

⑦ 4P-57

# 多层楼房节约通风能量的系统研究

陈启高 冯雅

(重庆建筑城规学院)

TU 834

**摘要** 为多层空调或采暖的健康建筑的自然通风和节能,采用一组热管换热器,从楼盖两边运行,以很少能量为代价获得室内的新鲜空气,也可在集中空调系统新风管和排气管之间形成全新风,故变病建筑成健康建筑。

**关键词** 节能,热管热交换器,自然通风组织,导向风帽,医治病建筑,全新风

**中图法分类号** TU111.44

病建筑已成为当代威胁人类生活的公害,这是或由于因房间采暖、空调为节约能源要求房间密闭,或由于室外环境污染要求房间密闭所产生,在有限的室内空气交换的情况下,室内污染源产生的污染物不能完全排除,危害人体健康,造成所谓的密闭房间综合症<sup>[1]</sup>。

因此,医治病建筑最经济而又有效的办法就是室内全新风,使得房间的污染源产生的污染物得经常排除。在室外环境未受污染的情况,可以直接从室外取得新风;在室外环境污染严重情况下,室外空气须经净化处理才可进入室内,顺便说还可以设想利用房间绿化净化空气,但不是本文的主题。

本文研究的主题是这样提出的:当大量的房间中引进新风时,必然导致采暖热能源的损耗。这种费用看来是经济上困难承受的,即使在发达国家也是如此<sup>[2]</sup>。本文提出一种节能通风系统<sup>[3]</sup>,采用热交换效率高的热管热交换器,运行于楼板的上下房间,经过有组织自然通风,使从房间流出的空气与从室外流入的空气进行热交换,使室外进入的新鲜空气几乎有房间空气接近的热状况。

这种热交换器也可应用在自然通风房屋改善房间热状况,更可用在集中空调新风管和废气风管之间。

本文论证这种全新风化节能通风系统方案,有节约能源,排除室内污浊空气,将病建筑医治成健康建筑的功能,看来是有发展前途的。

## 1 热管热交换器

回收房间中的余热要采用低温热管系列,其工作温度是从室温到室外温度变化范围内,因此热管中的工质采用低温低压下可挥发和冷凝的,例如,氨(Amonia),甲醇,乙醚(Ether),

• 收稿日期:1993-02-24

陈启高,男,1925年生,教授,重庆建筑大学建筑城规学院(630045)。

本文是国家自然科学基金资助项目。

戊烷(Pentane), 庚烷(Neptane), 乙醇(Ethanol), 丙酮(Acetone), 其中以氨为最好<sup>[1]</sup>. 图 1 是热管换热器的构造示意图. 热空气由换热器的一个进口进入变冷后排出, 冷空气由与空气流相反方向进入换热器变热后排出. 其特性有如图 2 所示.

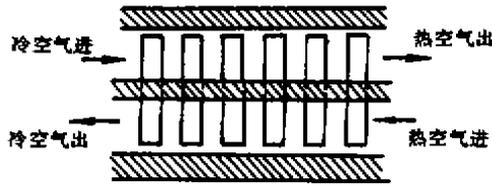


图 1 热管热交换器示意图

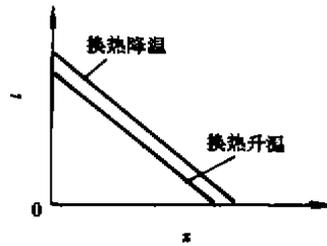


图 2 热管热交换器的工作曲线

通过热管的传热有和壁体传热过程相似<sup>[9]</sup>, 即感热端感热, 热管导热和散热端散热. 为了比较描写传热特点, 让我们提出抽象化的计算模型为与换热器传热过程相同的薄板. 如图 3 所示. 有关系:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q \quad (1)$$

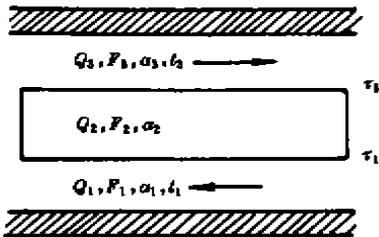


图 3 热管换热器的计算模型

式中  $Q_1 =$  感热  
 $Q_2 =$  导热  
 $Q_3 =$  散热

取距一端的广义无量纲坐标  $X_i$  处的微元  $dX_i$ , 且定义

$$dX_i = dF_i / F_i \quad i = 1, 2, 3 \quad (2)$$

式中  $F_i =$  为对热过程  $i$  的传热面积

$dF_i =$  为微元  $dX_i$ , 对应面元.

从而有:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= \int_0^1 F_1 a_1 (t_1 - \tau_1) dX_1 \\ Q_2 &= \int_0^1 F_2 a_2 (\tau_2 - \tau_2) dX_2 \\ Q_3 &= \int_0^1 F_3 a_3 (\tau_2 - \tau_3) dX_3 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

热流微元是

$$\left. \begin{aligned} dQ_1 &= F_1 a_1 (t_1 - \tau_1) dX_1 \\ dQ_2 &= F_2 a_2 (\tau_2 - \tau_2) dX_2 \\ dQ_3 &= F_3 a_3 (\tau_2 - \tau_3) dX_3 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

且有:

$$dQ_1 = dQ_2 = dQ_3 = dQ \quad (5)$$

从(4)和(5)式可得:

$$\frac{dQ_1}{a_1 dF_1} = t_1 - \tau_1$$

$$\frac{dQ_2}{a_2 dF_2} = \tau_3 - \tau_2$$

$$\frac{dQ_3}{\alpha_3 dF_3} = \tau_3 - t_3$$

和上三式的等号两边求和, 而得

$$\left( \frac{1}{\alpha_1 \phi_1} + \frac{1}{\alpha_2 \phi_2} + \frac{1}{\alpha_3 \phi_3} \right) \frac{dQ}{dF} = t_1 - t_3$$

或写成

$$\frac{1}{U} \frac{dF}{dF} = t_1 - t_3 \quad (6)$$

式中有:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_1 \phi_1} + \frac{1}{\alpha_2 \phi_2} + \frac{1}{\alpha_3 \phi_3} \quad (7)$$

$$\phi_i = \frac{dF_i}{dF} \quad i = (1, 2, 3) \quad (8)$$

式中  $U$  = 传热系数

$\phi_i$  = 传热面积比, 这些值是常数, 和热管热交换器结构有关。

从(6)式可得热管热交换器的传热微分方程,

$$\frac{dQ}{dF} = U(t_1 - t_3) \quad (9)$$

又气流流过换热器的焓变化为

$$dQ_1 = s\omega C_p \gamma (t_{1,r} - t_{1,r+\Delta r})$$

选取坐标指向能源回收方向, 则温度是个增函数

$$dQ_1 = -s\omega_1 c_p \gamma_1 \frac{\partial_1}{\partial x_1} dx_1$$

同理

$$dQ_3 = s\omega_3 c_p \gamma_3 \frac{\partial_3}{\partial x_3} dx_3$$

这里  $dQ_1$  等号右边取“-”号, 是因为气流速度与温度梯度两者的方向相反,  $dQ_3$  因这两者的方向相同, 故取“+”号。

若  $x_1 = x_3 = x$ ,  $\omega_1 = \omega_3 = \omega$ ,  $c_{p1} = c_{p3} = c_p$ , 和  $\gamma_1 = \gamma_3 = \gamma$ , 于是

$$dQ_1 + dQ_3 = -s\omega c_p \gamma d(t_1 - t_3) \quad (10)$$

式中  $dQ_1 + dQ_3 = \Omega dQ$ , 这里  $\Omega$  为热管换热的传热相关性系数。对于顺流换热  $\Omega = 2$ ; 对于逆流换热  $\Omega = 0$ 。

从(9)和(10)两式得平衡方程

$$\Omega U (t_1 - t_3) dF = -s\omega C_p \gamma d(t_1 - t_3) \quad (11)$$

近似认为上式中的参数  $U, \omega, C_p, \gamma$  均保持不变, 分离变数而得<sup>[4][5]</sup>

$$\frac{d(t_1 - t_3)}{t_1 - t_3} = -\frac{\Omega U}{s\omega C_p \gamma} dF$$

积分得:

$$\ln(t_1 - t_3) \Big|_{out}^{in} = -\frac{\Omega U F}{s\omega C_p \gamma} \int_0^1 dF$$

或

$$\ln \frac{(t_1 - t_2)_{in}}{(t_1 - t_2)_{out}} = - \frac{DUF}{s\omega C_p \gamma}$$

故得:

$$(t_1 - t_2)_{in} = (t_1 - t_2)_{out} \cdot \exp(- DUF / s\omega C_p \gamma) \quad (12)$$

上式描写热管热交换器的工作状态,出口气流温差与进口气流间温差的比值是随参数组:

$$Se = \frac{DUF}{s\omega C_p \gamma} = \Omega \frac{F}{S} St$$

和斯坦东数  $St = U/\omega C_p \gamma$

(12) 式负指数衰减律而减少。一般言之,此值越大,功能越好。对于所设计的热管器,由于逆流换热,  $\Omega = 0$ , 因此,  $Se = 0$ 。从(12) 式可得:

$$(t_1 - t_2)_{in} = (t_1 - t_2)_{out} \quad (13)$$

此式说明热管换热器的进口与出口的温差是相等的,因此,其能量损失  $Q_i$  为

$$Q_i = s\omega C_p \gamma (t_1 - t_2)_{in} \quad (14.1)$$

$$= s\omega C_p \gamma (t_1 - t_2)_{out} \quad (14.2)$$

不经换热器通风热损失

$$Q_o = G c_p \gamma (t_i - t_o) \quad (15)$$

式中  $G =$  通风量,  $m^3/s$

$t_i =$  室内空气温度

$t_o =$  室外空气温度

故得上二种热损失率的比为:

$$\begin{aligned} r &= \frac{Q_i}{Q_o} = \frac{s\omega C_p \gamma (t_1 - t_2)_{in}}{s\omega C_p \gamma (t_i - t_o)} \\ &= \frac{(t_1 - t_2)_{in}}{(t_i - t_o)} \end{aligned}$$

能量回收率:

$$\begin{aligned} \eta &= 1 - \frac{(t_1 - t_2)_{in}}{(t_i - t_o)} \\ &= \frac{(t_2 - t_o)}{(t_i - t_o)} \end{aligned} \quad (16)$$

可见,这一系统的能量回收效率是以进入室内的空气温度来表示的。当  $t_i$  室内空气温度,能量回收率越高。为了进行设计,对(9) 式积分,得:

$$\begin{aligned} \int_0^F dQ &= U(t_1 - t_2) \int_0^F dF \\ Q &= U(t_1 - t_2)F \end{aligned} \quad (17)$$

可见此温差是和乘积  $UF$  成反比的,加大  $UF$  的值,即除了热管的性能外,增加翅片,就能够得到较小的温差  $t_1 - t_2$ ,就可得到满意的能量回收率。

## 2 多层建筑节能通风

多层间的节能通风,主要是利用每层楼间的热压通过热管热交换器进行的通风。

为了加强自然通风,除了利用室内外热压外,还可利用风压来组织房间之自然通风。但通风结果虽然空气质量变好,但带来能量损失,和热功能变坏。当采用上文所说明的热管热交换器可在实现室内外自然通风的情况下,只花很少量的热损失。

在(15)式联系到房间的风速 $\omega$ ,它可设计借助热压风压的共同的作用实现房间的经常的节能通风。在一个房间上下风口的空气流量根据质量连续定律有

$$\omega_1 \gamma_1 S_1 = \omega_2 \gamma_2 S_2$$

式中:  $\omega_1$  = 下口处的空气流速;  
 $\omega_2$  = 上口处的空气流速;  
 $\gamma_1$  = 下口处的空气容重;  
 $\gamma_2$  = 上口处的空气容重;  
 $S_1$  = 下口处的过气横段面积;  
 $S_2$  = 上口处的过气横断面面积。

气流流过上、下口处的压头损失有关系

$$\Delta P_1 = \xi_1 \frac{\gamma_1 \omega_1^2}{2g}$$

$$\Delta P_2 = \xi_2 \frac{\gamma_2 \omega_2^2}{2g}$$

(19)

或解出速度,有

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2g \Delta P_1}{\xi_1 \gamma_1}}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2g \Delta P_2}{\xi_2 \gamma_2}}$$

(20)

根据质量连续定律(18)式,得

$$S_1 \sqrt{\frac{2g \gamma_1 \Delta P_1}{\xi_1}} = S_2 \sqrt{\frac{2g \gamma_2 \Delta P_2}{\xi_2}}$$

或

$$S_1^2 = \frac{2g \gamma_1 \Delta P_1}{\xi_1} = S_2^2 \frac{2g \gamma_2 \Delta P_2}{\xi_2}$$

故得:

$$\Delta P_1 = \frac{S_2^2}{S_1^2} \frac{\xi_2}{\xi_1} \frac{\gamma_2}{\gamma_1} \Delta P_2$$

(21)

简写成:

$$\Delta P_1 = \chi_{12} \Delta P_2$$

(22)

式中

$$\chi_{12} = \frac{S_2^2}{S_1^2} \frac{\xi_2}{\xi_1} \frac{\gamma_2}{\gamma_1}$$

(23)

式中  $\Delta P_1$  = 下口处的压头降;

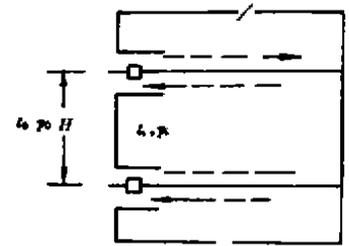


图4 组织带热管热交换器房屋的自然通风

(18)

$\Delta p_s$  = 上口处的压头降;  
 $\zeta_s$  = 下口处的摩擦阻力系数;  
 $\zeta_u$  = 上口处的摩擦阻力系数;  
 $X_{s_u}$  = 压头分配系数;

房间空间比起两口的流量大得多, 可视在房间流速为 0, 即压头损失即作用于两口的总压头  $\Delta p$  有

$$\begin{aligned}\Delta p &= \Delta p_s + \Delta p_u = X_{s_u} \Delta p_s + \Delta p_u \\ &= (X_{s_u} + 1) \Delta p_u\end{aligned}$$

或

$$\Delta p_s = \frac{\Delta p}{X_{s_u} + 1} \quad (24.1)$$

和

$$\Delta p_u = \frac{X_{s_u}}{X_{s_u} + 1} \Delta p \quad (24.2)$$

一般情形,  $S_s = S_u, \gamma_s = \gamma_u, \zeta_s = \zeta_u, X_{s_u} = 1$ , 从而得

$$\Delta p_s = (1/2) \Delta p \quad (25.1)$$

和

$$\Delta p_u = (1/2) \Delta p \quad (25.2)$$

式中

$\Delta p$  = 上开口和下开口间的总压头。

将(25)式(20)式中得在出入口管中气流速度的公式,

$$\omega_s = \sqrt{\frac{g \Delta p}{\zeta_s \gamma_s}} \quad (26.1)$$

$$\omega_u = \sqrt{\frac{g \Delta p}{\zeta_u \gamma_u}} \quad (26.2)$$

### 3 关于压头<sup>[8]</sup>

热压头  $\Delta p_t$ , 如所周知, 按阿基米得原理, 可得关系(看图 4):

$$\begin{aligned}\Delta p_t &= H(\rho_o - \rho_i) \\ &= H \rho_o \left( \frac{\rho_o}{\rho_o} - 1 \right) \\ &= H \rho_o \left( \frac{T_i}{T_o} - 1 \right)\end{aligned} \quad (27)$$

式中  $H$  = 房间净空高度;  
 $\rho_o$  = 室内空气密度;  
 $T_i$  = 室内空气的热力学温度;  
 $T_o$  = 室外空气的热力学温度。

风压头  $\Delta p_w$  如所周知, 根据柏努力定律, 在流体中风压  $p$  与风速  $\omega$  的关系

$$p = \frac{\rho \omega^2}{2g}$$

当吹过障碍物时,在障碍物上的风压力为

$$p = \kappa \frac{\rho \omega^2}{2g}$$

式中  $\kappa$  = 动力系数<sup>[7][8]</sup>,此值在迎风面为正,在背风面为负,采用一种风帽使与热压头与风头相一致产生有最大效率的总压头.风压头为:

$$\Delta p_w = (\kappa_1 - \kappa_2) \frac{\rho \omega^2}{2g} \tag{28}$$

式中  $\kappa_1$  = 进风口的动力系数;

$\kappa_2$  = 出风口的空气动力系数;

$\kappa_1, \kappa_2$  之值根据实验测定,一般常取  $\kappa_1 = 1.4, \kappa_2 = 1$  作设计计算值。

总压头,当进风与出风的风帽条件能保持下总压头为热压头与风压头之和,即

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_w \tag{29}$$

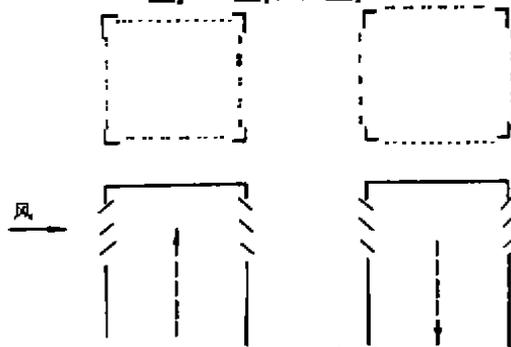


图 5 风帽示意图

可见,借助热压头和风压头造成的总压头的作用,可以在房间中造成经常的自然通风.这种通风可以排出可能的污染源的污染物,以保持房间空气质量与室外的空气质量相等<sup>[9]</sup>.

### 4 四季运动分析

这种系统的运行,在一年四季有所不同.当然,在春秋二季室内内外温度大致相同,系统仅风压下进行换气工作,其气流方向影响室内气候条件不很显著,此外,分夏季情况和冬季情况进行分析。

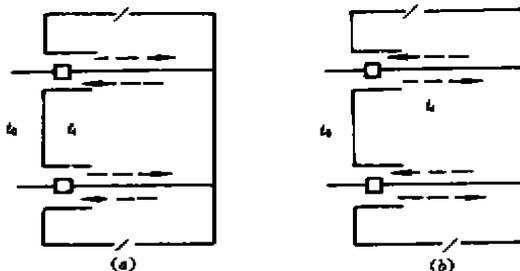


图 6 冬季、夏季系统运行回收能量情况

如图 6·a,当  $t_1 > t_2$  时,热管热交换器收回房间下层空气带出的热用以温暖上层进入房

间的能冷空气,依次保持各层房间的热气候和空气质量。故此时,风帽的风口应当是下进上出。当 $t_1 < t_2$ 时,如图6·b,风由上口进和下口出热管热交换器应作为冷源使用,风经上口时,是热管的液态端,故态体蒸发上升到气态端,同时空气降温后进入房间,从下口流出的气流冷却热管气态端而凝结后流入液态端,同使气流升温流出,因此,在这种热管节能通风系统的管理下,房间有较低的室温。当然,此时,风帽应上进下出才能与热压有一致的效果。可见,这种热交换器也可发展成为夏季房间保持室温一种利器,在房间围护结构的热绝缘良好的情况下,稍微利用别的现成冷源(例如,来自冰箱或自来水或在出风口进风处加有水分蒸发湿过滤器,)就可维持房间有舒适温度。同样采暖房间也有类似效果。

## 5 节能效益分析

如果以重庆地区为例,夏季室内空调温度取 $25^{\circ}\text{C}$ ,室外平均气温为 $30^{\circ}\text{C}$ ,冬季室内空调温度取 $20^{\circ}\text{C}$ ,室外平均气温取 $8^{\circ}\text{C}$ 。设热管换热器效率为0.5较易达到,通风换气量每层楼为 $300\text{m}^3/\text{h}$ 。根据(16)式,可计算出热管换热器进入室内的空气温度为:

对于夏季

$$t_2 = t_1 + \eta(t_1 - t_2) = 30 + 0.5(25 - 30) = 27.5^{\circ}\text{C}$$

对于冬季

$$t_1 = t_2 + \eta(t_1 - t_2) = 8 + 0.5(20 - 8) = 14^{\circ}\text{C}$$

每天节约能量

$$\begin{aligned} \text{夏季 } Q_1 &= G\gamma C\Delta t = 300 \times 24 \times 1.2045 \times 1.005 \times 2.5 \\ &= 21789.4 \text{ kJ/day} = 6.05 \text{ kW} \cdot \text{h/day} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{冬季 } Q_2 &= G\gamma C\Delta t = 300 \times 24 \times 1.2045 \times 1.005 \times 6 \\ &= 52294.5 \text{ kJ/day} = 14.53 \text{ kW} \cdot \text{h/day} \end{aligned}$$

如果取夏季空调时间35天,冬季30天,则全年利用热管热器节约的能量为:

$$\sum Q = Q_1 \times 35 + Q_2 \times 30 = 647.53 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

对于一般空调节能热管换热器成本可以控制在每台一千元以内,从以上分析可以看出热管换热器的节能效果是很可观的,由于进入室内是全新风,对于医治因空调房间而引起的病建筑综合症,改善室内空气质量极为有利。

## 6 结 论

上面论证的房间的这种节能通风系统在理论上是可行的,它可使室内空气质量基本与室外空气的质量一致,这在世界绝大多数地区来是会有满意的室内空气的。

这种系统的运转,可不要求增加能源,利用自然气候中可能产生的热压头和风压头,在改善室内空气质量的同时,也改善了室内微气候。特别是对某些原来仅有自然通风房间,这种效益可能更显著。

## 参 考 文 献

- 1 P. Sherwood, Burge(1990), Building Sickness-A medical Approach to the causes, INDOR AIR 90, Proceedings of The Fifth International conference on Indoor Air Quality and climate, volume 5, pp3~14
- 2 G. B. Leslie(1991). How do we establish Priorities for the Amelioration of Indoor Air Pollution? International Symposium on Indoor Air Quality in Asia, Bangkok, Thailand.
- 3 Chen Qigao, Dong Liang(1990), A study on energ-saving ventilation system for underground fruit-vegetable cold storage, UNDERGROUND SPACE. (chinese) Voume 10, NO4, 209~213
- 4 P. Dumn and D. A. Reay(1978), Heat Pipes, Second Edition, pergamon press, 293~298
- 5 E. R. G. Eckert (1959) Heat and Mass transfer
- 6 Chen qigao, (1990), Building Therimophysical Fundamental. Xian Jiao-Tong University press, Chapter 1
- 7 Батурин В. В. ,Элтерман В. М. (1953). А эрация промышленных зданий, Стройиздато.
- 8 Baturin V. V. ,Elterman V. M. (1953). Aeration of Industrial Building. Construction Prss, SSSR
- 9 Chen Qigao, (1992), Design Features and Quality Control Procedures for the Natural Ventilation of an Underground Space for the Safe Storage of Aircraft. Indor Environ, 1992, 1, 234~237
- 10 Xin M. D(1978). Boiling Heat Transfer and Its Intensifying. Chongqing University Press

(编辑:徐维森)

## A SYSTEM OF SAVING VENTILATION ENERGY FOR MULTI-STORIED HEALTHY BUILDINGS

*Chen Qigao* 、 *Feng Ya*

(Faculty of Architecture and Urban Planning)

**ABSTRACT** A saving energy system can get natural ventilation in the storied healthy buildings with air condition or heating. The principal component of this system is an efficient heat exchanger made of a set of heat pipes. This system can be operated between two sides of one floor slab to change the energy carried both by the hot air flow and the cold air flow. This system can make as possibly keeping indoor air fresh with a little energy air loss only. It is possible for using this system to cure a sick building into a healthy building. This system can be put operation between both the pipes of waste air flow and fresh air flow for an integrated air conditional system with fresh air.

**KEY WORDS** saving energy building, heat pipes exchangers, natural ventilation organization, guided hood, curing sick buildings, full fresh air condition