

地板送风系统性能分析

西安建筑科技大学 赵鸿佐[☆]

摘要 地板送风通常被认为是适用于置换通风的一种通风方式,然而当送风射流的初始动量足够大时,却能导致室内气流形成混合流动。所以定量地界定混合流与分层流产生的条件以及建立其性能分析方法对于地板送风系统的工程实践是十分必要的。

关键词 地板送风 混合流 分层流 射流长度 温度分布

Performance analysis of floor air supply systems

By Zhao Hongzuo[☆]

Abstract Floor air supply is usually thought as a means suitable for displacement ventilation, and yet it may result in mixing flow of room air as the initial momentum of the air supply jet is sufficiently great. Therefore it is essential to quantitatively define the occurring conditions of mixing flow and stratification flow and to find a performance analysis method for the engineering practice of floor air supply system.

Keywords floor air supply, mixing flow, stratification flow, jet length, temperature distribution

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

①

地板送风通常被视为置换通风的一种有效送风方式,然而自从集成架空地板暖通空调(integrated access floor HVAC)诞生之后,由于其型式、使用场合、工作参数的改变将导致性能的变化,因此从新的条件及视角去了解和研究其性能变化的原因,就成为工程实践中必须面对的课题了。

1 地板送风房间的室内气流流型

一般情况下,地板送风的室内气流流型大致如图 1 的试验结果所示。图中 I 区为射流核心衰减区,其轴心速度由 v_0 逐渐降低到 $0.1 \sim 0.2$ m/s 左右的高度称为射流长度 L_j ,这个区域仅存在于送风单元正上方的一个狭小区域中;II 区则占据了与 L_j 等高的整个 I 区的外围空间,由于湍流扩散作用,其速度迅速下降到小于 0.2 m/s,温度分布也基本上趋于均匀一致;在 L_j 的上方即 III 区才呈现分层流的特征,同时温度梯度也随着散热功率的改

变而改变。亦即地板送风的室内气流与送风射流的初始动量的大小密切相关。理论上的射流长度 L_j 可以表示为

$$L_j = \frac{M_0^{\frac{3}{4}}}{B_0^{\frac{1}{2}}} \quad (1)$$

式中 M_0 为动量通量, m^4/s^2 , $M_0 = G_0 v_0$, 其中 G_0 为出口风量, m^3/s , v_0 为风口出风速度, m/s ; B_0 为浮力通量, m^4/s^3 , $B_0 = \frac{g G_0 \Delta t}{T_0} = \frac{g \beta}{c_p \rho} Q$ ($\approx 0.000\ 028 Q$), 其中 g 为自由落体加速度, m/s^2 , Δt 为温升, K , T_0 为环境温度, K , β 为体胀系数, K^{-1} , c_p 为空气比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, ρ 为空气密度, kg/m^3 , Q 为余热量, W 。

当式(1)中的 $M_0 = 0$ 时,则室内气流完全受浮力控制,为分层流,反之当 L_j 足够大室内也可能完全受惯性力主控而转变成混合流。当 L_j 介乎两者之间时,在 $Z < k L_j$ (k 为经验修正系数)区域即房间下部高度 Z 以下的气流流型为混合流,而在 $Z > k L_j$ 即上部空间则呈现分层流的特征。与此同时,

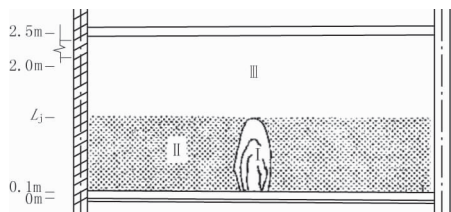


图 1 地板送风射流的扩散

①[☆] 赵鸿佐,男,1929 年 1 月生,大学,教授

710055 西安市雁塔路 13 号

(029) 82205529

E-mail: intlexchange@xauat.edu.cn

收稿日期:2010-08-09

空间内气流流型的变化也改变了室内温度分布的图形,进而影响到系统的能量利用效率。

表 1 给出了在 6 个试验中可以显示气流流型分界面位置或射流长度的参数,试验均取自有关文献,计算值则是由笔者补充的。试验都是在一室一个送风单元工作的条件下进行的,均采用尺寸为 $0.6\text{ m} \times 0.6\text{ m}$ 的送风单元,其中 1# 风口为 4 个 $\text{Ø}125\text{ mm}$ 的百叶风口^[1],2#,3# 为 $\text{Ø}173.1\text{ mm}$

的旋流风口^[3],4#~6# 为格栅风口^[5]。各试验中的 L_j 值或是原文直接给出,或是根据原报告中相关图形估算的,其中 1#,2# 图中只给出 2 m 以下为混合流,故有 $L_j > 2\text{ m}$;5#,6# 则是笔者根据报告中的温度分布图得出的。 L_j 计算值根据试验给出的 Q, G, v_0 值计算所得。2# 及 3# 是按流量系数为 0.5 计算 M_0 值。由表 1 的数据对比基本上可以确定 $k=1$ 。

表 1 集成架空地板空调系统送风条件与 L_j 值

试验编号	地板面积 F/m^2	房间体积 V/m^3	余热量 Q/W	热强度 $q_F/$ (W/m^2)	风量 $G/$ (m^3/s)	换气次数 $N/$ h^{-1}	风速 $v_0/$ (m/s)	$\frac{v_0 N}{q_F}$	L_j/m	
									测试值	计算值
1	30.25	75.6	600	20	0.085	4	2.0	0.40	>2	2.04
2	10.24	27.6	720	70	0.083	11	(3.5)	0.56	>2	2.87
3	10.24	27.6	720	70	0.028	4	(1.2)	0.07	0.65	0.56
4	15.12	40.8	460	30	0.083	7	1.37	0.32	1.70	1.70
5	15.12	40.8	460	30	0.117	10	1.86	0.61	≈ 3	2.80
6	15.12	40.8	460	30	0.156	14	2.48	1.14	$\gg 3$	4.30

注:括号内的数据为试验中风口的最大出风速度。

以上 6 个试验中的 L_j 值较大,显然是与风口密度 D 较小($D=0.033\sim 0.1$ 个/ m^2)及送风初速较大有关。这与常规的置换通风的风口密度较大但送风速度较小不同。为了比较两者的差异,在保

持 1#~6# 试验相同的 F, Q, G 值即在换气次数 N 及单位面积热强度 q_F 保持不变条件下,计算出 $D=0.83$ 个/ m^2 及 $v_0=0.5\sim 0.8\text{ m/s}$ 时的 L_j 值,列于表 2,并由表 1,2 的计算结果得到图 2。

表 2 地板送风口密度 $D=0.83$ 个/ m^2 时的 L_j 值

试验编号	地板面积 F/m^2	房间体积 V/m^3	热强度 $q_F/(\text{W}/\text{m}^2)$	换气次数 N/h^{-1}	$v_0=0.5\text{ m/s}$		$v_0=0.8\text{ m/s}$	
					$v_0 N/q_F$	L_j/m	$v_0 N/q_F$	L_j/m
1'	30.25	75.6	20	4	0.10	0.33	0.16	0.50
2'	10.24	27.6	70	11	0.08	0.40	0.11	0.56
3'	10.24	27.6	70	4	0.03	0.18	0.05	0.26
4'	15.12	40.8	30	7	0.12	0.43	0.18	0.61
5'	15.12	40.8	30	10	0.17	0.56	0.26	0.79
6'	15.12	40.8	30	14	0.23	0.70	0.37	1.00

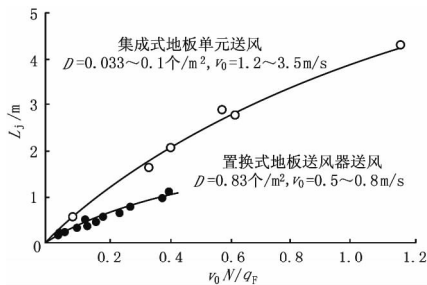


图 2 两种不同地板送风方式的 L_j 与 $v_0 N/q_F$ 的比较

图 2 从数值上显示了地板送风形成置换式通风及混合式通风的条件。由图 2 可见,为了保证实现置换通风时的 $L_j < 0.5\text{ m}$,应当控制 $v_0 N/q_F$ 值不大于 0.2,更宜使 $v_0 N/q_F < 0.15$ 。

2 射流长度与室温竖直分布

对于室内热源散热而导致的室温竖直分布,按

照工程上以热分布系数表示的习惯,笔者得到下式^[6]:

$$m = \frac{t_w - t_0}{t_E - t_0} = 1 - C(1 - R) \quad (2)$$

式中 m 为热分布系数; t_w 为使用区平均温度, $^{\circ}\text{C}$; t_0 为送风温度, $^{\circ}\text{C}$; t_E 为排风温度, $^{\circ}\text{C}$; C 为对流因子,它是热分层高度 Z_s 的函数; R 为辐射因子, $R = (t_{F0} - t_0)/(t_E - t_0)$,其中 t_{F0} 为地表空气温度,取决于热源辐射及天棚辐射反馈的能力。

对于一般民用建筑,其热负荷基本上是建筑传热,灯光、人体及小型电器散热等非均匀分布的分散性普通热源散热所致,但是考虑到对流辐射换热过程具有自动均匀化效应,这有助于将事实上的非均匀分布近似按均匀分布热源来处理,因而可取

$$C = 1 - \frac{1}{H} \tag{3}$$

式中 H 为房间高度, m。

于是式(2)变成

$$m = \frac{R(H-1)+1}{H} \tag{4}$$

即此时在 t_E 及 t_{F0} 之间的空气温度可视为线性变化, 而且已知

$$t_E = t_0 + \frac{Q}{c_p \rho G} \tag{5}$$

于是

$$t_{F0} = t_0 + R(t_E - t_0) \tag{6}$$

式(1)~(6)表征了在室内对流辐射换热条件下的室温分布。然而当使用地板送风而且送风初始动量需要考虑时, 即在室内的 L_j 高度以下存在分层流向混合流转变的条件下, 在 $0 \sim L_j$ 区间室温的竖直分布也就变成 t_j 了, 而

$$t_j = t_{F0} + (t_E - t_{F0}) \frac{L_j}{H} \tag{7}$$

利用式(1)~(7), 可以得到一般民用建筑在 L_j 值改变时室温分布的相应变化。图 3a, b, c 分别表示当 L_j 由小到大改变时, 以分层结构为主的置换通风、置换与混合通风、混合通风下的室内温度分布。

下面结合不同使用场合、不同型式的 3 个地板送风工程实例, 利用本文给出的计算公式进行分析计算, 并与试验结果相比较, 以说明性能分析方法的使用并验证其有效性。

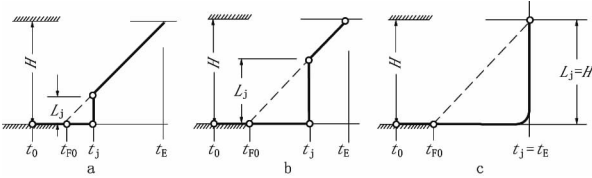


图 3 射流长度 L_j 对室温分布的影响

图 4 表示单个工作小间的送风单元工作时的温度竖直分布。工作小间的通风由集成地板送风面积为 $0.6 \text{ m} \times 0.6 \text{ m}$ 的终端送风实现, 有 2 个 $\text{Ø}173.1 \text{ mm}$ 的圆形风口, 顶棚上有 4 个排风口, 图 4a 表示小间的家具及间壁设置情况, 试验时使用幕布将小间与其他室内空间分隔开。试验数值由 CFD 计算得到并用实线表示在图 4b 上^[3], 虚线则是应用本文方法计算得出的结果。计算中的 R 值采用蒙特(E. Mundt)的经验数据, 因为 $G/F=20 \text{ m/h}$, 故 $R=0.25$ 。2 个试验的参数条件及计算结果列在表 3 中。

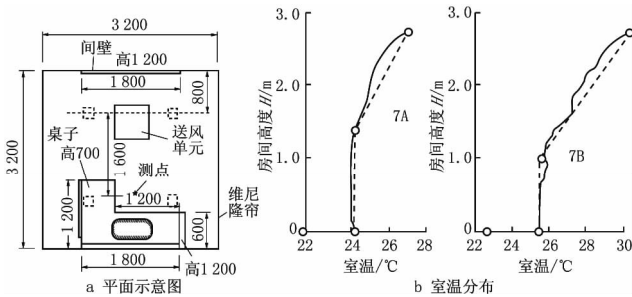


图 4 单个工作小间集成地板送风室温
竖直分布试验值与计算值比较

表 3 对 7A, 7B 温度分布计算的演算过程说明

试验编号	Q/W	$G/(\text{m}^3/\text{s})$	$v_0/(\text{m}/\text{s})$	$t_0/^\circ\text{C}$	$M_0/(\text{m}^4/\text{s}^2)$	$B_0/(\text{m}^4/\text{s}^3)$	L_j/m	$t_E/^\circ\text{C}$	R	$t_{F0}/^\circ\text{C}$	$t_j/^\circ\text{C}$
7A	462	0.56	1.39	20	0.077	0.013	1.3	26.9	0.25	21.7	24.2
7B	492	0.56	1.39	20	0.077	0.019	1.0	30.3	0.25	22.6	25.5

在面积 $F=30.25 \text{ m}^2$ 、用 1.65 m 高的间壁分隔成 3 个工作小间的办公室内进行试验, 图 5 是办公室的平面示意图和室温分布图。试验数据引自文献[1]的原编号为 2A# 及 4# 的试验(试验参数

见表 4), 其中 2A# 试验只有 1 号及 3 号小间的送风单元在工作, 4# 试验则 3 个小间的送风单元均在工作。图 5b 中的 8A 数据是 2A# 试验条件下 1 号小间测试值, 而 8B 是 4# 试验在同一位置的测试值。由于 1 号小间的室温是在系统多个小间都送风时测得的, 而计算只是根据 1 号小间的 Q, G, v_0 条件, 因此观测值与计算值的偏差比 7A 及 7B 有所增大是可以理解的。

为了比较集成式地板送风与常规地板送风的性能, 图 6 给出一个全平面孔板地板送风系统的试验及计算结果的对比。试验是在面积为 $5.8 \text{ m} \times 6.1 \text{ m}=35.4 \text{ m}^2$ 、高 2.7 m 的房间中进行的^[4], 孔板开孔率为 7%, 送风温度为 20°C , 计算中流量系

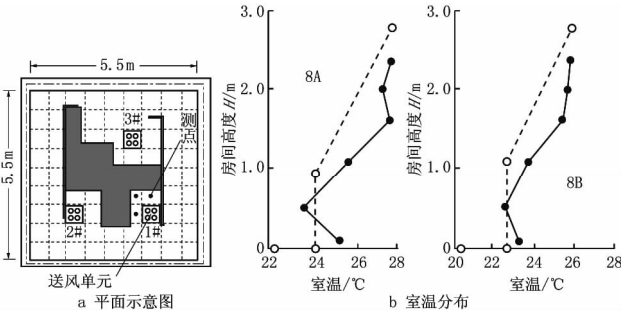


图 5 不同送风参数下 1 号小间的室温分布试验值与计算值比较

表 4 对 8A,8B 温度分布计算的演算过程说明

试验编号	Q/W	$G/(m^3/s)$	$t_0/^\circ C$	$M_0/(m^4/s^2)$	$B_0/(m^4/s^3)$	L_j/m	$t_E/^\circ C$	R	$t_{F0}/^\circ C$	$t_j/^\circ C$
8A	500	0.044	18.1	0.052	0.014	0.92	27.7	0.4	21.9	24.0
8B	400	0.045	18.4	0.056	0.011	1.09	25.6	0.3	20.6	22.5

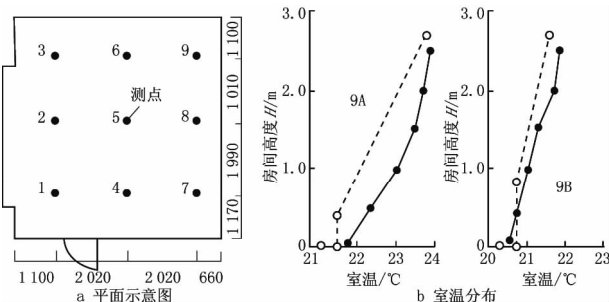


图 6 全平面孔板地板送风系统的室温分布试验与计算结果的比较

表 5 对 9A,9B 温度分布计算的演算过程说明

试验编号	N/h^{-1}	Q/W	$G/(m^3/s)$	$M_0/(m^4/s^2)$	$B_0/(m^4/s^3)$	L_j/m	$t_0/^\circ C$	$t_E/^\circ C$	R	$t_{F0}/^\circ C$	$t_j/^\circ C$
9A	6	820	0.159	0.016	0.023	0.3	20	23.7	0.3	21.1	21.4
9B	12	820	0.318	0.065	0.023	0.85	20	21.6	0.2	20.3	20.7

事实上置换通风往往因通风量比混合通风的大,故实际节能潜力应小于式(8)的计算结果。

对于一般下送上回的置换式通风系统,可以根据式(4)得到 m 值,但对于地板送风系统,因其送风初始动量有较大的变化可能性,因此应对其进行修正,于是

$$m = \frac{R(H-1)+1}{H} + \frac{L_j(t_j - t_{F0})}{4(t_E - t_0)} \quad (9)$$

由式(9)可以得到 6 个试验的计算 m 值。表 6 给出试验中实测与计算的结果。可见射流长度值经修正后,由式(4)计算的 m 值与试验的平均差值由 18.7% 缩小到 10% 左右。

表 6 6 个试验实测与计算 m 值的比较

试验编号	L_j/m	$\frac{R(H-1)+1}{H}$	$\frac{L_j(t_j - t_{F0})}{4(t_E - t_0)}$	m 值		相对误差 $ \epsilon /\%$
				计算	试验	
7A	1.3	0.53	0.12	0.65	0.61	6.6
7B	1.0	0.53	0.07	0.60	0.60	0
8A	0.92	0.62	0.05	0.67	0.78	14.1
8B	1.09	0.56	0.08	0.64	0.74	13.5
9A	0.3	0.56	0.02	0.58	0.73	20.5
9B	0.85	0.50	0.08	0.58	0.62	6.5

4 结论

4.1 地板送风的初始动量随建筑物的用途、型式不同而可能变化大到足以完全改变室内气流流型及通风效率的程度,因此具体评估它的性能不仅是必要的,而且也是可能的。

4.2 L_j 的存在使室内下部形成混合流动,这有利于减小人体的头-足温差,但却降低了系统能量利用效率,不利于节能降耗。

数取 0.6。表 5 为试验参数。

以上试验与计算结果表明,两者结果基本一致但存在一定偏差,这是因为计算公式能反映基本确定性因素的关系,而未能反映一些次要、非确定性条件作用的原故。

3 地板送风系统的节能效果

非等温房间的通风空调负荷可以通过计算系统的热分布系数 m 值而确定,因有

$$Q_{ac} = mQ \quad (8)$$

式中 Q_{ac} 为空调负荷, W 。

4.3 地板送风系统保持置换通风特性的条件是限制 L_j 值或令 $v_0 N/q_F < 0.2$; 要确保室内使用区为混合通风状态,则应有 $L_j \geq 2$ 或使 $v_0 N/q_F \geq 0.4$ 。

4.4 在一般建筑中,为了得到混合通风效果而采用强力地板送风的必要性是值得商榷的。但在高大建筑且上部余热量大的场所,采用强力地板送风作为分层空调的下部送风措施,则不失为一种可行的选择。

参考文献:

- [1] Bauman F S, Johnston L P, Zhang H, et al. Performance testing of a floor based, occupant controlled office ventilation system[G]// ASHRAE Trans, 1991, 97(1):553-565
- [2] Shuts R W. Integrated access floor HVAC: Lessons learned[G]// ASHRAE Trans, 1995, 101(2): 877-886
- [3] Katashi Matsunawa, Hiroshi Lizuka, Shin-ichi Tanabe. Development and application of an under floor air-conditioning system with improved outlets for a "smart" building in Tokyo[G]// ASHRAE Trans, 1995, 101(2): 887-901
- [4] Akimoto T T. Experimental study on the floor-supply displacement ventilation system [G]// ASHRAE Trans, 1995, 101(2):912-925
- [5] 刘金平, 邹燕芳. 地板送风终端单元空调房间速度场和温度场的数值模拟[J]. 暖通空调, 2007, 37(1):14-19
- [6] 赵鸿佐. 室内热对流与通风[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010