

大型商用厨房室内热舒适性的数值分析

王 刚 蒋彦龙* 施 红 王 瑜

(南京航空航天大学航空宇航学院, 南京 210016)

摘 要:大型商用厨房是一个复杂的高温高湿环境。在夏季若未采用有效的室外新风补给措施,则需要给厨房提供大量空调冷风以满足排烟需求,造成大量的能耗。本文提出一种大型中餐厨房布局,并基于分析软件 FLUENT 进行数值模拟,采用 PMV - PPD 预测模型对 4 种不同比例的送风情况进行热舒适性评价。结果表明,对于这种厨房布局,采用 20% 冷风比例的组合气幕通风方式,不仅能防止污染物逸出、降低厨房所需空调冷风风量,减少能耗,同时可获得满意的热舒适性环境。

关键词:大型商用厨房;热舒适性;数值模拟;送风比例

中图分类号:TU831.1

文献标识码:A

doi:10.3969/j.issn.1006-6055.2014.03.005

Numerical Analysis of Indoor Thermal Comfort in Large Commercial Kitchen

WANG Gang JIANG Yanlong* SHI Hong WANG Yu

(College of Aerospace Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

Abstract: A large commercial kitchen is a complicated environment with high temperature and high humidity. If there's no effective fresh air supply system, a large amount of cold air is needed to satisfy the requirement of emission, with plenty of electric energy is wasted. In this paper, a large Chinese kitchen is introduced based on the analysis software FLUENT. The PMV-PPD model is adopted to evaluate the thermal comfort of 4 conditions with different air apply ratios. The result show that for this kind of chicken layout, pollutants will be controlled, when the cold air apply ratio is 20%, with the volume of the cold air reduced and energy - saving. The requirement of the thermal comfort will also be met.

Key words: large commercial kitchen; thermal comfort; numerical simulation; air apply ratio

1 引言

商用厨房是集排风、空调送风、补风于一体的多组分空调通风系统作用下的复杂高温高湿环境。厨房中的功能区大致为储藏区、准备区和烹饪操作区。当前建筑能耗在社会总能耗中的比例较大,一般建筑用能占到全国总能耗的 30% ~ 40%,而暖通空调能耗是建筑能耗中的大户,据统计暖通空调能耗占建筑能耗的 65%^[1],厨房能耗问题已成为近年来人们非常关注的焦点之一。目前商用厨房内空气品质的评价手段主要包括两种:一是实测手段,即标准化测试方式 CKV-STM (Commercial Kitchen Ventilation Standard Test Method, CKV-STM)^[2];二是计算流体动力学模拟手段 (Computational Fluid Dynamics, CFD)。丹麦的 P. V. Nielsen 首次将 CFD 技术运用于室内环境工程,用流函数和涡旋公式求解了封闭二维流动方程,采用 k-ε 模型进行模拟,获得了与实验数据较为吻合的计算结果。随着计算机技术与计

算流体动力学的发展,采用流体力学软件模拟厨房室内气流组织及其分布特性,已成为大型商用厨房设计与优化的一种有效方式。Frey D. J. 等^[3]对商用厨房设备和通风工程进行计算模拟,分析了不同气候下采用机械通风方式的四类商用厨房的通风能效问题,提出了机械通风下的商用厨房通风系统的改进方法。文献[4]介绍了船舶厨房通风系统的设计,包括空调和机械送风、抽风。H. Xing 等^[5]采用配置置换通风系统的实验模型,得到了不同热负荷下厨房内不同位置的空气龄和通风效率,并且用 CFD 技术模拟了改变空气流速和空气进口位置时室内空气的变化情况。

现有相关文献[3 ~ 5]侧重于研究厨房通风系统和室内污染。商用厨房尤其是中餐厨房在工作中产生的大量油烟需要及时排除,所需的新风量很大;同时还需控制油烟的扩散,提供一个良好舒适的环境。厨房新风一般由室外补风和空调送风联合供给,由于夏季南京地区室外温度较高,单纯的室外补风会给室内带来极大的显热负荷,此时空调送风必须开启调节室内温度。基于上述要求,本文提出一种采用组合气幕通风方式的大型商用厨房模型,其

2013-12-10 收稿,2014-02-24 接受

* 通讯作者, E-mail: 15402734@qq.com

通风系统包括:岗位空调风与天花板空调风的冷风送风系统、弥散送风与条形送风的室外新风送风系统以及排烟罩排风系统。运用数值模拟方法计算 4 种不同送风比例情况下厨房的热舒适性,最后详细分析了送风比例为 20% 时两个工作面的速度场、温度场以及吹风感满意率,为大型商用厨房的设计与优化提供一定的参考。

2 厨房模型的建立

2.1 物理模型

厨房总体几何尺寸为 11.74 m(长)×7.55 m(宽)×2.6 m(高)。图 1 为内部布局,图 2 为通风口布局。图 1 中,从 -Y 方向至 +Y 方向,依次配置有储藏区(冰箱、双星盆工作台、货架);准备区(星盆工作柜、立柱墙体、工作柜,打荷热柜);烹饪区 1(炸炉、扒炉、双头炒炉、双头矮汤炉,排油烟罩 1);烹饪区 2(八头煲仔炉、三层海鲜柜、双头蒸炉连肠粉炉-可倾式汤锅,排油烟罩 2)。辅助设施有天花板的 17 台照明灯。

吊顶天花板上有 4 个空调风入口。排烟罩 1 下端有 8 个岗位空调风口,岗位风上方带有一弥散送风面,局部视图见图 3,出风口由大量直径仅为 5.2 mm 的圆孔组成,烟罩布局见图 4。排油烟罩 1 上有 8 个排风口。相应地,排油烟罩 2 下端设有 5 个岗位风口、1 个弥散送风面、5 个排风口。此外,在靠近烹饪区 1 的吊顶天花板上还有 5 个条形新风口,靠近烹饪区 2 的天花板上有 3 个。厨房内人员工作时,头顶对应岗位送风口, $Y = 2.25\text{ m}$ 和 $X = -4.595\text{ m}$ 为两个岗位送风面中轴线的坐标。截取这两个面作为观察面,分别称作第一和第二工作面。

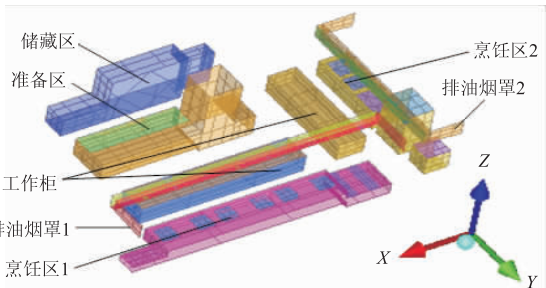


图 1 厨房内部布局
Figure 1 Internal layout

2.2 边界条件的设定

对模型的简化和假设:①室内气流为不可压缩常物性牛顿流体;稳态;密度为常数。②忽略室内照明灯和其他小的热源散热影响。③烹饪区的所有热

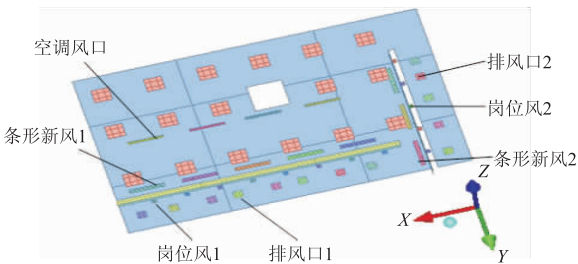


图 2 通风口布局
Figure 2 Ventilation layout

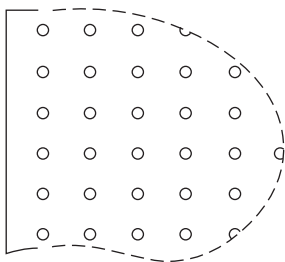


图 3 弥散新风面孔板
Figure 3 Panel with hole

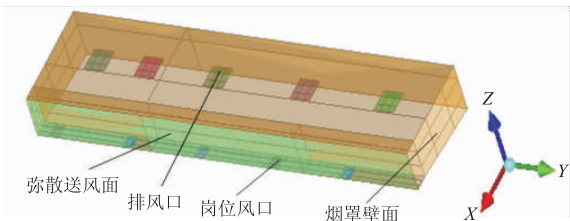


图 4 排油烟罩示意图
Figure 4 Diagram of the exhaust hood

源按恒温壁面处理,且所有发热源全部工作。④弥散新风和条形新风以及排风口回流空气的温度参考南京地区夏季室外设计气象参数,取夏季室外计算日平均温度 31.2℃。考虑到补风与烹饪显热负荷较大,岗位新风和空调风的温度取 18℃。

将送风比例(总冷风风量与总排风量的比值)限制在 1/3 以下,考虑 4 种不同的送风比例,分别为 15%、20%、25%、30%,同时新风量分别占总排风量的 75%、70%、65%、60%。总进风量占总排风量的 90%(现有的方案中送风量与排风量的比值一般为 85%~90%),这样可以保持室内的负压,防止油烟外逸。总排风量为定值 34 000 m³/h。具体的风量分配见表 1。

各个通风口的参数见表 2,岗位风 1 对应第一工作面的岗位风,岗位风 2 对应第二工作面,以此类推。每种工况下,各个通风口的平均出口速度可根据其总风量、数量与截面面积得到。设出口速度为 v ,空气密度 ρ 、动力粘度 μ 已知,则各个通风口的 Re

数与湍流强度 I 可由式(1)与式(2)计算得到。

$$\text{Re} = \frac{\rho v l}{\mu}$$
$$I = 0.16 \text{Re}^{-0.125}$$

（1）
（2）

表 1 4 种工况的风量分配¹⁾

Table 1 Air distribution of the 4 conditions¹⁾

工况	冷风 总量 (m ³ /h)	岗位风量 (m ³ /h)	空调 风量 (m ³ /h)	新风 总量 (m ³ /h)	弥散新风 (m ³ /h)	条形新风 (m ³ /h)
15%	5 100	960+600	3 540	25 500	6 000+3 500	10 000+6 000
20%	6 800	1 280+800	4 720	23 800	5 500+3 100	9 500+5 700
25%	8 500	1 600+1 000	5 900	22 100	5 000+2 700	9 000+5 400
30%	10 200	1 920+1 200	7 080	20 400	4 500+2 300	8 500+5 100

1)“+”前面的项对应第一工作面的通风口,后面的项对应第二工作面的通风口,如“960+600”表示岗位风 1+岗位风 2。

表 2 通风口边界的设定

Table 2 Settings of the vent boundary

通风口名称	数量	尺寸(m)	当量直径 l (m)
岗位风口 1	8	0.15×0.15	0.15
弥散风口 1	1	9.65×0.5	0.95
条形新风口 1	5	1.2×0.15	0.27
排风口 1	8	0.3×0.3	0.3
岗位风口 2	5	0.15×0.15	0.15
弥散风口 2	1	5.9×0.5	0.92
条形新风口 2	3	1.2×0.15	0.27
排风口 2	5	0.3×0.3	0.3
空调风口	4	1.2×0.1	0.18

2.3 数学控制方程

基于 2.2 节中对模型的假设以及边界条件的设定,表示室内的流动和传热过程的连续性方程、运动方程和能量方程依次为:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$$
$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] + S_{ui}$$
$$\frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \right] + \frac{S_H}{c_p}$$

标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型方程:

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

式中, u_i 为速度分量; ρ 为密度; P 为压力; S_{ui} 为动量源项; μ_{eff} 为湍流有效粘性系数; T 为温度; $\Gamma = \lambda/c_p$, λ 为气体导热系数, c_p 为气体定压比热; S_H 为能量源项; D 为水汽扩散系数; S_c 为浓度源项; G_κ

为湍流的动能,由层流的不同速度形成的梯度产生; G_b 为针对存在浮力作用时的湍流动能; Y_M 为较大的扩散所产生的流场波动,存在于可压缩的湍流流场中; $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 、 $C_{3\varepsilon}$ 为常量; σ_κ 和 σ_ε 为湍流流动 $k-\varepsilon$ 双方程的普朗特数; S_κ 和 S_ε 为根据不同流场问题由用户进行自定义的其他参数。

3 数值模拟结果及分析

求解时选择隐式稳态基于压力的求解器,并采用标准 $k-\varepsilon$ 方程湍流模型和 SIMPLE 压力速度耦合算法,近壁区采用标准壁面函数法,非热源固壁面采用无滑移边界条件。

3.1 热舒适性评价以及送风比例的选择

本文采用当前流行且可信度较高的评价指标 PMV-PPD 模型(Predicted Mean Vote, Predicted Percent Dissatisfied)来预测厨房的热舒适性[6],该预测模型将人对热环境的舒适感觉分为 7 个评价等级,见表 3。式(3)为 PMV 值的计算式^[7]。

表 3 PMV 热感觉标度

Table 3 Thermal sensation scale of PMV

热感觉	热	暖	微暖	适中	微凉	凉	冷
PMV 值	+3	+2	+1	0	-1	-2	-3

$$PMV = [0.303e^{-0.036M} + 0.028] \{ M - W - 3.05 \times 10^{-3} [5733 - 6.99(M - W) - P_a] - 0.42 \times [(M - W) - 58.15] - 1.72 \times 10^{-5} M (5867 - P_a) - 0.0014M(34 - t_a) - 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] - f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \}$$

（3）

式中, M ——人体能量代谢率, W/m^2 ;
 W ——人体所做的机械功, W/m^2 ;
 P_a ——人体周围环境的水蒸气分压力, Pa;
 t_a ——人体周围环境的空气温度, $^{\circ}C$;
 f_{cl} ——着装面积系数,即人体着装外表面积与人体裸体表面积之比, $f_{cl} = 1.0 + 0.3_{cl}$, I_{cl} 为服装热阻, m^2K/W ;
 t_{cl} ——着衣人体外表面温度, $^{\circ}C$;
 h_c ——表面传热系数, $W/m^2 \cdot K$, $h_c = 8.3v^{0.5}$, v 为空气流速, m/s ;
 $\bar{t}_r$ ——平均辐射温度, $^{\circ}C$ 。

由于公式较复杂,某些数据无法直接模拟得到,也可用经验公式(4)计算 PMV 值^[8]:

$$PMV = at + bp_v + c$$

（4）

$a \sim c$ 为系数, t 为室内空气温度, $^{\circ}C$, p_v 为室内水蒸

气分压力, KPa , $a=0.212, b=0.293, c=-5.949$ 。

人员站立工作时腹部高度取 1.1 m , 头部高度取 1.7 m 。在 $Z=1.1\text{ m}$ 截面上, 以每个岗位出风口的中心为测点选取 13 个观察点, 第一工作面上, 总共 8 个点以 A1 ~ H1 表示, 第二工作面的 5 个点以 A2 ~ E2 表示。本文设定厨房室内初始空气相对湿度与外界相同, 均为 55% , 13 个点的坐标值及计算得到的温度值见表 4。水蒸气分压力 p_v 可由式(5)和式(6)联立计算得到。 p_{ws} 为温度 t 对应的饱和水蒸气压力分压力, Pa 。 φ 为相对湿度。

$$p_{ws} = 611.2 \exp(\frac{17.62t}{243.12 + t})$$

(5)

$$p_v = \frac{\varphi p_{ws}}{1000}$$

(6)

表 4 观察点的坐标值以及温度值¹⁾

Table 4 Coordinate values and temperatures of the observation points¹⁾

观察点	X (m)	Y (m)	T (K,15%)	T (K,20%)	T (K,25%)	T (K,30%)
A1	-2.635	2.25	302.98	302.48	302.54	301.52
B1	-1.515	2.25	301.68	301.03	301.71	301.12
C1	-0.395	2.25	302.63	301.91	301.5	301.47
D1	0.725	2.25	302.23	301.36	300.64	301.25
E1	1.845	2.25	302.27	301.22	300.89	300.69
F1	2.965	2.25	302.61	302.14	301.75	301.76
G1	4.085	2.25	302.84	302.2	302.04	301.73
H1	5.205	2.25	301.58	302.38	302.01	300.43
A2	-4.595	3.21	303.92	303.8	303.73	302.41
B2	-4.595	2.08	303.71	303.58	303.62	302.72
C2	-4.595	0.95	303.21	303.01	302.76	302.48
D2	-4.595	-0.18	303.52	302.91	302.96	302.23
E2	-4.595	-1.31	302.58	302.13	301.85	301.55

1) 表 4 中“T(K,15%)”表示 15% 冷风送风比例的工况下, 该观察点计算得到的温度值。

由式(4~6)和表 4 计算得到的温度值, 可得 13 个观察点的 PMV 值见表 5, 序号 1~4 表示 15%、20%、25%、30% 的冷风送风比例。从表中可看出, PMV 值随观察点温度的降低而降低, 很明显冷风送风比例为 30% 时可获得 4 种工况下最接近于 0 的 PMV 值, 亦即可获得最佳的热舒适性。但是从经济性方面考虑, 第四种工况欠佳。15% 的送风比例时, PMV 平均值为 1.027, 第二种工况下的平均 PMV 值为 0.92, 第三种工况的平均 PMV 值为 0.88, 30% 的冷风比例时, 平均 PMV 值为 0.75。若以 PMV = 1 为

表 5 观察点的 PMV 值

Table 5 PMV values of the observation points

	A1	B1	C1	D1	E1	F1	G1	H1	A2	B2	C2	D2	E2	均值
1	1.09	0.75	1.00	0.90	0.91	0.99	1.05	0.74	1.32	1.27	1.15	1.22	0.99	1.027
2	0.96	0.60	0.82	0.68	0.65	0.88	0.89	0.94	1.29	1.24	1.09	1.07	0.87	0.92
3	0.98	0.77	0.71	0.5	0.57	0.78	0.85	0.84	1.28	1.25	1.03	1.08	0.8	0.88
4	0.72	0.62	0.71	0.66	0.52	0.78	0.77	0.45	0.94	1.02	0.96	0.9	0.73	0.75

界, 则 20% 的比例为最佳比例, 既能保证热舒适性 (人体热感觉介于适中与微暖之间), 且能获得良好的经济性。下面将对该工况下两个工作面的温度场与速度场进行模拟, 进行更详细的分析, 并采用 PS 模型评估人体吹风感满意率。

3.2 速度场与温度场模拟结果

图 5~8 分别是冷风比例为 20% 时第一与第二工作面的速度场和温度场。从图 5、6 可看出, 每个岗位风口下都存在一个速度较高的等值线环。第二工作面上向 -Y 方向是厨房入口, 可以从图 6 看出在入口方向上流速非常小, 有效防止了油烟的外溢。观察图 7 可发现, 烹饪区 1 的温度从 301 K 到 302 K, 分布非常均匀, 没有温度突出的区域。图 8 中存在明显的温度梯度, 从右至左, 温度逐渐降低, 这是因为空调送风的入口在天花板吊顶上处于厨房中间的位置, 远离右边的工作区。+Y 方向上 3~4 m 段在厨房两个排油烟罩之间, 通风效率低于其他区域, 温度高于其他工作区。

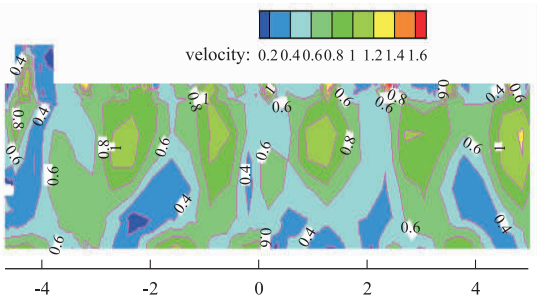


图 5 第一工作面速度场

Figure 5 Velocity field of the 1st working face

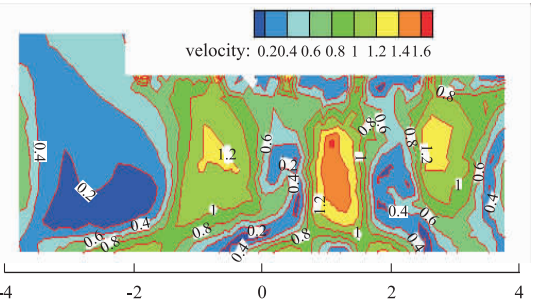


图 6 第二工作面速度场

Figure 6 Velocity field of the 2nd working face

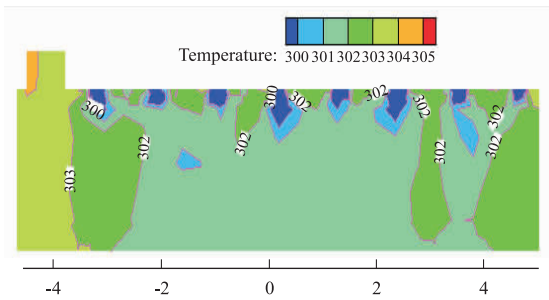


图 7 第一工作面温度场
Figure 7 Temperature field of the 1st working face

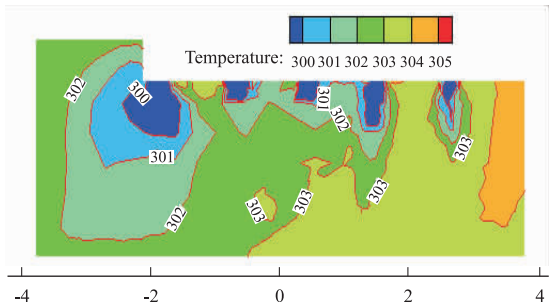


图 8 第二工作面温度场
Figure 8 Temperature field of the 2nd working face

3.3 吹风感满意率

当局部空气运动可控时,将会对人体产生积极的心理作用,此时可能降低吹风感不满意率。本文采用 PS 模型来预测当局部空气运动可控时,人体对所处热环境的满意率^[9],计算公式见式(7)。

$$PS = 1.13TOP^{0.5} - 0.24TOP + 2.7V^{0.5} - 0.99V$$

(7)

式中,PS 表示人体对所处热环境的满意率;TOP 表示操作温度,℃;V 表示空气速度,m/s;PS > 1 时,取 PS = 1。由于人体头部对吹风感最为敏感,因此选取 13 个观察点 a1 ~ h1、a2 ~ e2,其 X 轴与 Y 轴的坐标值与观察点 A1 ~ H1、A2 ~ E2 相同,Z 轴坐标值取 1.7 m。计算得到的各点 PS 值见表 6。

表 6 观察点的 PS 值
Table 6 PS values of the observation points

观察点	TOP(K)	V(m/s)	PS(%)
a1	301.9	1.12	88.73
b1	301.72	0.79	78.07
c1	302.26	0.97	78.89
d1	301.43	0.87	85.90
e1	301.11	0.75	84.05
f1	302.22	0.89	76.15
g1	302.06	0.78	72.95
h1	302.81	1.17	77.74
a2	303.92	1	57.27
b2	303.75	0.66	42.62
c2	301.77	0.65	68.96
d2	302.14	0.89	77.24
e2	301.86	1.07	87.77

从表 6 可看出,点 a1 满意率最高,b2 点满意率最低。若以 75% 为界,则仍有 4 个点(g1、a2、b2、c2)不能达到满意效果,而 a2、b2、c2 三个点正处于两个排油烟罩的夹角区域。

4 结论

本文提出一种采用组合气幕通风方式的中餐厨房模型,采用数值模拟的方法计算了 4 种送风比例工况,采用 PMV – PPD 模型评价烹饪区的热舒适性。在综合考虑系统经济性的情况下选取 20% 的冷风送风比例,模拟该工况下两个工作面的速度场与温度场,并用 PS 模型预测吹风感满意率,得到以下结论:

1)大型商用厨房尤其是中餐厨房采用组合气幕通风的方法,合理安排各个通风口的风量(冷风送风比例为 20%,工作面 1 与工作面 2 的单个岗位风量与单个条形新风量相同),能够保持室内的负压,防止污染物外逸;降低空调送风量,降低能耗。

2)夏季厨房内空调送风与岗位送风温度为 18℃时,采用 20% 的送风比例,可以保证厨房内烹饪区的热舒适性和吹风感满意率。

合理分配各个通风口风量后,保持 18℃ 的冷风送风温度能得到较好的热舒适性,但是仍有不尽满意的几个观察点,大都集中在厨房两个排油烟罩之间的区域,后续工作还可考虑烹饪区 2 的合理布局。

参考文献

[1]江亿. 我国建筑耗能状况及有效的节能途径[J]. 暖通空调, 2005,35(5):30-40.

[2]ELIOTT B G, DOUGLAS J H, FUOAD A P. Development and application of a standard test method for the performance of exhaust hoods with commercial appliance [J]. ASHRAE Transaction, 1994, 100 (2):988-999.

[3]FREY D J, SMITH V A, JONSON K F, et al. Computer modeling analysis of commercial kitchen equipment and engineered ventilation [J]. ASHRAE Transactions, 1993, 99(2):890-908.

[4]安毓辉. 船舶厨房通风系统设计[J]. 船舶, 2003, (3):38-40.

[5]XING H, HATON A, AWBI H B. A study of the air quality in the breathing zone in a room with displacement ventilation[J]. Building and Enviroment, 2001, (36):809-820.

[6]FANGER P O. Thermal Comfort Analysis and Application in Environmental Engineering[M]. New York: McGraw-Hill, 1972.

[7]张锦松, 刘安田, 谭靖. PMV 图算法探讨[J]. 暖通空调, 2002, 32 (1):37-39.

[8]王子介. 低温辐射供暖与辐射供冷[M]. 北京:机械工业出版社, 2004:130.

[9]FOUNTAIN M, ARENS E, DEAR R, et al. Locally controlled air movement preferred in warm isothermal environments[J]. ASHRAE Transaction, 1994, 100(2):937-952.