [70] Deng Shiming. Ventilation for Chinese kitchens in hotels in Hong Kong[J]. Energy and the Environment-Proceedings of the International Conference on Energy and the Environment, 2003, 1482-1485
- [71] 王岳人, 刘宇钊. 置换通风空调系统的节能性分析[J]. 沈阳建筑大学学报, 2007, 23(3):

457-460

- [72] 谷波. 建筑物空调负荷计算分析[M]. 北京: 科学出版社, 2003
- [73] Atila Novoselac, Brendon J Burley. Development of new and validation of convection correlations for rooms with displacement ventilation systems[J]. Energy and Buildings, 2006, (38): 163-173
- [74] 刘红敏, 连之伟, 周湘江等. 通风系统的气流组织评价指标及分析[J]. 流体机械, 2003, 31(1): 17-19
- [75] 曹建伟. 置换通风空调室内空气品质的数值模拟研究[D]. [硕士学位论文]北京交通大学, 2007
- [76] Sandberg. What is ventilation efficiency[J]. Building and Environment, 1981, 16(2): 123-135
- [77] 韩海涛, 张吉光. 置换通风与室内空气品质[J]. 制冷与空调, 2004(4): 32-35
- [78] 陆亚俊. 暖通空调[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2002
- [79] 边浪, 茅勒丰, 刘建飞. 关于热舒适几个问题的探讨[J]. 制冷空调, 2005, 5: 26-30
- [80] Fanger P O, Thermal comfort[J]. Copenhagen: Danish Technical Press, 1970
- [81] ASHRAE Standard 55-2002 . Thermal environmental conditions for human occupancy. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. , 2002
- [82] 杜尚北. 高大厂房置换通风的数值模拟研究[D]. [硕士学位论文]东北大学, 2006
- [83] 王昭俊. 关于热感觉与热舒适的讨论[J]. 建筑热能通风空调, 2005, 24(2): 93-94
- [84] Nielsen P V. Flow in air conditioning rooms[D]. Technical University of Denmark, Copenhagen, 1974
- [85] 赵彬, 李先庭, 彦启森. 置换通风的数值模拟[J]. 应力力学学报, 2002, 19(4): 75-79
- [86] 赵彬, 林波荣, 李先庭等. 室内空气分布的预测方法及比较[M]. 北京: 清华大学出版社, 2006
- [87] 倪波. 置换通风的计算机仿真研究[C]. 全国暖通空调制冷 2000 年学术文集. 北京: 中国建筑工业出版社, 2000
- [88] 章本照, 印建安, 张宏基. 流体力学数值解法[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003
- [89] 傅德熏, 马延文. 计算流体力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002
- [90] Moser R D, Rogers M M. The three dimensional evolution of plane layer: pairing and transition to turbulence[J]. J Fluid Mech, 1993, 247: 275-320
- [91] 吴望一. 流体力学[M]. 北京: 北京大学出版社, 1998
- [92] Chen Qingyan, Xu Weiran. A zero-equation turbulence model for indoor air flow simulation[J]. Energy and Building, 1998, 28(2): 137-144
- [93] 赵彬, 李先庭, 彦启森. 用零方程湍流模型模拟通风空调内的空气流动[J]. 清华大学学

- 报(自然科学版), 2001, 41(10): 109-113
- [94] Zhao Bin, Li Xianting, Yan Qisen. A simplified system for indoor airflow simulation [J]. Building and Environment, 2003, 38(4): 543-552
- [95] Zhao Bin, Li Xianting, Yan Qisen. Numerical simulation of air distribution in chair ventilated room by simplified methodology[J]. ASHRAE Trans, 2002, 108(2): 1079-1083
- [96] 李金华, 苏辉. 置换通风条件下室内空气品质研究[J]. 洁净与空调技术, 2005, (2): 5-8

## 致 谢

转眼间三年的研究生阶段已渐进尾声，难忘的岁月将永驻心间，在此向曾经给予我关心与鼓励的人们表示真诚的感谢！

首先，感谢导师袁寿其研究员。导师在做人的事上都是我学习的榜样，使我养成好的学习和生活习惯。在科研和学习上，恩师有丰富扎实的专业知识、敏锐的实践洞察力，时常教导我们要爱专业、终身学习、有知识宽度、有探求未知的精神、学会思考并总结方法。在生活上，导师要求我们要志存高远、心胸宽阔，做事行动有效率不拖拉，学会安排时间，事事井井有条包括生活中物品资料摆放等。在此，我谨向尊敬的导师致以最崇高的敬意！

其次，感谢流体中心袁建平副研究员对我课题研究过程中的指导、关心和帮助。感谢流体中心一起度过研究生阶段的朋友们，以及所有关心、帮助过我的老师、同学。由衷地希望在未来的日子里，导师和同学们一如既往地各方面相互支持和帮助，大家共同进步，回报社会。

特别感谢我亲爱的师姐刘俊萍博士在论文过程中给予的鼓舞和帮助。

谨以此文献给我的家人，感谢父母对我的养育之恩，感谢你们对我生活上的照顾，你们经济上的支持和精神上的鼓励伴随我顺利完成学业，我会更加努力，卧薪尝胆，积极地探索追求未来。

怀感恩之心，不为失败找借口，只为成功找方法！

刘晓凡

2010.6

## 攻读硕士学位期间参加的科研项目和发表的论文

### 一、参加科研项目

- [1] 主持完成江苏大学第七批学生科研立项：商业厨房置换通风数值模拟，编号07A015。

### 二、发表学术论文

- [1] 刘晓凡，袁寿其，何志霞，何红勤. 改善饮食业厨房环境的新通风技术应用探讨，环境科学与技术，2009，32(9): 152-155，第一作者；
- [2] 刘晓凡，袁寿其. 餐饮业油烟污染及其净化设备的应用分析，环境污染与防治，2009，31(11): 112，第一作者；
- [3] 何红勤，袁寿其，张杰，刘晓凡. 运水烟罩内折射式喷头正交试验，排灌机械，2009，27(3): 181-183，第四作者；
- [4] 何红勤，袁寿其，袁建平，张杰，刘晓凡. 运水烟罩内折射式喷头性能参数分析及试验，排灌机械，2009，27(4): 247-250，第五作者；
- [5] 《置换通风技术在餐饮业厨房中的应用前景》获得江苏大学第十届研究生科技论文大赛三等。