



# 关于隔离病房 隔离原理的探讨

中国建筑科学研究院 许钟麟<sup>☆</sup> 张益昭 王清勤 刘华 温风 冯昕  
于玺华 赵力 王荣 张彦国 牛维乐  
广东顺德申菱空调公司 易新文 欧燕川 卢伟明

**摘要** 分析了压差、门的开关、人的进出、温差及缓冲室的设置对隔离病房隔离效果的影响。指出压差仅在门关闭情况下有作用,理论最小压差可定为 3 Pa;温差作用下气流有进有出,是压差作用所抵消不了的;缓冲室的动态隔离效果很明显,三室一缓时总隔离系数可达 48,五室二缓时总隔离系数可达 3 212。总结了隔离病房设计的一般原则。

**关键词** 隔离病房 压差 温差 缓冲室 隔离系数

## Isolation principle of isolation wards

By Xu Zhonglin<sup>★</sup>, Zhang Yizhao, Wang Qingqin, Liu Hua, Wen Feng, Feng Xin, Yu Xihua, Zhao Li, Wang Rong, Zhang Yanguo, Niu Weile, Yi Xinwen, Ou Yanchuan and Lu Weiming

**Abstract** Analyses the influences of pressure difference, door opening and closing, passing in and out of persons, temperature difference and buffer rooms on isolation effects. Indicates that pressure difference can affect isolation effects only when the door of isolation room is closed and the minimum theoretical value is 3 Pa; the effect of pressure difference can not counteract that of temperature difference because temperature difference can lead to air flowing inward and outward; the dynamic isolation effects of the buffer room is remarkable, and the total isolation coefficient is 48 for three rooms and one buffer room, and 3 212 for five rooms and two buffer rooms. Summarizes the general design principle for isolation wards.

**Keywords** isolation ward, pressure difference, temperature difference, buffer room, isolation coefficient

★ Institute of Air Conditioning, China Academy of Building Research, Beijing, China

① SARS 期间,对隔离病房的建设提出的最迫切的要求是:保护其他病人、医护人员不受传染;保证室外环境不受污染;保护患者不因病房内其他病人的存在而受到感染。但实际情况是,病毒扩散不仅危及其他病人,而且在病房中、病区内也危及医护人员。北京及香港地区医护人员感染率都曾接近 20%,台湾地区更是达到 30%。这表明,目前病房内的气流组织效果普遍不佳,根本无法迅速、有效地将被污染的空气排至室外,保证医护人员的安全。

针对这一状况,中国建筑科学研究院空气调节研究所和广东某公司共同建立了针对以 SARS 等

为代表的空气传播传染病负压隔离病房,并分别建立了单床和双床病房实验环境舱。本文作为《隔离病房隔离效果的研究》课题论文的一部分,主要从理论上探讨隔离的效果,为隔离病房设计提供参考。

### 1 影响隔离效果因素分析

#### 1.1 压差

隔离病房内如相对外部呈正压将造成对外污

①☆ 许钟麟,男,1935 年 3 月生,大学,研究员  
100013 北京市北三环东路 30 号空调所  
(010) 84272233-2663  
收稿日期:2005-07-22

染,如果呈负压但较小,也不能有效防止污染物外泄。隔离病房相对其邻室保持一定的负压,可以防止室内污染经缝隙外泄,长期以来被认为是控制污染的最重要的措施。

通过房间送、排风量的差别形成的压差,只有在房间一切开口关闭的情况下才表现出来。在开门的瞬间压差即消失,静压转化为通过开口的气流的动能,而气流动能的大小并不取决于原来压差的大小。

在门关闭情况下,压差即是气流通过门缝等缝隙的阻力<sup>[1]</sup>。通过门缝的气流的流速和压差的关系是

$$v = \varphi \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (1)$$

式中  $v$  为气流流速, m/s;  $\varphi$  为流速因数;  $\Delta p$  为压差, Pa;  $\rho$  为空气密度, 常温下取  $1.2 \text{ kg/m}^3$ 。

对于近似薄壁的缝隙、小孔,  $\varphi$  的上限为  $0.82$ <sup>[1]</sup>, 而缝的情况差别较大, 阻力不同,  $\varphi$  也不同,  $\varphi$  可以很小。对于门洞之类阻力很小的场合,  $\varphi$  可达到  $0.97$ <sup>[2]</sup>。

室内由于人的走动和通风引起的气流速度, 一般不会超过  $0.5 \text{ m/s}$ , 气流流向一般也不正对着门缝, 所以门缝气流速度达到  $0.5 \text{ m/s}$ , 就可以阻止室内污染物通过门缝外泄。因此门缝阻力最小为

$$\Delta p = \frac{\rho v^2}{2\varphi^2} = \frac{1.2 \text{ kg/m}^3 \times (0.5 \text{ m/s})^2}{2 \times 0.82^2} = 0.22 \text{ Pa}$$

最近发现, 关于这一点, 美国疾病预防控制中心(CDC)在 1994 年的指南中也得出过这样的结论, 指出“用以实现并维持负压, 使气流吸入房间所必需的最小压差非常小, 为  $0.001$  英寸水柱”(即  $0.25 \text{ Pa}$ ), 此时通过缝隙向内吸入的“最低风速为  $100 \text{ ft/min}$ ”(即  $0.51 \text{ m/s}$ )<sup>[3]</sup>。

上述  $\varphi=0.82$  是理想的缝隙情况, 实际上缝隙的阻力要大得多。

表 1 是实测的门缝透风速度, 由于测定有一定困难, 因此存在误差, 但却不妨碍看到理论公式的可信程度。

表中第 6 例实测压差为 0, 门缝风速本应为 0, 但实测为  $0.18 \text{ m/s}$ , 说明压差测定有误差, 因此不能得出实际流速因数。现将表中前 5 例的平均流速因数  $0.31$  代入式(1), 得出

表 1 实测门缝透风速度<sup>①</sup>

地 点	门缝宽/ mm	内外压 差/Pa	缝隙平 均风速/ (m/s)	$\varphi=0.82$ 的 理论缝隙风 速/(m/s)	实际流速 因数 $\varphi'$
郴州人民医 院 1# 手 术室	20	+22	3.22	4.97	0.53
郴州人民医 院 6# 手 术室	20	+10	0.70	3.34	0.17
内蒙古生物 制药厂无 菌室 1	8	+7	1.22	2.80	0.36
内蒙古生物 制药厂细 菌室	5	-7	0.78	2.80	0.23
内蒙古生物 制药厂无 菌室 3	8	+1	0.26	1.06	0.25
内蒙古生物 制药厂化 学分析室	5	0	0.18	0	

$$0.18 \text{ m/s} = 0.31 \sqrt{\frac{2\Delta p}{1.2 \text{ kg/m}^3}}$$

则第 6 例  $\Delta p=0.2 \text{ Pa}$ 。

压差计刻度每小格对应  $2 \text{ Pa}$ ,  $0.2 \text{ Pa}$  比压差计分辨率的一半小得多, 是读不准的, 第 6 例中压差读出 0 也就很自然了, 所以 0 不代表真实压差。

从表 1 可见, 实际上  $\varphi$  可在  $0.2 \sim 0.5$  之间选用。门缝越小,  $\varphi$  越大。若按  $0.5$  计, 则当  $v=0.5 \text{ m/s}$  时,  $\Delta p=2.8 \text{ Pa}$ , 也就是说, 实际上由理想状况计算的和美国 CDC 给出的  $0.22 \sim 0.25 \text{ Pa}$  是不切实际的, 不安全的。越严密的结构, 缝隙阻力越大, 需要的  $\Delta p$  越大, 较符合实际缝隙情况的理论最小压差可定为  $3 \text{ Pa}$ 。

在关门状态下, 房间压差是影响平面内污染物外(或内)泄的惟一因素的结论是成立的, 并且  $3 \text{ Pa}$  的压差就足以防止这一情况的发生, 不存在其他影响因素。所以从这一意义上说, 一味追求大压差是没有必要的。

但是在开门状态下, 开门的动作、人的行走和温差则成为影响平面内房间污染物外(或内)泄的重要因素, 这里不计烟囱效应在垂直方向上对房间的影响。

## 1.2 门的开、关

当室内为正压, 门突然向内开时, 门内一部分

① 李书云、展素萍等人 2004 年测定。

区间空气受到压缩,造成门划过的区间出现局部暂时的负压,在开门瞬间将室外空气吸入。当室内为负压,门突然向外开时,门外一部分区间空气受到压缩,造成门划过的区间出现局部暂时的比室内更低的负压,在开门瞬间使室内空气外逸。

以上现象可称为开关门的卷吸作用。美国的沃尔夫(Wolfe)在1961年就注意到这一点,并指出正压室开门一次可吸入的空气量约为  $0.17 \text{ m}^3/\text{s}$ ,开门时卷吸作用引起的气流流向如图1所示<sup>[4]</sup>。

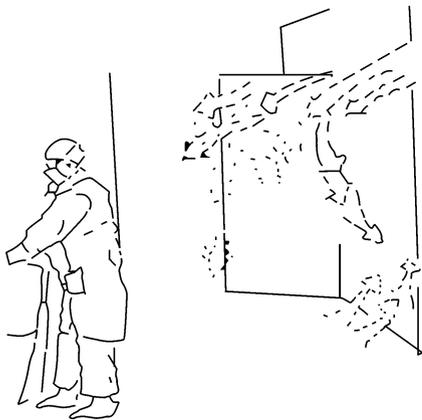


图1 开门卷吸作用

由于这种负压是由开门动力这一外力所造成的,所以没有空气量进出平衡问题。

据笔者实测,开关门引起的风速在  $0.15 \sim 0.3 \text{ m/s}$  之间。这样大的风速,靠新风的正压作用或排风的负压作用产生的风速是抵挡不住的,因其平均风量将有  $0.4 \text{ m}^3/\text{s}$ 。

### 1.3 人的进、出

当人进、出房间时,会有一部分空气随着进、出,这也是造成污染的一个因素。

实验结果表明,人顺着开门方向走进室内的瞬间,入口处引起的风速在  $0.14 \sim 0.2 \text{ m/s}$  以内;人逆着开门方向走进室内的瞬间,入口处引起的风速在  $0.08 \sim 0.15 \text{ m/s}$  以内<sup>[1]</sup>。实测发现,只有在人进(出)室内门开启的瞬间,气流速度有最大值,这一瞬间约为  $2 \text{ s}^{-1}$ 。按人体面积  $1.7 \text{ m} \times 0.4 \text{ m}$  计,带入(出)最大风量为  $0.14 \text{ m}^3/\text{s}$ 。

美国沃尔夫也注意到这一现象,如图2所示<sup>[4]</sup>。

### 1.4 温差

室内外存在温差几乎是普遍现象,在开门瞬间,在热压的作用下,将有空气从房间上部或下部



图2 人进、出的带风作用

进入或流出,这是一个未被充分认识的造成污染的因素。

#### 1.4.1 温差的作用

负压隔离病房在关门状态下,如前所述污染物是不可能外泄的,但门总是要经常开关的,就在这一开一关之间,污染物就因温差的作用而扩散了。气流示意图见图3,4。

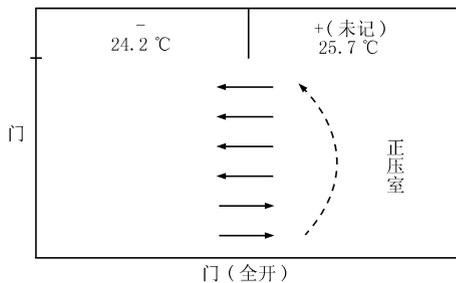


图3 郑州某药业公司正压室门口气流  
( $\Delta t = 1.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\Delta p > 0$ (未记))<sup>①</sup>

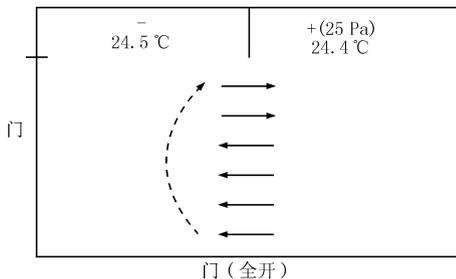


图4 镇江某药业公司一更门口气流  
( $\Delta t = -0.1 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\Delta p = +25 \text{ Pa}$ , 2004年5月测定)

6种温差、压差情况下的测定结果见表2。从表2中可以看出有以下规律:

① 李书云、展素萍等人2004年2月测定。

表 2 温差对门(全开)口气流交换的影响

组别	$\Delta t/^\circ\text{C}$	对流气流	$\Delta p/\text{Pa}$	压差气流	实际气流流动状况	注
I	0	无	+18	向外	全向外	
II	0	无	-10	向内	全向内	贴地面处气流有时抖动反向,疑为送风直冲地面的影响
	0	无	-11	向内	全向内	
	0	无	-12	向内	全向内	
	0	无	-50	向内	全向内	
III	+0.1	上部向外,下部向内	+40	向外	全向外	下部气流受门外回风口影响吸向门外,抵消了向内气流,故未见向内气流 门向下向内气流似有似无,因 $\Delta t$ 略大于前例,而略强于前者可能温度记反了 门半开 由于 $\Delta t$ 可能大于前例,对流气流应强,故向内气流略多于前者 由于 $\Delta t$ 大,气流也无过渡区
	+0.4	上部向外,下部向内	>0(未记)	向外		
	+0.5	上部向外,下部向内	+10	向外	上部向内,中部旋转,下部向外	
	>0(未记)	上部向外,下部向内	+10	向外	地面向内,其余全向外	
	+1.5	上部向外,下部向内	>0(未记)	向外	下部向内,其余全向外	
IV	+4.1	上部向外,下部向内	<0(未记)	向内	上部向外,其余向内	
V	-0.1	上部向内,下部向外	+25	向外	上部向内,其余向外	下部对流气流与压差气流同向,使气流得到加强 由于 $\Delta t$ 远大于该组第 2 例,故无中部过渡区,且加强的下部速度更大
	-0.3	上部向内,下部向外	+22	向外	上部向内,中部向内减弱或打旋,下部向外	
	-1.3	上部向内,下部向外	+60	向外	上部向内,中部平或略外斜,下部向外	
	-2.9	上部向内,下部向外	+15	向外	上部向内,其余向外	
VI	<0	上部向外,下部向内	<0	向内		未有实例

1) 内外无温差时,气流方向完全服从压差的方向,压差为正,即向外;为负,即向内。

2) 内外有温差时,气流方向主要服从于温差对流方向。内外温差为正时,即使小到  $0.1^\circ\text{C}$ ,气流方向上部向外,下部向内,只是温差小对流气流范围也小。内外温差为负时,即使小到  $0.1^\circ\text{C}$ ,气流方向上部向内,下部向外,温差小对流气流范围也小。

3) 受多种因素影响,门中部气流可为过渡状态。

4) 当决定于温差的气流方向与决定于压差的气流方向同向时,气流流动得到加强。

5) 如果送风口或回风口离门近或送风速度大,气流直冲地面,对温差对流的影响比压差的影响大。

### 1.4.2 温差对流换气量平衡方程

在机械强制换气条件下,换气量的平衡方程为

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 \quad (2)$$

或  $Q_1 = Q_2 + Q_3$

式中  $Q_1$  为送风量;  $Q_2$  为从门缝或孔洞吸入或排出房间的漏风量;  $Q_3$  为排风量或回风量。

在开门后实现温差对流换气条件下,室内热

(冷)气流  $Q_4$  从门洞上(下)部流出(入),必定有相等的冷(热)气流  $Q_5$  从门洞下(上)部流入(出),以保持换气量和压力的平衡,即

$$Q_4 = Q_5 \quad (3)$$

如果单就温差对流而言,应遵循自然通风法则,门洞上进、出气流的面积可看作相等,而在门的中部有一内外压差相等的界面——中和界,在图 5 的 O 点位置。

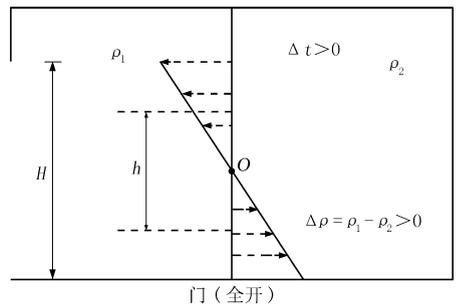


图 5 门洞的进、出气流

在进、出风面上由于空气密度不同形成的压差为

$$\Delta p = gh\Delta\rho \quad (4)$$

式中  $g$  为自由落体加速度,  $\text{m/s}^2$ ;  $h$  为进、出风面中心高度差,  $\text{m}$ ;  $\Delta\rho$  为空气密度差,  $\text{kg/m}^3$ 。

由于进、出风的温度不同,显然排出热气流的  $\rho$  小,  $v$  大; 进入冷气流的  $\rho$  大,  $v$  小。洞口风速按式(1)计算。

由于是尺寸很大的门洞,根据流体力学相关知识,式中  $\varphi$  最大可在 0.9~0.97 之间。通过门洞的出入风量为

$$Q_4 = Q_5 = \varepsilon\varphi F_1 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_1}} = \varepsilon\varphi F_2 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_2}} \quad (5)$$

式中  $F_1$  为门洞上出风的面积;  $F_2$  为下进风的面积,由于  $\rho$  的差别一般很小,可简化计算,设  $F_1 =$

表 3 对流风速、风量

	$\Delta t/^\circ\text{C}$													
	0.1	0.2	0.3	0.5	1.0	1.2	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
$\bar{v}/(\text{m/s})$	0.08	0.11	0.13	0.17	0.24	0.26	0.29	0.34	0.38	0.42	0.45	0.48	0.51	0.54
$Q_4(Q_5)/(\text{m}^3/\text{s})$	0.07	0.10	0.12	0.15	0.22	0.24	0.26	0.31	0.34	0.37	0.40	0.43	0.46	0.48

下面再计算压差漏风量。

以 15 m<sup>2</sup> 房间为例,有一扇密闭门或非密闭门、一个单层固定密闭窗、一个传递窗,墙壁拼缝长 40 m。设密闭门缝隙尺寸为 6 m×0.000 5 m,非密闭门缝隙尺寸为 6 m×0.005 m,密闭窗和传递窗缝隙尺寸为 8 m×0.000 5 m,板壁缝隙尺寸为 40 m×0.000 1 m,取  $\varphi=0.4$ ,在不同压差下该房间的漏风量见表 4。

表 4 不同压差下漏风量

压差/ Pa	缝隙风速/ (m/s)	非密闭门时 房间漏风量/ (m <sup>3</sup> /s)	密闭门时 房间漏风量/ (m <sup>3</sup> /s)	开非密闭门时 门洞风速/ (m/s)
1	0.52	0.019	0.006	0.021
2	0.74	0.026	0.007	0.029
3	0.90	0.033	0.009	0.037
4	1.05	0.037	0.010	0.041
8	1.48	0.053	0.014	0.059
10	1.64	0.058	0.015	0.064
15	2.01	0.072	0.019	0.081
20	2.33	0.083	0.022	0.092
25	2.60	0.092	0.024	0.102
30	2.85	0.101	0.026	0.112
35	3.08	0.110	0.028	0.122
40	3.29	0.117	0.030	0.130
45	3.49	0.124	0.032	0.128
50	3.68	0.131	0.035	0.146

从表 4 可见,对于非密闭门情况,当门全开后,由于负压而使原来的全室漏风量转化为从门洞流入该室的风量,  $\Delta p = -15$  Pa 时引起的风速才和 0.1 °C 温差造成的上、下对流风速相当。由于对流的流入和流出同时存在,因此不论压差正负,

$F_2, h = \frac{1}{2}H$  ( $H$  为门洞高);  $\varepsilon$  为流股收缩因数,对于门洞来说,几近于 1,令

$$\mu = \varepsilon\varphi \quad (6)$$

式中  $\mu$  为流量因数,可取 0.9。

当门高为 2 m 时,  $h=1$  m,根据式(1),(5)计算出不同温差下开门时的平均进出风速  $\bar{v}$  和风量,列于表 3。计算时  $\rho$  均以 20 °C 时的值为准,在 20~30 °C 之间,  $\Delta t=1$  °C,  $\Delta\rho=0.004$  kg/m<sup>3</sup>。门宽设为 0.9 m,取  $\varphi=0.94$ 。

通过空气的污染交换都存在。

美国 CDC 手册指出,因压差太小,也可以用房间排风量来衡量,即当排风量不小于 84 m<sup>3</sup>/h 时认为负压可以满足要求。根据表 4 的数据,此排风量下对于病房这样房间的非密闭门只相当于室内有 1 Pa 多一点的压差,若按前面已分析的不小于 3 Pa 的压差,此排风量应达到 119 m<sup>3</sup>/h,故建议用排风量衡量时应不小于 120 m<sup>3</sup>/h。

### 1.5 缓冲室

实践证明,隔离病房外面有无缓冲室,缓冲室大小,送不送风,换气次数多少,均对隔离效果有影响。

从前面分析可知,仅靠压差的作用不能完全控制对流、开门、人的进出所引起的污染,压差的作用只在门关闭后表现出来,这是一种静态隔离的理念。为了有效控制缝隙泄漏、开关门、人员进出特别是温差所引起的污染,应该提出一个新理念:动态隔离。利用缓冲室进行隔离就是动态隔离的主要方面。

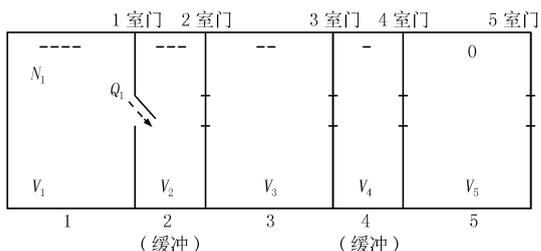
针对有洁净度级别要求的洁净室,笔者 1999 年提出了不同于过去气闸室的缓冲室的概念<sup>[5]</sup>,这是一个特定的专用术语,这里不再说明。

针对隔离病房和生物安全实验室,国外也提出了利用缓冲室的问题。ASHRAE 手册就指出“当按规定要有人员在不同场所和区域间活动时,要求相邻场所维持压差的危重区域需要适当使用气闸或前室”,美国 CDC 手册进一步说明此前室的压力应介于病房和走廊的压力之间。

但是没有文献给出隔离病房采用缓冲室进行动态隔离的效果,没有给出对污染控制的定量程度,因而不可能对它的作用给予充分的评估。

## 2 缓冲室隔离效果

下面就缓冲室的一般设置(不限于隔离病房)探讨其隔离效果。图 6 是“五室二缓”(相当于习惯称的三区二缓)的基本模式。



1~5 室编号 V 室容积 N<sub>1</sub> 1 室污染物计数浓度 Q<sub>1</sub> 开门后因压差未能抵消的由 1 室进入 2 室(缓冲)的风量

图 6 五室二缓示意图

下面分析各室遭受开门污染的情况。

1) 1 室发生污染,此污染物进入 2 室前的浓度达到 N<sub>1</sub>。

2) 随着 1 室至 2 室的门的开启至关闭,进入 2 室的污染物颗粒为 N<sub>1</sub>Q<sub>1</sub> 个。

3) 由于有相当大的换气次数(十几次到几十次)和扩散作用,在开关门瞬间,进入 2 室的 N<sub>1</sub>Q<sub>1</sub> 个污染物颗粒有 3 种分布结果(如图 7 所示):分布到全室(如图 7a 所示,缓冲室基本是这种情况);分布到部分区域并未达到 2 室的门口附近(如图 7b 所示,非缓冲室的工作室 3 基本是这种情况);分布到部分区域并已达到 2 室的门口附近(如图 7c,7d 所示,当房间很大而进深很小时可能有此情况)。

所以各室浓度将有如下结果:

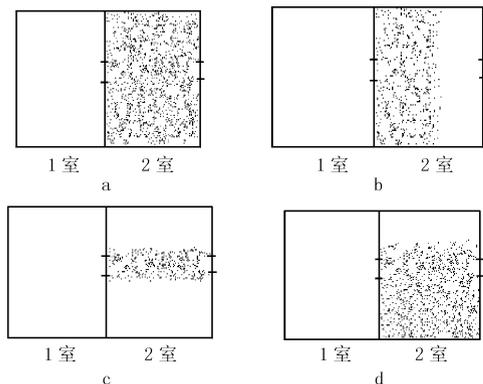


图 7 开门带入的污染物的分布情况

1) 除非特殊情况(上述第三种结果)外,各室的门关闭后,均设污染物已分布到全室。则 2 室的原始污染物浓度为

$$N_{20} = \frac{N_1 Q_1}{V_2}$$

2) 由于换气的自净作用,根据瞬时浓度公式<sup>[1]</sup>可得到在进入 3 室前的 2 室污染物浓度将降到:

$$N_{2t} = \frac{N_1 Q_1}{V_2} e^{-\frac{nt}{60}} \quad (7)$$

式中 n 为换气次数, h<sup>-1</sup>; t 为自净时间, min, 即从 1 室门关闭到达 2 室门, 该门开启瞬间之前的时间(含门的自锁时间), 一般在 5~30 s 之间。

3) 同理

$$N_{30} = \frac{N_{2t} Q_2}{V_3}$$

4) 为了简化计算,取缓冲室和工作室的 nt 相同,其中缓冲室 n 大 t 小,工作室 n 小 t 大。则同理最后得出 5 室原始污染物浓度为

$$N_{50} = \frac{N_1 Q_1 Q_2 Q_3 Q_4 (e^{-\frac{nt}{60}})^3}{V_2 V_3 V_4 V_5}$$

5) 原始的污染和有缓冲室时开门带来的污染之比称为总隔离因数,表示有缓冲室时对其后面邻室的防护能力比无缓冲室时增大的倍数,以 β 表示,总隔离因数越大,防护能力越强。

三室一缓时

$$\beta_{3,1} = \frac{N_1}{N_{30}} = \frac{V_2 V_3}{Q_1 Q_2 e^{-\frac{nt}{60}}}$$

五室二缓时

$$\beta_{5,2} = \frac{N_1}{N_{50}} = \frac{V_2 V_3 V_4 V_5}{Q_1 Q_2 Q_3 Q_4 (e^{-\frac{nt}{60}})^3}$$

6) 如果 Q 相同,包括缓冲室的全部室数为 k,其中缓冲室数为 m, V 为病房体积, V 是缓冲室容积的 x 倍,并取一总的混合因数 α, 则有通式

$$\beta_{k,m} = \frac{V^{k-1} \alpha}{x^m Q^{k-1} (e^{-\frac{nt}{60}})^{k-2}} \quad (8)$$

由一个房间进入另一个房间的风量 Q 的计算如下:

由表 3, 开门时 Δt = 1 °C 对流带出的风量, 2 s 时, Q = 0.44 m<sup>3</sup>; 由 1.2 节可知, 开门卷吸带出的风量, 2 s 时, Q = 0.8 m<sup>3</sup>; 由 1.3 节可知, 人走动带出的风量, 2 s 时, Q = 0.28 m<sup>3</sup>。总计 ∑ Q = 1.52 m<sup>3</sup>。

设  $nt=6 \text{ min/h}(n=120 \text{ h}^{-1}, t=0.05 \text{ min})$ , 取总混合因数  $\alpha=0.8$ , 隔离病房体积  $25 \text{ m}^3$ ,  $x=5$ , 则

$$\beta_{3,1} = \frac{(25 \text{ m}^3)^2 \times 0.8}{5 \times (1.52 \text{ m}^3)^2 \times 0.9} = 48$$

$$\beta_{5,2} = \frac{(25 \text{ m}^3)^4 \times 0.8}{5^2 \times (1.52 \text{ m}^3)^4 \times 0.9^3} = 3212$$

如果 4 室是正压缓冲室, 相对外室正压差为 5 Pa, 则非密闭门时,  $Q_4$  还要多一个正压压出风量  $0.041 \text{ m}^3/\text{s} \times 2 \text{ s} = 0.082 \text{ m}^3$ , 即  $Q_4 = 1.52 \text{ m}^3 + 0.082 \text{ m}^3 = 1.602 \text{ m}^3$ , 则

$$\beta_{5,2} = \frac{(25 \text{ m}^3)^4 \times 0.8}{5^2 \times (1.52 \text{ m}^3)^3 \times 1.602 \text{ m}^3 \times 0.9^3} = 3048$$

可见 4 室是负压缓冲还是正压缓冲, 对结果影响不大。

7) 称原始污染和无缓冲室时开门带来的污染之比为压差隔离因数, 以  $\beta'$  表示。令  $Q$  表示带入次间的污染,  $V$  为次间的体积。

$$\text{原三室一缓去掉缓冲室时 } \beta'_{3,1} = \frac{N_1}{\frac{N_1 Q}{V \alpha}} = \frac{V \alpha}{Q}$$

$$\text{原五室二缓去掉缓冲室时 } \beta'_{5,2} = \frac{V^2 \alpha}{Q^2 e^{-\frac{nt}{60}}}$$

$$\text{或以通式表示 } \beta'_{k,m} = \frac{V^m \alpha}{Q^m (e^{-\frac{nt}{60}})^{m-1}} \quad (9)$$

如果条件同上, 则有

$$\beta'_{3,1} = \frac{25 \text{ m}^3 \times 0.8}{1.52 \text{ m}^3} = 13.2$$

$$\beta'_{5,2} = \frac{(25 \text{ m}^3)^2 \times 0.8}{(1.52 \text{ m}^3)^2 \times 0.9} = 240$$

8) 验证: 有 2 间房间带 1 间缓冲室的实验室如图 8 所示。  $V_1=27.6 \text{ m}^3$ ,  $V_2=6.25 \text{ m}^3$ ,  $V_3 \approx$

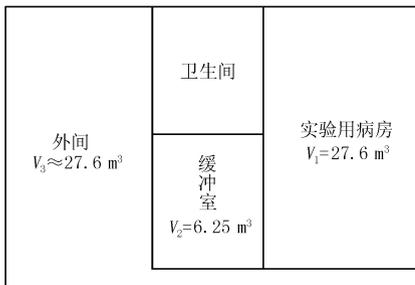


图 8 实验室示意

$V_1$ , 缓冲室有送风无有组织排风, 外间工作室无通风, 靠自然扩散, 则混合因数应比有换气时的一半

还要小, 设取 0.35, 该缓冲室  $n < 60 \text{ h}^{-1}$ ,  $nt < 6 \text{ min/h}$ ,  $e^{-\frac{nt}{60}} \approx 1$ , 缓冲室和外间工作室之间  $\Delta t \approx 1 \text{ }^\circ\text{C}$ , 用前面提到的  $1.52 \text{ m}^3$ ,  $Q_2 = 1.52 \text{ m}^3$ , 实验用病房和缓冲室之间  $\Delta t \approx 2 \text{ }^\circ\text{C}$ , 又考虑门洞的大小, 取  $Q_1 = 2 \text{ m}^3$ , 近似计算出

$$\beta_{3,1} = \frac{27.6 \text{ m}^3 \times 6.25 \text{ m}^3 \times 0.35}{1.52 \text{ m}^3 \times 2 \text{ m}^3} = 19.86$$

人工发菌, 实测沉降菌浓度第一次 5 点平均  $\beta_{3,1}$  为 20.24, 第二次 5 点平均  $\beta_{3,1}$  为 18.0, 两次平均  $\beta_{3,1}$  为 19.12。

9) 由以上计算得到以下结论。

① 2 间房间之间(例如隔离病房和走廊之间)有了缓冲室(称为三室一缓), 可以把因开门由病房带入走廊的污染的隔离能力提高 48 倍; 而 3 间房间之间有 2 间缓冲室(称为五室二缓), 例如病房、缓冲、走廊、缓冲、清洁区或如生物安全实验室由主实验室污染区到清洁区, 可以把因开门由病房或主实验室污染区带入清洁区的污染的隔离能力提高 3212 倍, 可见起动态隔离作用的缓冲室的重要性。

② 有缓冲比没有缓冲提高的隔离能力: 三室一缓时  $48/13.2 = 3.6$  倍, 五室二缓时  $3212/240 = 13.4$  倍。

③ 当五室二缓有 1 间为正压缓冲时, 隔离能力仅降低 4%。

④ 工作间(或病房)体积加大, 或缓冲间体积加大(即  $x$  减小)或缓冲间换气次数加大(即  $n$  加大), 或缓冲间两门开启后的自锁时间延长(即  $t$  增大), 则总隔离因数都增大。设缓冲室和外室的混合因数均为 0.8, 有表 5 结果。

表 5 缓冲室(条件同上)有换气时的总隔离因数 ( $t=0.1 \text{ min}$ )

换气次数/ $\text{h}^{-1}$	$\beta_{3,1}$
60	38.4
80	39.7
100	40.6
120	42.2

⑤ 缓冲室无换气时隔离效果降低很大, 见表 6。

表 6 缓冲室(条件同上)无换气时的总隔离因数

混合情况	$\alpha$	$\beta_{3,1}$
全合理理想情况	1	34.6
未能全混合较理想情况	0.7	24.2
混合较差较不理想情况	0.5	17.3
时间短混合差的情况	0.3	10.4

- 面缩比-减压模拟技术[J]. 清华大学学报, 2001, 41(2): 92-94
- [22] 张学学, 刘静, 蒙毅. 载人飞船座舱内空气对流换热地面模拟[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 1999, 39(6): 67-70
- [23] 钟奇, 刘强. 降压法抑制自然对流的数值模拟[J]. 中国空间科学技术, 2002, 22(5): 44-48
- [24] 姬朝玥, 任建勋, 梁新刚, 等. 地面传热实验的微重力修正模拟[J]. 航天医学与医学工程, 2000, 13(4): 281-285
- [25] 吴群刚, 梁新刚, 任建勋, 等. 方形空间通风换热的气流组织性能数值分析[J]. 航天医学与医学工程, 2000, 13(3): 174-178
- [26] 吴宏, 李娜, 梁新刚, 等. 空间站实验舱进出风口大小影响的数值研究[J]. 航天医学与医学工程, 2001, 14(4): 268-271
- [27] 吴群刚, 梁新刚, 陈泽敬, 等. 方腔斜进风对流换热分叉现象的数值研究[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2000, 40(12): 102-105
- [28] 姬朝玥, 任建勋, 梁新刚, 等. 矩形方腔流动分叉现象的数值研究[J]. 工程热物理学报, 2001, 22(增刊): 141-144
- [29] 郑忠海. 空间站舱内气流分布特性数值模拟与热舒适性评价[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2005
- [30] 李劲东. 航天器密封舱微重力对流换热的数值分析[J]. 工程热物理学报, 2002, 23(3): 333-335
- [31] 钟奇, 刘强. 航天器密封舱流动和传热的数值研究[J]. 宇航学报, 2002, 23(5): 44-48
- [32] 黄家荣, 范含林. 载人航天器生活舱内热湿环境的数值模拟[J]. 中国空间科学技术, 2004, 24(6): 7-13
- [33] 徐小平, 钟奇, 范含林, 等. 大型航天器舱内流动与传热传质集成分析[J]. 空间科学学报, 2004, 24(4): 295-301
- [34] 徐小平, 李劲东, 范含林. 大型航天器热管理系统集成分析[J]. 中国空间科学技术, 2004, 24(4): 11-17
- [35] 徐小平, 李劲东, 侯宇葵, 等. 大型航天器热管理系统分析技术研究[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(增刊): 176-178
- [36] 徐向华, 梁新刚, 任建勋. 载人航天器舱壁温度动态分析[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(4): 640-642
- [37] 刘云龙, 梁新刚, 任建勋, 等. 微重力场中对流-辐射耦合换热系统的地面模拟[J]. 清华大学学报, 1997, 37(3): 106-109
- [38] 刘云龙, 梁新刚, 曲伟林, 等. 微重力场中导热-对流-辐射系统的地面模拟技术[J]. 航空学报, 1997, 18(6): 661-665
- [39] 刘云龙, 梁新刚, 任建勋, 等. 微重力场中对流-辐射-传质系统的地面模拟技术[J]. 中国空间科学技术, 1997, 17(2): 8-15
- [40] 任建勋, 刘云龙, 梁新刚, 等. 微重力条件下流动与传热传质的地面模拟[J]. 清华大学学报, 1998, 38(7): 90-93

(上接第 7 页)

前面的例子就接近表中第 3 种情况。

### 3 负压隔离病房设计的一般原则

3.1 在隔离病房与走廊之间设负压缓冲室, 在定换气次数条件下, 缓冲室体积以  $5 \sim 6 \text{ m}^3$  为宜。当要求非常严格时, 再在走廊与辅助区之间设第二个缓冲室, 如果环境含尘浓度较高, 此缓冲室也可设计为正压(对外)缓冲室。这是最重要的原则。

3.2 病房与缓冲室的温差越小越好。这是次要的原则。

3.3 负压差的大小并不是主要的, 级差一般可取不小于  $5 \text{ Pa}$ , 即使考虑到波动、自控等因素, 大于  $10 \text{ Pa}$  的必要性也不大。实际控制中绝对不应低于  $3 \text{ Pa}$ 。当用排风量衡量时, 应不小于  $120 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

3.4 缓冲室的换气次数不是越大越好, 但宜不小于  $60 \text{ h}^{-1}$ ,  $60 \text{ h}^{-1}$  时绝对风量并不很大, 约为  $300 \text{ m}^3/\text{h}$ 。当加大到  $120 \text{ h}^{-1}$  时, 隔离因数仅提高

10%, 但有换气比无换气时, 隔离因数要提高 100% 以上。

3.5 缓冲室的送风口应靠近病房的一侧, 回风口应靠近外室门一侧。

3.6 病房内送风口不应设在靠门口处。

### 参考文献

- [1] 许钟麟. 空气洁净技术原理[M]. 3 版. 北京: 科学出版社, 2004
- [2] 周谟仁. 流体力学泵与风机[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1979
- [3] CDC. Guidelines for Preventing the Transmission of Mycobacterium Tuberculosis in Health-care Facilities [M], 1994
- [4] Wolfe H W, Harris M H, Hall L B. Open operating room doors and staphylococci aureus[M], 1981
- [5] 许钟麟. 洁净区内缓冲室的设计原则[J]. 暖通空调, 1999, 29(3)