耦合墙体扩散的室内 双扩散混合对流输运过程*

湖南城市学院 湖南大学 陈 文☆ 湖南大学 赵福云* 汤广发 刘 娣

摘要 研究了建筑墙体传热传质与气流流动综合作用下室内双扩散混合对流过程,介绍 了整体求解流体-固体区域动量守恒方程、能量守恒方程、污染物组分守恒方程及热函数和质 函数方程的数值方法,分析了送风强度、热源强度、污染源强度及墙体热质扩散性能对室内混 合对流过程的影响,采用流线、热线与质线反映了热和污染物在墙体和建筑室内的输运过程。

关键词 混合对流 双扩散 墙体 耦合传热传质 热线 质线

Transportation of indoor double diffusive mixed convection coupled with diffusion in solid walls

By Chen Wen★, Zhao Fuyun, Tang Guangfa and Liu Di

Abstract Numerically studies the indoor double diffusive mixed convection process coupled with heat and mass diffusion in solid walls. Simultaneously solves the corresponding momentum conservation equation, energy conservation equation, pollutant mass species conservation equation, and heat-function and mass-function equations across both fluid and solid regions. Analyses the influences of air supplying intensity, heat source intensity, pollutant source intensity and heat/mass diffusion characteristics of the wall on the indoor mixed convection in details. Adopts streamlines, heat-lines and mass-lines to represent real transportation routes of fluid, heat and pollutant both in solid walls and in building enclosure.

Keywords mixed convection, double diffusion, wall, coupled heat and mass transfer, heat-line, mass-line

★ Hunan City University, Yiyang, Hunan Province, China

1

0 引言

随着近些年来人们对室内空气质量要求的提高,尤其是病态建筑综合症的出现,室内空气运动 及污染物分布状况引起了许多学者的关注。然而, 全球性的能源危机迫切需要减少建筑能耗,这与通 过增加通风量改善室内空气质量的传统方法产生 了极大的矛盾^[1]。通过调节和控制室内环境参数 (温度、湿度、污染物浓度),可以有效地调和这对尖 锐的矛盾。因此,广泛的室内气流运动模拟及分析 得到了普遍的重视和研究,如动态模拟排除通风腔 体内离散污染源所释放污染物的过程^[1]、数值评估 置换通风房间中离散热源与污染源之间的相互作 用^[2]、分析射流区与回流区的不同流动状态^[3]等。 然而,建筑围护结构传热传湿、室内火灾烟气

^{*} 国家自然科学基金资助项目(编号: 50578059)

①☆ 陈文,男,1970年3月生,工学硕士,在读博士研究生,讲师
 ※ 410082 湖南大学土木工程学院建筑环境与设备工程系
 (0) 13077312347 (0731) 8822760
 E-mail: zfycfdnet@163. com

收稿日期:2003-11-17

一次修回:2004-05-17

二次修回:2006-01-09

扩散、电子器件散热及防尘治理等实际过程都是耦 合固体扩散的气流流动过程^[4-8]。如文献[5]模拟 分析了建筑墙体单元内传热传湿的双扩散过程,文 献[6]计算了共轭传热室内热力驱动的自然对流过 程,文献[7]探讨了通风室内墙体导热与流体对流 的相互作用。

根据以上文献综述和分析实际建筑通风过程, 不难发现,耦合建筑墙体热扩散的室内双扩散混合 对流过程还未得到系统的研究。本文建立二维建 筑室内通风系统,同时考虑建筑墙体内的热质扩散 过程,并应用近年发展的热线及质线^[2,5]直接显示 热质输运过程。

1 物理及数学模型

1.1 控制方程





图 1 单室建筑物理模型及边界描述

间尺寸为L×H,右侧外墙厚W。右侧外墙受太阳 辐射、户外污染物渗透等影响,存在均匀热流Q_{ee}及 质流Q_{ce},房间地板中央为尺寸为S的办公区,形 成内部热源Q_{ii}及污染源Q_{ci}。其他墙体的热流量 和质流量都为零。通常情况下,空调系统提供的新 鲜冷气流(速度、温度、污染物质量浓度分别为u₀, t₀,c₀)由左墙下侧高度为h的风口送入,经对流混 合作用后由上侧高度为h的回风口排出。

为简化分析,本文仅讨论二维空气对流传热传 质过程,即认为所有的热源与污染物都分布在边 界,流场内部不存在任何热源及污染源。并作如下 假设:气流为稳态、不可压缩、层流;忽略内表面辐 射及流体辐射;污染物与空气充分混合,并忽略 Dufour 及 Soret 效应,即温度(浓度)的变化对浓度 (温度)场不产生影响;空气混合物和墙体的热物性 参数都视为常数,但密度 ρ 随温度t及质量浓度c的变化遵循 Boussinesq 假设,即 $\rho = \rho_0 [1 - \beta_t (t - t_0) - \beta_c (c - c_0)]$,其中 ρ_0 为送风密度, β_t 为热膨胀 系数, β_c 为质膨胀系数^[5]。基于这些假设,可以给 出下列满足动量守恒、能量守恒及污染物组分守恒 的量纲一控制方程。

动量守恒方程:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(UU)}{\partial X} + \frac{\partial(VU)}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right)$$
(2)

$$\frac{\partial(UV)}{\partial X} + \frac{\partial(VV)}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{Gr}{Re^2} (T + NC)$$
(3)

流体区能量守恒方程:

$$\frac{\partial (UT_{f})}{\partial X} + \frac{\partial (VT_{f})}{\partial Y} = \frac{1}{RePr} \left(\frac{\partial^{2} T_{f}}{\partial X^{2}} + \frac{\partial^{2} T_{f}}{\partial Y^{2}} \right)$$
(4)

墙体内能量守恒方程:

$$\frac{\partial^2 T_{\rm w}}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T_{\rm w}}{\partial Y^2} = 0 \tag{5}$$

流体区污染物组分守恒方程:

$$\frac{\partial (UC_{\rm f})}{\partial X} + \frac{\partial (VC_{\rm f})}{\partial Y} = \frac{1}{ReSc} \left(\frac{\partial^2 C_{\rm f}}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 C_{\rm f}}{\partial Y^2} \right) (6)$$

墙体内污染物组分守恒方程:

$$\frac{\partial^2 C_{\rm w}}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 C_{\rm w}}{\partial Y^2} = 0 \tag{7}$$

式(1)~(7)中 下标w,f分别代表固体及流体; (X,Y)=(x/h,y/h),(U,V)=(u/u_0 , v/u_0),P= $p/(\rho u_0^2)$,T=($t-t_0$)/ Δt ,C=($c-c_0$)/ Δc 分别为量 纲一坐标、速度、压力、温度及污染物质量浓度;控 制参数有普朗特数 $Pr = v/\alpha$,施密特数 Sc = v/D, 雷诺数 $Re = u_0 h/v$,格拉晓夫数 $Gr = g\beta_i \Delta t h^3/v^2$,浮 升力比 $N = \beta_c \Delta c/(\beta_i \Delta t)$,其中v为空气的动力黏 度,g为自由落体加速度, ρ,α ,D分别为空气的密 度、热扩散率及质扩散系数。本文的温度尺度 Δt 和浓度尺度 Δc 由室内 1 h⁻¹换气次数的热流量 Q_0 及污染物流量 Q_o 确定,即

$$\Delta t = Q_{\rm t0} \, \frac{h}{\lambda_{\rm f}} \tag{8}$$

$$\Delta c = Q_{\rm c0} \, \frac{h}{D_{\rm f}} \tag{9}$$

式(8),(9)中 λ_f 为流体的导热系数,W/(m・℃); D_f 为流体的质扩散系数,m²/s。

1.2 边界条件

按照图1所示的物理边界,边界条件如下。

 1)动量:送风口采用均匀出流,U=1(0≪Y≪
 1);回风口风速按充分发展流确定^[7-9];其他固体 墙面为无滑移速度边界^[9]。

2)能量及污染物组分:送风口温度和浓度取 定值,*T*=0,*C*=0;回风口温度和浓度根据流动方 向确定,即向外排风时温度和浓度按 Neumann 边 界处理,为 $\partial T/\partial n=0,\partial C/\partial n=0(U \leq 0)$,向室内 回流时为 *T*=0,*C*=0(*U*>0);定义墙体的导热系 数与流体导热系数的比 $R_{\lambda} = \lambda_w/\lambda_i$,墙体质扩散系 数与流体质扩散系数的比 $R_D = (\rho D)_w/(\rho D)_f$ 。同 时定义室内外热源、污染源的相对强度分别为 *GTI* = Q_{ti}/Q_{t0} , *GTE* = Q_{te}/Q_{t0} , *GCI* = Q_{ci}/Q_{c0} , *GCE*= Q_{ce}/Q_{c0} 。

因此可得,对于室内热源及污染源表面

$$GTI = -\frac{\partial T}{\partial Y}\Big|_{Y=0}$$
(10)

$$GCI = -\frac{\partial C}{\partial T}\Big|_{Y=0} \quad \left(\frac{L-S}{2h} \leqslant X \leqslant \frac{L+S}{2h}\right) \quad (11)$$

对于右墙外侧热源及污染源表面

$$GTE = -R_{\lambda} \left. \frac{\partial T}{\partial X} \right|_{X = \frac{L+W}{h}}$$
(12)

$$GCE = -R_D \left. \frac{\partial C}{\partial X} \right|_{X = \frac{L + W}{h}} \quad \left(0 \leqslant Y \leqslant \frac{H}{h} \right) \quad (13)$$

其他墙体都假定为绝热绝质。

1.3 热线与质线

热线与质线是可视化热与质输运路径的最好选择,可弥补温度与浓度等值线无法直接显示输运过 程的缺陷^[2,5,11]。首先根据式(4)~(7),将流体和固 体区的能量守恒及组分守恒方程分别统一表示为

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(UT - \frac{R_{\lambda i}}{RePr} \frac{\partial T}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(VT - \frac{R_{\lambda i}}{RePr} \frac{\partial T}{\partial Y} \right) = 0$$
(14)

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(UC - \frac{R_{Di}}{ReSc} \frac{\partial C}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(VC - \frac{R_{Di}}{ReSc} \frac{\partial C}{\partial Y} \right) = 0$$
(15)

式(14),(15)中 $R_{\lambda i}$ 和 $R_{D i}$ 为区域阶梯函数,流体 区(0《X《L/h) $R_{\lambda i}=1$, $R_{D i}=1$,固体区(L/h《X《 (L+W)/h) $R_{\lambda i}=R_{\lambda}$, $R_{D i}=R_{D}$ 。

同时由式(14),(15)推得热函数 Θ 与质函数 M 的一阶微分式,为

$$\frac{RePr}{R_{\lambda i}} \frac{\partial \Theta}{\partial Y} = \frac{RePr}{R_{\lambda i}} UT - \frac{\partial T}{\partial X}$$

$$-\frac{RePr}{R_{\lambda i}} \frac{\partial \Theta}{\partial X} = \frac{RePr}{R_{\lambda i}} VT - \frac{\partial T}{\partial Y}$$

$$\frac{ReSc}{R_{Di}} \frac{\partial M}{\partial Y} = \frac{ReSc}{R_{Di}} UC - \frac{\partial C}{\partial X}$$

$$-\frac{ReSc}{R_{Di}} \frac{\partial M}{\partial X} = \frac{ReSc}{R_{Di}} VC - \frac{\partial C}{\partial Y}$$
(17)

分别对式(16),(17)进行交叉微分并相减,从 而消除二阶温度和浓度梯度项,可以得到流体、固 体统一的热函数 Θ 与质函数 M 的量纲一对流输运 控制方程,为

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{RePr}{R_{\lambda i}} \frac{\partial \Theta}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{RePr}{R_{\lambda i}} \frac{\partial \Theta}{\partial Y} \right) + \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{RePr}{R_{\lambda i}} VT \right) - \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{RePr}{R_{\lambda i}} UT \right) = 0$$
(18)

 $\frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{ReSc}{R_{Di}} \frac{\partial M}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{ReSc}{R_{Di}} \frac{\partial M}{\partial Y} \right) + \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{ReSc}{R_{Di}} VC \right) - \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{ReSc}{R_{Di}} UC \right) = 0$ (19)

热函数 Θ 、质函数M和传统的流函数 Ψ 的数 值本身并不代表任何含义,而只有与参考位置的差 值才有意义,这一特性和流场压力一样^[2.5]。正由 于此,本文选取 $\Theta(0,0) = M(0,0) = \Psi(0,0) = 0$ 。 固体边界上流函数都为零,而热函数和质函数的边 界条件由一阶微分关系式(16),(17)沿边界积分获 得^[5]。

2 计算思想及程序验证

采用基于交错网格系统的有限容积法对控制

方程进行离散,离散过程中对流项与扩散项分别采 用延迟修正的二阶迎风差分格式与二阶中心差分 格式^[10]。离散方程线性代数方程采用 SOR 迭代 法与 TDMA 三对角线算法相结合的逐线松弛方 法进行迭代求解^[9-10]。采用 SIMPLE 算法耦合求 解动量与压力方程^[9]。收敛判据由压力修正方程 的质量源项和系统能量与组分守恒两种标准给 出^[9-11]。获得收敛的速度、温度和浓度场后,求解 对流输运方程(18),(19),获得热函数和质函数的 分布。

固体区热质扩散与流体对流的耦合求解按公 式(14)及(15)进行。同时固体-流体界面的扩散系 数采用调和平均公式计算保证界面处切应力、热流 及物料流的连续性^[5-8]。区域离散采用非均匀网 格,固体-流体界面及近壁面附近采用较密的网格 分布。

采用三种典型算例验证计算方法和程序。方 形空腔热力驱动气流及耦合自然对流的验证见文 献[8,10]。本文仅给出垂直方腔内双扩散自然对 流的验证算例^[11],控制参数 *Pr*=0.71,*Sc*=0.71, *N*=1.0,*GrPr*=10⁴。如表 1 所示,计算获得的沿 高温壁面上局部努塞尔数和局部舍伍德数与文献 [11]的结果吻合得较好,最大差值不超过 5%。

量纲一高度	本文计算结果		文献[11]数据	
	局部努塞	局部舍伍	局部努塞	局部舍伍
	尔数	德数	尔数	德数
0.009	4.20	4.20	4.18	4.18
0.062	4.39	4.39	4.33	4.33
0.155	4.46	4.46	4.42	4.42
0.279	4.06	4.06	4.09	4.09
0.424	3.32	3.32	3.39	3.39
0.576	2.49	2.49	2.52	2.52
0.721	1.70	1.70	1.65	1.65
0.845	1.02	1.02	0.97	0.97
0.938	0.71	0.71	0.68	0.68
0.991	0.67	0.67	0.64	0.64

表 1 垂直方腔内双扩散自然对流算例

3 计算结果及分析

从以上分析发现,该固液耦合的混合对流双扩 散过程受多组参数控制,包括建筑的几何尺寸、流 体物性、送风强度、浮升力比、室内外热源与污染源 强度、墙体材料等。为突出本文主要问题的讨论, 设定几何尺寸:h/H=1/8,H/L=1,W/L=S/L=1/5。通常室内空气及其污染物特性在一个标准大 气压和常温状态下维持不变,Pr=0.7,Sc=0.6^[7,11]。室内外热源与污染源的相对强度都为 1,即*GTI=GTE=GCI=GCE=*1。本文仅讨论送 风强度(Re)、热源强度(Gr)、污染源强度(N)及墙 体扩散特性(R_λ 和 R_D)对流体流动和耦合输运过 程的影响。

3.1 送风强度(*Re*)对混合对流及耦合输运过程的影响

图 2 显示了室内混合对流输运过程随 Re 的变化,主要经历了三个阶段,即自然对流占优势、自然



图 2 空气涡流、热输运及污染物输运结构随 送风强度(*Re*)的变化(*Gr*=1.0×10⁴.*N*=1.*R*₂=*R*₀=1)

对流作用减弱和受迫对流占优势。当 Re 较小时 (图 2a),右墙热质浮升力协同诱导自然对流,导致 室内热源及污染源的散发物在室内大范围地滞留, 如图中逆时针方向的热线及质线内部旋涡输运过 程;当Re进一步增大,送排风能力加强,图2b中 已不存在内部封闭的热线与质线,表明热与污染物 可以直接排至回风口,从而有效地改善了室内的通 风状况:当Re=400时,图 2c中的热线和质线表明 热及污染物主要沿房间右侧和水平顶部排出,提高 了工作区的空气质量。在 Re 增大的过程中,室内 气流的强度(最大流函数值 Ψ_{max})首先由于自然对 流作用减弱而迅速衰减,接着又由于 Re 的增大而 提高到某较大值,然后随 Re 的增大而维持微弱的 增长,这一变化反映在涡流结构上,即当 Re 超过 100 后,由右墙上下侧涡旋协从的逆向旋转主涡基 本占据了室内主体空间。因此在实际通风气流组 织设计中,过分地强调提高送风速度和风量是不科 学的。当然,过分地降低送风强度,导致热与污染 物形成图 2a 所示的不利气流组织形式也是不可取 的。

在送风强度不断提高的过程中,墙体及室内的 最高温度值 T_{max}及最大浓度值 C_{max}都随着 Re 的增 .

加而不断地降低。与之相应的室内热源及污染源 表面的传热传质能力也不断提高,通常采用平均努 塞尔数 Nu 及舍伍德数 Sh 表示,它们由下式定义:

$$Nu = \frac{G\Pi}{\frac{1}{S} \int_{S} T \Big|_{Y=0} dX}$$
(20)

$$Sh = \frac{GCI}{\frac{1}{S} \int_{S} C \Big|_{Y=0}} dX$$
(21)

图 3 给出了室内最高温度及浓度值、热源污染 源表面平均 Nu 及 Sh 随 Re 的变化曲线。从图中 可以看出,当 Re 从 20 增至 120 的过程中,由于自 然对流作用的迅速衰减,T_{max}(C_{max})和 Nu(Sh)分 别经历了快速下降和上升的过程;之后,T_{max}(C_{max}) 曲线降幅减小,并且近似平行地趋近横坐标;而 Nu(Sh)数的增长幅度也不大,说明过分提高送风 强度对增强系统传热传质性能的作用也不大。另 外,值得注意的是,相同条件下,T_{max}略低于 C_{max}, 而 Nu 略高于 Sh,这是由于空气混合物的路易斯 数 Le(Sc/Pr)小于 1,导致热边界层厚度小于质边 界层厚度,污染物扩散能力强于热扩散,但热输运 过程更容易受对流过程的影响,故热源对流散热能 力略强于污染源对流释放污染物的能力^[5,11]。



图 3 室内最高温度及浓度值、内部热源污染源表面平均 Nu 及 Sh 随 Re 的变化(Gr = 1.0×10⁴, N = 1, R_λ = R_D = 1)

3.2 热源强度(Gr)对混合对流及耦合输运过程的影响

给定其他控制参数,热源 Gr 对流动及传热传 质过程的影响如图 4,5 所示。由于受迫对流作用 较强(Re=500),Gr<10⁶时基本上为受迫对流主 导的涡流结构,热质输运也都在房间右侧及上部附 近进行。但随着热源强度的进一步加大,自然对流 支配的边界层流动占据主导,如图 4b 中的热质输 运通道都被限制在近右侧壁面区域。这样,室内外 热量和污染物的输运几乎不在室内滞留,但是新风 受强自然对流浮升力诱导也被迅速地排出室外。 因此,当送风强度和其他参数维持不变时,适当地 减弱热源强度(如内遮阳)可以有效提高新风使用 效率,从而降低新风冷量的损耗。



图 4 空气涡流、热输运及污染物输运结构随热源强度的变化 ($Re = 500, N = 1, R_{\lambda} = R_D = 1$)



图 5 室内最高温度及浓度值、内部热源污染源表面平均 Nu 及 Sh 随 Gr 的变化 ($Re = 500, N = 1, R_{\lambda} = R_{D} = 1$)

图 5 显示了室内最高温度及浓度值、内部热源 污染源表面平均 Nu 及 Sh 随 Gr 的变化。从图中 可以看出,通过提高 Gr 增强自然对流作用并最终 强于受迫对流,需要付出更多的代价,即令 $Gr/Re^2 > 1, Gr$ 超过 2.5×10^5 时才可以实现。一旦自 然对流过程占优,室内热源污染源表面的传热传质 性能得到迅速地提高,同时更多的新风不经过室内 中央而沿墙面被送入回风口内。相同条件下 T_{max} 与 C_{max}, Nu 与 Sh 的关系和图 3 类似。

3.3 污染源强度(N)对混合对流及耦合输运过程的影响

实际上污染物质膨胀系数 β。与热膨胀系数 β。 存在本质差异,即温度升高通常导致空气密度减 小,β>0;而污染物浓度增加可能减小也可能增大 空气密度,这完全取决于污染物的密度,如果它比 空气轻,则增加污染物浓度会降低混合空气的密 度;相反,则增加污染物浓度会增加混合空气的密 度。所以浮升力比 N 可以大于零或者小于 零^[5,9,11]。

图 6 显示了空气流动、热流及污染物随污染源 强度的变化。如图 6a 所示,当 N≪-1,质浮升力远 大于热浮升力,自然对流由质浮升力支配,并且压制 受迫气流直接从左侧空间垂直进入回风口,在房间 的中部和右侧形成顺时针旋转的涡旋,而屈从的热 质输运也从右墙的上部进入下部,再穿过地板随受 迫气流进入回风口。当 N≫1 时,自然对流仍由质 浮升力支配,但由于与热浮升力协同作用,形成了高 Gr 的近壁自然对流,如图 6c 所示。此时的双扩散 自然对流强度与 Gr 为 10⁶ 时的纯热力驱动自然对 流相当^[5,11]。一旦质浮升力消失(N=0),受迫对流 的作用可以得到显著的恢复,如图 6b 所示。



图 6 空气涡流、热输运及污染物输运结构随污染源强度的 变化(Gr = 1.0×10⁴, Re = 100, R_λ = R_D = 1)

当热质浮升力相互抵消(N=-1)时,热及污染物输运结构的分布与初始的流场分布有关,即可

能出现多态行为^[4,11],具体的分析本文将不予探 讨,图 7 给出的是以内部流速等于零为初始态的计 算结果。质浮升力支配的顺时针自然对流旋涡占 据主导,室内的污染物及热滞留严重,导致 T_{max}和 C_{max}偏高,并且随着自然对流的减弱,高温区和高 浓度区由房间的右下部迁移至右上部。当 N 增至 -1.5 时,T_{max}和 C_{max}都达到了峰值,然后由于受迫 对流作用增强(0<|N|<1)和自然对流的协同作 用(N>1),室内热和污染物被有效地输运至室外, 所以,室内的最高温度和浓度值都迅速衰减,并且 极大地提高了地板热源和污染源表面的对流传热 传质能力。



3.4 墙体材料(R₁和R_D)对混合对流及耦合输运 过程的影响

建筑墙体材料对耦合传热传质过程的影响主要通过改变墙体与流体导热系数比 R_{λ} 和墙体与流体质扩散系数比 R_{D} 进行分析^[4-8]。图 8 显示了空气涡流结构、等温线及等浓度线随墙体性质的变化。从图中可以看出,随着墙体热扩散及质扩散性能的加强,等温线及等浓度线逐渐从墙体内部"漂移"出来,即墙体内的等值线变得稀疏,而室内的等值线变得较密^[6];当 R_{λ} 和 R_{D} 增大至 10.0 时,右墙内侧几乎与等温、等浓度边界条件相同,与此同时,由于新风驱动的受迫对流和室内热源及污染源驱动的自然对流的协同作用,室内涡流结构几乎没有发生大的变化,因此热与污染物的输运形式也没有根本的改变(故不提供热线与质线图)。

墙体材料对室内热源及污染源表面的对流传 热传质性能的影响如图 9 所示。当 R_{λ} 与 R_{D} 同时 变化时,Nu与Sh基本维持平行的变化关系,即首



先由于受迫对流的暂时削弱而有所降低,并且在 $R_{\lambda} = R_D = 10.0$ 附近,它们都达到各自的最低值,而 后随着高温区与高浓度区漂移至墙体的内侧,协同 加强了混合对流强度,导致内部热源与污染源表面 的传热传质能力得到显著提高;与此同时,系统的 温度和浓度值也呈下降趋势。当维持 $R_{\lambda} = 1.0,Q$ 增加 R_D 时,系统的最高温度值 T_{max} 和室内热源表 面的Nu几乎没有变化,而最高浓度值 C_{max} 和污染 源表面 Sh 的变化曲线与图 9a 类似。当维持 $R_D =$ 1.0,Q增加 R_{λ} 时,系统的最高浓度值 C_{max} 和污染 源表面 Sh 几乎没有变化,而最高温度值 T_{max} 和室内 污染源表面 Sh 几乎没有变化,而最高温度值 T_{max} 和 知热源表面 Nu 的变化曲线与图 9a 类似。由此可 以说明,通过控制建筑材料的传热和传质性能,可 以分别控制室内温度和浓度,并有效地增强或抑制 室内热源的换热能力和污染源的质扩散能力。

4 结语

耦合墙体的建筑传热传质过程受多组因素的 影响和控制。本文详细分析了送风强度、热源强度 及污染源强度对室内空气流动、热与污染物输运过

3.0



图 9 室内热源、污染源表面平均 Nu 及 Sh 随 R_λ 和 R_D 的变化(Re=50, Gr=1.0×10⁵, N=1)

程的影响,发现实际通风组织设计理念中存在欠缺,如过分加大新风量不能有效地排除室内有害物;适当地减弱热源强度(如采用内遮阳)可有效提高新风利用效率,降低新风冷量的无端损失;合适的浮升力比可以提高室内热源和污染源表面的对流传热传质能力;建筑墙体的传热传质性能对流动结构影响不大,但是通过改变建筑材料的传热和传质性能,可以分别控制室内温度与污染物浓度,并有效地增强或减弱室内热源的传热能力和污染源的传质能力。

后续工作中将分析墙体的厚度、空腔高宽比、 送风口和排风口的位置及尺寸、室内热源与污染源 的位置等其他影响因素。双扩散混合对流过程存 在的非线性行为(如多解、振荡等)也将在今后的工 作中予以探讨。

参考文献

[1] Lage J L, Bejan A. Removal of contaminant generated by a discrete source in a slot ventilated enclosure[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1992, 35(5): 1169-1180

80

4 空调水系统

4.1 空调水系统为一次泵变水量双管制系统,为同 程和异程相结合的混合水系统。空调水系统在地下 室设水平同程式管路,在地下室至7层设垂直异程 式管路,在空调水系统垂直立管回水管上设平衡阀。

4.2 每台风机盘管和空调机的回水管上设电动两 通阀。机房的空调总供、回水管之间设压差控制器 和旁通电动调节阀,压差控制器检测供、回水压差, 控制电动调节阀的开度,调节旁通水量。

5 防排烟系统

5.1 地下汽车库按不大于 2 000 m² 划分成五个 防烟分区。每个防烟分区设一台排烟风机和送风 机。排烟量按换气次数为 6 h⁻¹计,送风量按排烟 量的 50%计。

5.2 不能利用自然排烟的地下室至6层商铺走道 按竖向设排烟系统,每个防火分区按不大于300 m²划分防烟分区,地下室商铺走道面积按走道面 积和无窗商铺面积之和计。地上商场走道排烟面 积按走道净面积计。排烟量按120 m³/(m² • h) 计,考虑商铺走道面积大、火灾危险性高,地下、地 上均设排烟送风系统,送风量按排烟量的50%计。

5.3 1层的安全走道设机械排烟系统。排烟口设 于靠近中庭侧的安全走道吊顶上,在南北门厅上设 自然补风窗,当发生火灾时,可电动开启自然补风 窗进风。

5.4 中庭设排烟系统,过渡季也可以作排风系统运行,防烟楼梯间、合用前室设加压送风系统。

6 自控

6.1 制冷制热机房采用直接数字控制系统(DDC

- [2] 邓启红,汤广发,张国强.室内空气环境的数值研究 方法[J].建筑热能通风空调,2004,23(1):34-38
- [3] Moureh J, Flick D. Airflow characteristics within a slot-ventilated enclosure[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2005, 26(1): 12-24
- [4] Papanicolaou E, Jaluria Y. Mixed convection from simulated electronic components at varying relative positions in a cavity [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1994, 116(4): 960-970
- [5] Costa V A F. Double-diffusive natural convection in a square enclosure with heat and mass diffusive walls
 [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(17): 4061-4071
- [6] 张泠,尹应德,汤广发,等. 共轭传热室内自然对流数

系统)。控制系统的软件功能包括:最优化启停、 PID 控制、动态图形显示和各控制状态点显示。

6.2 冷水系统采用回水温度来控制蒸汽吸收式制 冷机组及其对应的冷水泵、冷却水泵、冷却塔的运 行台数。冷却塔风机的运行台数则由冷却水回水 温度控制。

6.3 空调系统冬季运行时,热水换热机组根据二次热水出水温度控制蒸汽量,为比例调节。

7 节能

7.1 按《公共建筑节能设计标准》(GB 50189—2005),本设计围护结构热工计算参数如下。

 1) 夹层楼板下侧贴 50 mm 厚聚苯乙烯挤塑 保温板,保温板传热系数为 0.6 W/(m² • ℃)。

2)外墙为 240 mm 厚非承重空心砖,内贴 40 mm 厚聚苯乙烯挤塑保温板,复合墙体传热系数为
 0.6 W/(m² • ℃)。

3)外窗为中空断热玻璃,传热系数为2.7 W/ (m²・℃)。屋顶采光窗为双层中空断热玻璃,其 传热系数为1.7 W/(m²・℃),为防止冬季屋顶结 露,屋顶采光窗的热阻按防结露计算。

 4) 屋面为 60 mm 厚聚苯乙烯挤塑保温板,复 合屋面传热系数为 0.52 W/(m² • ℃)。

7.2 冬季空调内区直接采用室外新风降温,充分 利用自然能,节省整套冬季制冷设备和设备运行费 用,从而达到节能节电。

7.3 为解决中庭冬季温度梯度大的问题,本设计在1~6层中庭沿立柱设8个竖向通风系统。每个通风系统在6层顶设2台送风扇,将屋顶热风送至中庭下部。

- 值模拟研究[J]. 湖南大学学报,2003,30(2): 91-94
- [7] Bilgen E, Yamane T. Conjugate heat transfer in enclosures with openings for ventilation[J]. Heat and Mass Transfer, 2004, 40(3): 401-411
- [8] 赵福云,汤广发,刘娣. 热电制冷器多通道内空气混 合对流及耦合传热[J]. 暖通空调,2005,35(5):12-17
- [9] 汤广发,吕文瑚,王汉青. 室内气流数值模拟与模型 试验[M]. 长沙: 湖南大学出版社, 1989
- [10] 赵福云,汤广发,刘娣. 流动模拟二阶精度的简易保 持研究[J]. 湖南大学学报,2005,32(5):20-24
- [11] Beghein C, Haghighat F, Allard F. Numerical study of double-diffusive natural convection in a square cavity[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1992, 35(4): 833-846