

热力控制型通风房间 通风效率的表达式

西安建筑科技大学 张 强[☆]

摘要 分析了影响热力控制型通风建筑温度分布的因素。根据相似原理综合各因素得到了两种形式的综合量:无量纲的相似准则和热分层高度等量纲不为 1 的综合量。用平均量纲一过余温度和通风效率(待定综合量)与其他已定综合量确定了室温垂直分布特征的表达式。对有关文献中的实验和模拟计算数据进行了回归分析,获得了通风效率特征方程式的一种具体形式。

关键词 通风 温度分布 通风效率 特征方程 热分层高度

Equation of ventilation efficiency in thermally controlled ventilation rooms

By Zhang Qiang[☆]

Abstract Analyses the factors influencing air temperature distribution in thermally controlled ventilation rooms. Obtains two kinds of quantity group based on the similitude principle, i.e. the dimensionless similarity criterion and the dimensional thermal stratification height. Presents the equation of the characteristics of air vertical temperature distribution using the mean dimensionless excess temperature and ventilation efficiency as undetermined group and the other groups as determined ones. Concludes a concrete form of the criterion equation of ventilation efficiency by the regression analysis of the experimental and numerical simulation data in literatures.

Keywords ventilation, temperature distribution, ventilation efficiency, criterion equation, thermal stratification height

☆ Xi'an University of Architecture & Technology, Xi'an, China

热力控制型的通风系统,其室温是不均匀的。通风效率集中反映了室温的竖向分布特征。其规律性的研究是一项重要的工程基础工作。因为通风问题的微分方程无分析解,因而只能依靠实验或数值模拟求解。然而目前的研究仅限于特定的建筑个体问题的求解与应用,尚未得到表达同类建筑群体通风效率规律的一般关系式。用实验和数值模拟方法研究室温分布规律均涉及到应测量或计算哪些量以及数据如何处理的问题。虽然这样的方法问题在相似理论或传热学中已得到了基础性的解决,然而到目前为止并未在通风效率规律研究中完整地加以实际应用。这不仅因为建筑通风问

题的复杂性,而且由于表达规律性的一般关系式的获得依赖大量数据的积累,而这需要一个很长的过程。现在不仅已经有了一批实验数据,而且由于 CFD 技术的成功应用使得能够在较短时间内获得大批的模拟数据,因而已有可能得出这样的一般关系式了。本文在已获得的实验和模拟数据的基础上,研究影响热力控制型通风房间通风效率的诸因

☆ 张强 男,1947年 11 月生,教授

710055 西安市雁塔路 13 号西安建筑科技大学环工学院
(029) 82201137

E-mail: xauat_zhq_1112@163.com

收稿日期: 2005-01-26

修回日期: 2005-03-29

素的综合方法,探索可推广到同类建筑的一般关系式的形式。

1 影响垂直温度分布的量纲一综合量

讨论一个由热力控制的下送上排通风换气房间的垂直温度分布问题。为了便于分析,暂时只考虑贴地热源的作用而忽略其他壁面的换热。参见图1,房间几何条件如地板面积 F 、高度 H 或体积

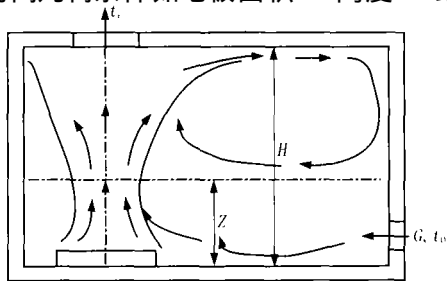


图1 通风房间示意图

V 、热源面积 f 、热源高度 h_s 及对流换热量 Q 、通风量 G 、送风温度 t_0 、空气物性以及热源位置等,这些因素均影响室内温度分布。由室内气流速度场和温度场的控制方程和单值性条件可以分析出,在既有送风又有热源诱导自然对流的情况下,反映垂直温度分布的量纲一的量——局部量纲一过余温度 Θ 是雷诺数 Re ,格拉晓夫数 Gr ,普朗特数 Pr 以及反映房间和热源几何特征的相似参数 ϕ_1, ϕ_2 ,热源位置特征的相似参数 ϕ_3 和局部量纲一高度 h/H 的函数,即

$$\Theta = \frac{t - t_0}{t_e - t_0} = f_1 \left(Re, Gr, Pr, \phi_1, \phi_2, \phi_3, \frac{h}{H} \right) \quad (1)$$

或以平均量纲一过余温度 Θ_m 或其倒数的形式表示为

$$\frac{1}{\Theta_m} = \frac{t_e - t_0}{t_m - t_0} = f_2(Re, Gr, Pr, \phi_1, \phi_2, \phi_3) \quad (2)$$

式(1),(2)中 t 为离地高度 h 处的局部温度; t_e 为排风温度; t_m 为沿整个房间高度方向的平均温度; ϕ_1 是反映房间体形的量纲一的量,可以取高宽比或 $H/\sqrt{F}$,等等; ϕ_2 可用反映热源面积相对大小的量纲一的量 f/F 和量纲一高度 h_s/H 表示;至于反映热源位置的参数 ϕ_3 则可根据热源在地板中央、四角、靠墙中部及其他位置等分别给出。

t_m, Re, Gr 分别用式(3)~(5)表示:

$$t_m = \frac{1}{H} \int_0^H t dh \quad (3)$$

$$Re = \frac{v_0 L}{\nu} = \frac{GL}{\nu F} \quad (4)$$

$$Gr = \frac{g\beta\Delta t L^3}{\nu^2} = \frac{g\beta Q L^3}{\rho c_p G \nu^2} \quad (5)$$

Re 或 Gr 也可用阿基米得数 Ar 代替^[1-2]:

$$Ar = \frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta Q L F^2}{\rho c_p G^3} = \frac{g\beta Q V F}{\rho c_p G^3} \quad (6)$$

式(4)~(6)中 ν, ρ, c_p, β 分别为空气运动黏度、密度、比定压热容、体积膨胀系数, $\beta=1/T$, T 为特征温度; $\Delta t=t_e-t_0$; $v_0=G/F$,为垂直方向的平均速度; L 为房间特征尺寸,可以有不同的取法,例如取 $H, \sqrt{F}, \sqrt[3]{V}$ 或房间断面当量直径等,本文取 $L=H$,于是有 $LF=V$ 。

量纲一综合量的选取对实验数据的关联至关重要,合理的综合量不仅能拓宽实验结果的推广范围,而且可使实验关联式的形式简单,只有在大量实验数据的基础上通过必要的理论分析和反复的筛选才能确定。

2 通风效率准则方程式

工程上常用通风效率 E (或其倒数——热分布系数 m)来反映通风建筑内垂直温度分布特征和能量利用率,其定义为

$$E = \frac{1}{m} = \frac{t_e - t_0}{t_w - t_0} \quad (7)$$

式中 t_w 为工作区平均温度。通风效率实际就是工作区平均量纲一过余温度的倒数。要用式(2)确定 E ,必须先确定 Θ_m 与 E 的关系。为此,假定 $0 \sim h$ 区域内的平均过余温度 $(\bar{t} - t_0)$ 与高度 h 间的关系为幂函数关系:

$$\bar{t} - t_0 = \frac{1}{h} \int_0^h (t - t_0) dh = Ch^n \quad (8)$$

式中 C, n 为由实验确定的常数。于是有

$$t_m - t_0 = CH^n \quad (9)$$

$$t_w - t_0 = Ch_w^n \quad (10)$$

式(10)中 h_w 为工作区高度。由式(9),(10)和 Θ_m 与 E 的定义即可确定它们之间的关系,再代入式(2),得

$$\frac{1}{\Theta_m} = E \left[\frac{h_w}{H} \right]^n = f_2(Re, Gr, Pr, \phi_1, \phi_2, \phi_3) \quad (11)$$

对建筑通风问题,空气的 Pr 为常数。 $Re, Gr,$

Ar 三个特征数中只有两个是独立的, 可任选其中两个。文献[2]列举了侧上送侧下排通风方式在不同的 Ar 和 Re 下室内气流流型的实验结果。实验是在三个基本满足几何相似的模型房间内进行的, 热源分别位于顶棚、地板、各面侧墙处, 所涉及的 Ar 的范围为 $500 \sim 3 \times 10^5$, Re 的范围为 $30 \sim 1 \times 10^4$ 。结果表明, 当热源位置相同时, 流型单纯取决于 Ar 而可以忽略 Re 的单独影响。其他许多文献也有类似的报道^[3-5]。说明在相当大的 Ar 范围内, 通风房间内的流动具有一定自模性。对于热力控制型的通风房间, 流场与温度场相互耦合, 其流型主要受温度分布的控制, 上述流动的自模特性应当反映温度分布型线的自模性。换句话说, 在其他条件相同时, 通风效率 E 也应当仅是 Ar 的函数而不必考虑 Re 或 Gr 的单独影响。文献[6]用数值模拟方法研究了类似于图1所示的有贴地热源的侧下送上排房间的流场和温度场。本文将文献[6]中的93个数据整理为 $E-\lg Ar$ 关系(见图2), 其结果说明了这一点。

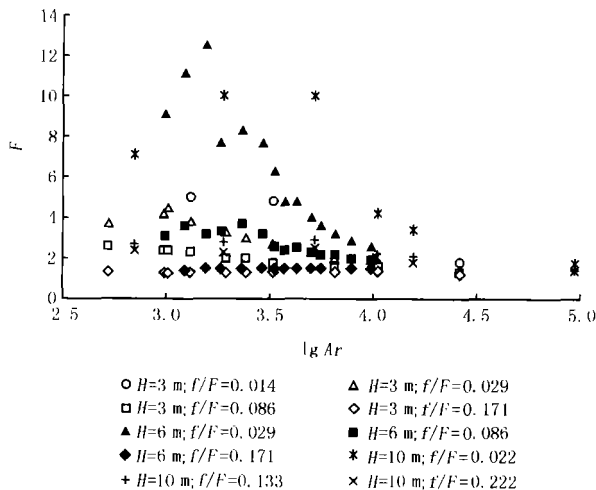


图2 文献[6]中93个数据在 $E-\lg Ar$ 图上的表示

根据以上分析, 取 $\phi_1 = H/\sqrt{F}$, 对于贴地热源, 有 $h_s=0$, $\phi_2 = f/F$, 当热源位置给定(文献[6]的热源位置在地板中央), 即对于确定的 ϕ_3 , 式(11)可表示为

$$E\left(\frac{h_w}{H}\right)^n = f_3\left[Ar, \frac{H}{\sqrt{f}}, \frac{f}{F}\right] \quad (12)$$

图2中数据点的 Ar 变化范围为 $526 \sim 9.5 \times 10^4$, 模拟计算是针对三个不同尺寸的房间进行的, 其中 $H=3\text{ m}$ 和 6 m 的两个房间几何完全相似。

$H/\sqrt{F}=0.717$, 另一个 $H=10\text{ m}$ 的房间的 $H/\sqrt{F}=0.527$ 。从图中可以看出, 即使几何及物理上完全相似, 即 $Ar, H/\sqrt{F}, f/F$ 均分别相等的通风建筑, 其通风效率 E 也不相同, 还与高度 H 或 h_w/H 有关。这是因为工作区高度是固定的(例如 $h_w=2\text{ m}$), 几何及物理相似的房间其工作区并不是对应相似的区域, 代表该区域平均量纲一过余温度的 E 值也就不会对应相等, 但房间的 $1/\Theta_m$ 的值, 即 $E(h_w/H)^n$ 的值应相等。据此, 利用图2中的数据可以求得 n , 其值在 Ar 小时较大而在 Ar 大时较小, 这表明 Ar 小时室温沿高度方向的变化较大而 Ar 大时室温较均匀。综合后可取 $n=0.8$ 。由图2还可以看出, 随着 $Ar, f/F$ 的增大和 $H/\sqrt{F}$ 的减小 E 值减小, 且 E 值逐渐趋向于1。笔者经过分析及反复尝试, 发现可以将式(12)中的三个已定准则进一步综合为以下形式:

$$X = \frac{\sqrt{F}}{H} \lg \left[Ar \left(\frac{f}{F} \right)^2 \right] \quad (13)$$

令 $E_1 = E(h_w/H)^{0.8}$, 则在 E_1-X 图上, 图2中的数据点可以大体落在同一条曲线附近, 见图3。用最

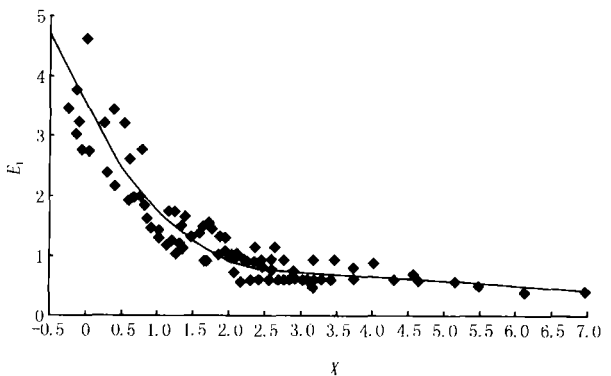


图3 图2中的93个数据点在 E_1-X 图上的表示

小二乘法将图3中的数据回归为三阶多项式, 可得

$$E_1 = -0.034X^3 + 0.44X^2 - 1.86X + 3.22 \quad (14)$$

式(14)的相关系数 R^2 为0.874, 说明相关性很好。

需要说明的是, 式(14)是据贴地热源位于地板中央时的模拟数据得出的, 在其他情况下特征方程式中还应包含热源高度和位置参量 ϕ_3 等。前面提到的文献[2]的实验表明, 热源位于不同方位的墙壁上和位于地板上时室内气流流型没有变化, 只有热源位于顶棚时流型才有较显著的差别。因此, 笔

者认为,可以将式(12)作为基本式,其他因素的影响体现在对其进行的修正上,从而获得通风效率的普遍关系式。这方面的工作还有赖于对更多实验和模拟数据的分析。式(12)和(14)为已有数据的整理和进一步的研究提供了一条思路。

3 热分层高度及其在实验数据整理中的作用

理论分析和实验均证实,面热源(或体热源)上浮力羽流流率 G_h 与距热源表面的高度 h 大体成正比,可用下式表示^[7]:

$$G_h = C_0 h \left[\frac{p+q}{2pq} \frac{gQ}{\rho c_p T} f \right]^{\frac{1}{3}} \quad (15)$$

式中 p, q 分别为浮力羽流的速度及温度扩散系数; f 为热源的水平投影面积; C_0 为常数。在某一高度位置上,即在 $h=z$ 处,通风量与浮力羽流流率相等,即

$$G_z = G \quad (16)$$

这一高度 z 称为热分层高度。如图1所示,热分层高度将房间分成速度与温度分布特征不同的上下两个区。下区进风直接由进风口流向热源并在垂直方向因密度差作用而有所沉浮。上区因 G_h 大于排风量 G , 过剩的上升气流在顶棚受阻横向扩展和回流,形成次生环流。这种回流和混合作用使上区温度较高且较均匀,而下区温度则较低。下区垂直温度梯度取决于 z 的大小, z 值越大温度梯度越小。热分层高度的上述特性使它不再是一个单纯的几何尺寸而是一个决定温度分布特征的有单位的综合量。下面导出的 z 的表达式也清楚地从数学上表明了这一点。由式(15), (16)可得

$$z = \frac{1}{C_0} G \left[\frac{2pq}{p+q} \frac{\rho c_p T}{gQ} \frac{1}{f} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (17)$$

由 Ar 的定义式(6), 式(17)可改写为

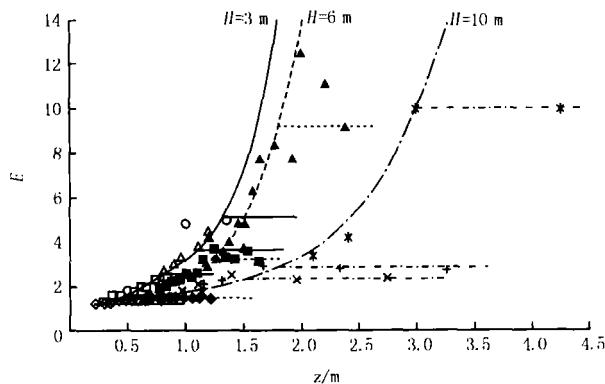
$$z = \frac{1}{C_0} \left[\frac{2pq}{p+q} \frac{V}{Ar} \frac{f}{F} \right]^{\frac{1}{3}} = C_1 H \left[Ar \frac{f}{F} \left(\frac{H}{\sqrt{F}} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{3}} \quad (18)$$

式中 C_1 是由 C_0, p, q 综合成的常数。式(18)表明 z 是 $Ar, f/F, H/\sqrt{F}, H$ 等多个参数的综合量。因此式(12)也可表达为如下形式

$$E = f_4 \left[z, H, \frac{f}{F}, \frac{H}{\sqrt{F}} \right] \quad (19)$$

式(19)与式(12)是等价的,但是当特征数 Ar 以热

分层高度 z 代换之后,解的形式改变了。图4为图2, 3中的93个数据点在 $E-z$ 图上的表示。由于



图例同图2

图4 图2, 3中的数据点在 $E-z$ 图上的表示

热分层高度在反映对垂直温度分布影响方面比 Ar 的物理意义更加明确,所以图4所表明的通风效率与各影响因素间的关系也更直观些。例如图4可以清楚地表示出,对于给定的房间和热源比面积,由于 z 以下平均温度较低且有温度梯度,所以随着 z 的增大先有工作区平均温度降低 E 值增大,而当热分层高度超过某一临界值 z_c 时工作区平均温度几乎不再变化因而通风效率将大体保持常数不变。式(19)是通风效率的又一种表达形式。文献[8-9]对文献[4, 6]中的实验和模拟数据进行回归分析,获得了式(19)的一种具体形式,详细内容可参见文献[8-9],这里不再列出。

4 结论

用实验或数值模拟的方法研究热力控制型通风房间通风效率规律性时,应测量或计算式(12)或(19)中各综合量所包含的物理量的值,并可以整理成该形式的方程式。综合量的选择和经验方程的形式并不惟一,要获得适用范围更广、准确性和计算方便性更好的表达式,尚需在更多更广的实验和模拟数据的基础上作更全面的分析和综合。本文的分析以及提出的经验方程式可以避免实验研究和数值模拟研究中的盲目性。

参考文献

- [1] 章熙民, 任泽霖, 梅飞鸣. 传热学[M]. 新1版. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993
- [2] Croome D J, Roberts B M. Air Conditioning and Ventilation of Buildings [M]. 2nd ed. Oxford: Pergamon Press, 1981

(下转第96页)

设计回风参数:干球温度 27℃,湿球温度 19.5℃,比焓 56.1 kJ/kg;

空调机组表冷器后最低参数:干球温度 6℃,相对湿度 95%,比焓 20 kJ/kg。

故空调机组的最大供冷量为 8.4 kW。

3.2 低温送风末端测试小室的流程与主要设备

3.2.1 末端测试小室的基本组成

空调测试小室系统的主要设备见表 2。

表 2 空调测试小室系统的主要设备

设备名称	性能参数	数量
空调机组	送风量 700 m ³ /h(可调)	1 台
单风道 VAV 末端	Ø 150	1 台
双风机 VAV 末端	一次风量 600 m ³ /h 总送风量 1 200 m ³ /h	1 台
串联型 VAV 末端	Ø 150 额定风量 1 200 m ³ /h	1 台
低温风口	可拆换	1 个

3.2.2 主要设备的作用与流程

为满足实验和教学需要,测试小室的系统采用了 3 台不同形式的变风量末端装置。测试小室的空调机组出风后分三路,一路送到单风道末端、一路送到双风机末端、一路送到串联型末端,然后经顶棚的风口送至测试小室。该空调机组采用单相电动机调压方式改变送风量,冷源为机房的乙二醇系统。3 台末端为并联关系,即每次只能测试其中一种末端。风口采用可拆换结构,可以测试不同风口的参数。图 2 为空调测试小室系统流程示意图。

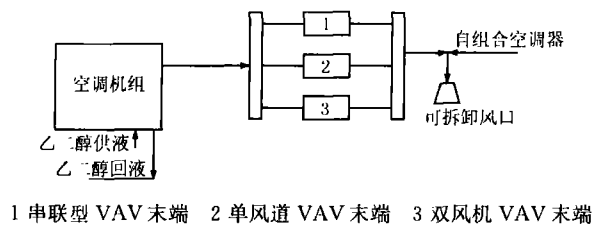


图 2 空调末端测试小室系统流程示意图

3.3 低温送风末端测试小室(系统)的测试功能

系统可实现不同变风量末端的测试,比较不同变风量末端装置的功率。系统可以提供不同送风温度、不同送风量的冷风,为风口测试提供外部条件。

3.4 设计建设过程中的改进

如何平衡测试过程中的空调冷负荷,又不影响室内原有的气流组织形式,是一个技术难点。原设计采用电热丝加热。但是,电热丝加热不易均匀,而采用热水将使系统庞大、复杂。经过反复研讨,最后在设计中改用在顶棚均布的热辐射灯来加热。初步的调试结果表明,用热辐射灯来平衡空调冷负荷,既不影响室内的气流组织,又可使室内的温度场分布比较均匀。

4 结语

集美大学低温送风实验装置在设计中综合考虑教学实验、理论研究、产品开发和实验室本身空调等实际应用各方面的功能要求,采用实际工程尺度的设备,实验室空调系统的规模达到实际工程尺度。实验装置建成使用后各功能良好,达到了优良的综合效果。该项目的建成为冰蓄冷空调低温送风技术的研究搭建了试验平台,将促进冰蓄冷空调低温送风技术在我国的应用和发展。

参考文献

- [1] 庄友明, 张建业, 李莉, 等. 冰蓄冷空调技术研究实验室的开发建设[J]. 暖通空调, 2005, 35(1): 126-129
- [2] 中国有色工程设计研究总院. GB 50019—2003 采暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京: 中国计划出版社, 2004
- [3] Kirkpatrick A T, Elleson J S. 低温送风系统设计指南[M]. 汪训昌, 译. 北京: 中国建筑工业出版社, 1999
- [4] ANSI/ASHRAE 70—1986 送风口和回风口的性能测试方法[S]

(上接第 19 页)

- [3] Шепелев И. А. Новый метод расчета аэрации приточных помещений [J]. Водоснабжение и санитарная техника, 1962(1)
- [4] 马仁民. 地板送风气流组织研究[J]. 暖通空调, 1985, 15(3)
- [5] Mierwinski S. Physical experiment in air distribution research [C] // Proceedings of ROOMVENT87. Stockholm, 1987
- [6] 赵蕾. 低速侧送风的热源效应[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 1996

- [7] 赵蕾. 矩形平面热源上方浮力射流流量近似计算公式[J]. 西安建筑科技大学学报, 1998, 30(4): 364-366
- [8] Zhao H Z, Zhao L. Temperature efficiency of rooms with displacement ventilation [G] //ASHRAE Trans, 2001, 107(1)
- [9] 赵鸿佐. 热分布系数应用方程式[J]. 暖通空调, 2003, 33(3): 9-11