

文章编号:1671-8879(2005)05-0057-05

## 民用房屋热压自然通风散热量有效系数

官燕玲<sup>1</sup>, 隋学敏<sup>1</sup>, 李安桂<sup>2</sup>

(1. 长安大学 环境科学与工程学院, 陕西 西安 710054;

2. 西安建筑科技大学 环境与市政工程学院, 陕西 西安 710055)

**摘要:**对具有内热源的一般民用房屋,采用 CFD(计算流体动力学)技术对其热压自然通风不同工况的流场进行了数值分析,得出散热量有效系数的变化规律,并将分析结果与现行规范给出的工业厂房的有关数据进行了比较。结果表明,对于民用房屋,当热源散热量不变时,散热表面积的减小,或散热表面位置的升高,都会使散热量有效系数数值减小,有利于通风降温;与工业厂房相比,散热量有效系数的变化趋势是相同的,但所对应的数值大小有所区别。

**关键词:**建筑工程;民用建筑;热压通风;有效系数;数值模拟

**中图分类号:**TU83

**文献标识码:**A

### Effective coefficient of thermal nature ventilation in civil building

GUAN Yan-ling<sup>1</sup>, SUI Xue-min<sup>1</sup>, LI An-gui<sup>2</sup>

(1. School of Environmental Science and Engineering, Chang'an University, Xi'an 710054, China; 2. School of Environmental and Municipal Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, China)

**Abstract:** To a sort of civil house with inside heating source, the fluid filed of the thermal nature ventilation in different conditions is analyzed with the numerical simulation technique of CFD. Some thermal effective coefficients are obtained and compared with the current relative design criterion about factory building. Simulation results showed that the thermal effective coefficients decrease with the decrease of the heat source surface or the increase of the heat source height when the heat emitting is fixed. Except the difference in the magnitude, the changing tendencies of the thermal effective coefficients are consistent with that of the factory building. 4 tabs, 7 figs, 6 refs.

**Key words:** construction engineering; civil building; thermal ventilation; effective coefficients; numerical simulation

## 0 引言

为了降低建筑能耗,提高室内空气品质,人们开始重视自然通风技术在民用建筑中的应用。自然通风的动力来自热压和风压。由于风压的不确定性,

在通风系统设计中很难考虑。而热压自然通风常用于有余热的工业厂房通风降温中。对此,设计规范中给出了设计计算方法,其中,在计算由热压引起的自然通风的排风温度时,引进了散热量有效系数,以此来反映热源面积的大小、热源位置的高低等因素

收稿日期:2005-01-10

基金项目:国家自然科学基金项目(502 780 75)

作者简介:官燕玲(1957-),女,山东青岛人,长安大学副教授,博士研究生。

对通风效果的影响。散热量有效系数是重要的设计参数。由于照明、计算机以及人本身的散热等,有余热的民用建筑普遍存在,也有利用热压通风改善室内温度环境的条件。由于民用建筑房间几何尺寸大多小于工业厂房,规范给出的散热量有效系数是否适用于民用房屋,还需要进一步论证<sup>[1~3]</sup>。

本文采用 CFD 技术,对具有一般几何特征的民用房屋的不同热压自然通风工况下的通风流场进行数值分析。用数值计算所得到的排风温度和工作区温度,通过关系式,计算出对应各工况的散热量有效系数,进而分析热源面积和热源高度对散热量有效系数的影响,并与规范给出的工业厂房的对应值进行分析比较,指出相同和不同之处,为民用建筑自然通风系统的设计提供理论依据<sup>[4]</sup>。

## 1 热压通风的计算

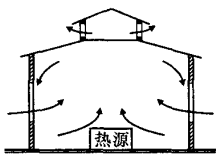


图1 热压通风示意图

热压是由于室内外空气温差造成的,当室内空气温度高于室外环境时,由热压造成的自然通风如图1所示。在设计中,通风量是按照热平衡公式算出的<sup>[1]</sup>

$$G = \frac{Q}{\alpha C_p (t_p - t_{wf})} \quad (1)$$

式中:  $G$  为设计通风量 ( $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ );  $Q$  为散至室内的全部显热量 ( $\text{W}$ );  $C_p$  为空气的定压比热容 ( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}$ );  $\alpha$  为单位换算系数,对于法定计量单位  $\alpha = 0.28$ ;  $t_{wf}$  为夏季通风室外计算温度 ( $^\circ\text{C}$ );  $t_p$  为排风温度 ( $^\circ\text{C}$ )。

设计中,  $Q$ 、 $t_{wf}$  一定,  $t_p$  就成为决定通风量大小的主要参数。因此,  $t_p$  值的确定就成为通风设计的关键。

现实中,房间空气温度上下分布是不均匀的,对同样的余热,同样大小的房间,只因室内温度的分布不同,就会有不同的排风温度,造成不同的通风效果。因而  $t_p$  涉及的因素很多,如热源的占地面积、热源位置高度、热源辐射强度的大小以及房屋的几何尺寸等。关于  $t_p$  的确定,国内外许多专家学者曾做了大量的研究,现行规范就是在这个基础上,通过分析比较,采用了前苏联提出的针对工业厂房的计算方法<sup>[5]</sup>。该方法引进了散热量有效系数  $m$ ,  $t_p$  由下面公式计算得到

$$t_p = t_{wf} + \frac{t_n - t_{wf}}{m} \quad (2)$$

将式(2)代入式(1),可得到用工作地点温度作为计算参数的通风量计算公式

$$G = \frac{mQ}{\alpha C_p (t_n - t_{wf})} \quad (3)$$

式中:  $t_n$  为室内工作地点温度 ( $^\circ\text{C}$ );  $m$  为散热量的有效系数,由下式确定

$$m = m_1 m_2 m_3 \quad (4)$$

其中,  $m_1$ 、 $m_2$ 、 $m_3$  分别为根据热表面占地面积和地面面积之比、热表面的高度、热表面的辐射散热和总散热强度之比(查图表确定)。也就是说,  $t_p$  的确定考虑了以上提及的3个因素的影响,但是没有考虑房屋的几何尺寸的影响。

民用建筑的自然通风原理与工业厂房是相同的,只是民用建筑,特别是办公或住宅建筑的房间几何尺寸普遍小于工业厂房。规范中的  $m$  值对民用建筑是否适用,应对此进行分析论证<sup>[6]</sup>。

## 2 计算模型及数值模拟

### 2.1 计算模型

选择1个几何尺寸具有代表性的民用房屋(图2(a))。在房间顶棚中间设置通风口,两侧外墙均有通风窗,在房间地面放有散热表面。从图2可看到,房间  $z$  方向中间断面是房间对称面,因此计算模型选为二维,将该房间的对称面作为计算对象(图2(b))。二维计算模型的几何尺寸:  $x$  方向宽4 m,房屋高  $y$  为3 m,进风口(窗户)的高度尺寸为0.5 m,窗台距地面高0.5 m,屋顶出风口宽1 m。室外环境温度为290 K,室外环境压力为标准大气压。

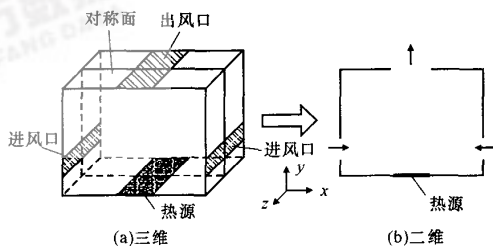


图2 计算模型

### 2.2 数值计算

由于热压通风的室内流场为自然对流紊流流场,因此本文采用 RNG  $k-\epsilon$  两方程模型和标准壁面函数相结合的方法求解。同时采用了波希涅斯克(Boussinesq)假设。需求解的方程有连续性方程、3个方向上的动量方程、能量方程以及紊动能方程、耗散方程。计算区域外围与房间的距离足够远,按无限远边界处理。

3 计算结果与分析

3.1 热源占地面积对通风的影响

在房间总余热量不变的情况下,室内对流换热流场会因为热源面积的不同而发生改变,从而对热压自然通风带来影响,引起 $t_p$ 等通风参数的变化。在计算 $t_p$ 中用 $m_1$ 值反映了热源面积大小的影响。

3.1.1 计算结果与分析

设热源总散热量为 500 W 不变,热源放置在房间地面中心,其宽度由 0.2 m~4.0 m 分了 10 种工况。计算得到的主要参数见表 1。表 1 中: $f$  为热源表面的宽度(对应三维的面,m); $f/F$  为热源表面与房间地面面积之比; $G$  为房间通风量( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ); $T_p$  为排风口排风平均温度(K); $T_{wf}$  为通风窗进风平均温度(K); $T_n$  为房间工作区平均温度(K),为距地面 1.9 m 内的室内空气平均温度(不计紧贴热表面区域)。其中热源宽度为 0.2 m、4.0 m 的房间速度矢量场、温度场及不同高度横断面温度分布分别见图 3、图 4、图 5。

从图 3 可以看到,由于热表面的存在,在热源上方形成热羽流。室外空气由通风窗进入房间,经过房间后由屋顶通风口排出,形成房间的自然通风。热源表面上方的羽流,在开始上升的过程中,裹挟周边的空气,其断面逐渐地增大;再向上,由于屋顶的

表 1 不同热源面积下的主要参数计算结果

$f/\text{m}$	$f/F$	$G/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	$T_p/\text{K}$	$T_{wf}/\text{K}$	$T_n/\text{K}$
0.2	0.050	0.272 7	291.849	290.031	291.081
0.5	0.125	0.274 9	291.841	290.046	291.086
0.8	0.200	0.276 2	291.894	290.103	291.086
1.0	0.250	0.276 7	291.903	290.103	291.294
1.5	0.375	0.276 9	291.826	290.030	291.667
2.0	0.500	0.281 3	291.799	290.024	291.715
2.5	0.625	0.284 4	291.762	290.026	291.732
3.0	0.750	0.290 3	291.721	290.023	291.792
3.5	0.875	0.294 2	291.754	290.028	291.928
4.0	1.000	0.302 3	291.672	290.038	292.311

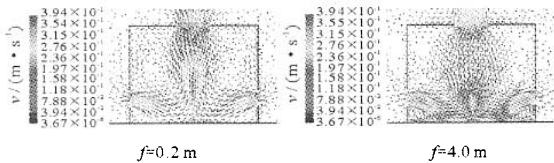


图 3 不同热源面积速度矢量场

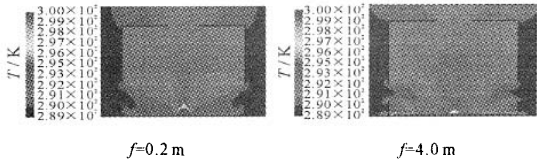


图 4 不同热源面积温度场

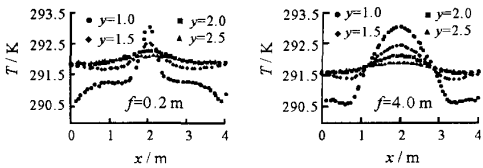


图 5  $y=1.0\text{ m}, 1.5\text{ m}, 2.0\text{ m}, 2.5\text{ m}$  断面的温度分布图

遮挡和出风口尺寸的限制,羽流断面逐渐缩小;在到达屋顶时,一部分热空气由通风口排出,另一部分热空气向两侧返回工作区,与通风窗进入室内的气流混合,在热羽流外形成 2 个对称涡流。从图 3 还可以看到,在房间同 1 个高度上,随着热表面  $f$  的增大,热羽流断面面积增大,羽流核心速度减弱。

由图 4 可以看到,热源表面积不同,温度场明显不同。当散热表面积宽度  $f=0.2\text{ m}$  时,在外窗上缘高度以下的工作区域基本接近室外温度,通风效果较好;当整个地面为热表面时,同是这个区域,其平均温度明显提高,通风效果变差。

图 5 更能清楚地表现出散热表面  $f$  大小不同对温度场的影响,以及在不同高度断面空气温度的分布情况。羽流核心温度最高,向外逐渐降低,随着高度的增加,温度的变化趋于平缓。通过  $f=0.2\text{ m}$  和  $f=4.0\text{ m}$  之间的比较看到,热源表面积大,热羽流断面大,中间的高温区增大。

另外,由表 1 的计算数据可见,在同样的余热量下,随着热表面的增加,排风温度有所减小,虽然通风量有所增加,但工作区的平均温度仍然提高了。也就是说,在一定的通风系统下,分散的热源通风效果不如集中热源的好。

3.1.2  $m_1$  值的计算分析

不考虑热源高度的影响,设热表面高度为 0,即  $m_2=1$ ;另外,这里没有考虑辐射换热。因此, $m_3$  的值也为 1<sup>[1]</sup>。根据式(2)得

$$m = \frac{t_n - t_{wf}}{t_p - t_{wf}} \tag{5}$$

其中, $m=m_1$ 。由式(5)可算出对应不同  $f/F$  值的  $m_1$  值,见表 2。为了比较,表 2 中还列入规范中查取的工业厂房的  $m_1$  值。

由表 2 可以看到, $m_1$  值随着面积比的增加而呈上升趋势。根据式(3)可知,当其他条件不变时, $m_1$

表 2 不同热源面积与地板面积之比对应下的  $m_1$  值

热源与地板 面积比 $f/F$	0.050	0.125	0.200	0.250	0.375
$m_1$	0.479 11	0.539 82	0.548 71	0.661 53	0.812 83
工业厂房的 $m_1$	0.18	0.35	0.50	0.55	0.76
热源与地板 面积比 $f/F$	0.500	0.625	0.750	0.875	
$m_1$	0.870 95	0.983	1.041 58	1.128 2	
工业厂房的 $m_1$	0.84	0.95	>1.00	>1.00	

增大即要求的通风量增加。也就是说,在同样的余热量下,要达到相同的通风效果,需要加大通风量。

从表 2 中还可看到,计算值普遍比规范中的值要大。在面积比小于 0.2 时,两值相差较大,随着比值逐渐增大,两值逐渐接近,在比值大于 0.5 时,两值基本相同。

3.2 热源高度对通风的影响

在其他条件不变的情况下,由于房间热源高度的变化,同样会对排风温度、通风带来一定影响, $m_2$  就是考虑了这个影响因素。

3.2.1 计算结果与分析

计算模型同上。计算参数为:室内余热量为 500 W,热源宽度  $f=1$  m,  $f/F=0.25$ 。热源高度由 0~1.5 m 分为 8 种工况,计算结果见表 3。表 3 中  $H$  为热源高度,其他参数同上。热源高度为 0.3 m、1.5 m 时的速度矢量场和温度场见图 6、图 7。

由图 6 可见,随着热源高度的增加,热羽流发生了明显的改变,羽流速度减弱,断面面积扩展的充分程度减小,其两边的涡流也明显减小,进排风口的速度减弱。同时由图 7 可看到,热源高度的增加使得工作区温度更加接近室外温度,即通风效果变好。表 3 的数值也证明了以上分析。由表 3 可见,随着

表 3 不同热源高度下的主要参数计算结果

$H/m$	$G/(kg \cdot s^{-1})$	$T_p/K$	$T_{wf}/K$	$T_n/K$
0.0	0.276 7	291.903	290.103	291.294
0.3	0.268 1	291.935	290.085	291.179
0.5	0.261 2	291.956	290.065	291.052
0.7	0.252 9	292.023	290.066	290.940
0.9	0.244 2	292.074	290.045	290.860
1.1	0.231 5	292.161	290.028	290.652
1.3	0.221 7	292.289	290.020	290.477
1.5	0.205 8	292.405	290.015	290.337

热源高度的增加,通风量有所降少,但减少量不大,在 0.3 m 到 1.5 m 高度之间仅减少了 0.070 89  $kg \cdot s^{-1}$ ;室内工作区的温度降低了,从 0.3 m 到 1.5 m 高度之间温度降低了 0.957  $^{\circ}C$ 。由表 3 还可看到,排风温度随着热源高度的增加有所升高,从 0.3 m 到 1.5 m 高度之间其升高值为 0.517  $^{\circ}C$ 。排风温度高即单位通风量所携带的热量多。总体来说,热源位置的升高,通风效果增强了。

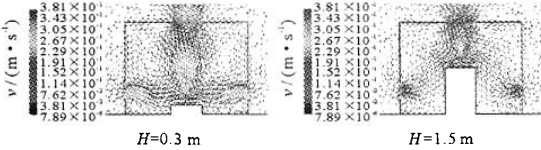


图 6 不同热源高度速度矢量场

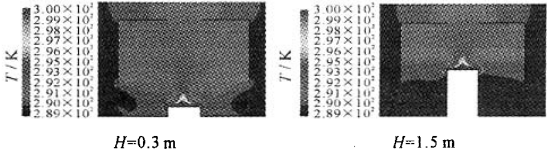


图 7 不同热源高度温度场

3.2.2  $m_2$  值的计算分析

在这个问题中,  $f/F=0.25$ ,由前面分析可知对应的  $m_1=0.661 53$ ,同样  $m_3=1$ ,即式(4)中的  $m$  应等于  $0.661 53m_2$ 。因此,在用式(5) 求出  $m$  的同时,即可得到  $m_2$ 。计算结果见表 4。

由表 4 可见,随着热源高度的增加,计算的  $m_2$  值呈下降趋势。也就是说,在同样的余热量下,要达到相同的通风效果,通风量可随热源高度的增加而减小。现行规范提供的  $m$  系列值是用于工业厂房的,没有高度 2 m 以内的  $m_2$  值可供比较。

表 4 不同热源高度对应的  $m$  值和  $m_2$  值

$H/m$	$m$	$m_2$	$H/m$	$m$	$m_2$
0.0	0.661 53	1.000 00	0.9	0.397 36	0.600 67
0.3	0.591 43	0.894 03	1.1	0.292 46	0.442 10
0.5	0.521 84	0.788 84	1.3	0.201 70	0.304 89
0.7	0.446 68	0.675 23	1.5	0.134 55	0.203 39

4 结 语

对有余热的民用房屋,当热源散热量不变,但散热表面积增大时,计算房间的热压自然通风的排风温度会随之减小,工作区平均温度会升高,散热量有效系数中的  $m_1$  值随之增大。其  $m_1$  值与规范给出的适用于工业厂房的对应值相比,当面积比  $f/F < 0.5$  时,其值大于厂房的值,当面积比  $f/F > 0.5$  时,



很接近厂房的值; $m_1$  值随面积比的变化趋势两者是相同的。分析表明,对于热压自然通风,集中热源比分散热源好。另外,在距地面 1.5 m 内,随着热表面位置的升高,计算房间排风温度随之升高,工作区温度减小,散热量有效系数中的  $m_2$  值减小。也就是说,在其他条件相同的情况下,热源位置越高,越有利于通风降温。这个结论与规范是一致的,但规范中没有高度小于 2 m 以内的对应值。

#### 参考文献:

#### References:

- [1] GB50019-2003. 采暖通风与空气调节设计规范[S].  
GB50019-2003. Code for design of heating ventilation and air conditioning[S].
- [2] 暖通规范管理组. 暖通空调设计规范专题说明选编[M]. 北京: 中国计划出版社, 1990. 465—476.  
Management Organization of Code for Design of Heating and Ventilation. Special subject explain selected works to code for design of heating ventilation and air conditioning[M]. Beijing: China Planning Press, 1990.

465—476.

- [3] 官燕玲, 李安桂. 火力发电厂主厂房自然通风设计分析[J]. 热力发电, 2004, 33(8): 75—79.  
GUAN Yan-ling, LI An-gui. Analysis of natural ventilation design for main building in thermal power plant[J]. Thermal Power Generation, 2004, 33(8): 75—79.
- [4] 陶文铨. 数值传热学(第二版)[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.  
TAO Wen-quan. Numerical heat transfer(The second edition)[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001.
- [5] 王启杰. 对流传热传质分析[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1991.  
WANG Qi-jie. The analysis of convection heat transfer and mass transfer[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1991.
- [6] 魏润柏. 通风工程空气流动理论[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1981.  
WEI Run-bai. Air flow principle of ventilation engineering[M]. Beijing: China Architecture and Building Press, 1981.

## 《长安大学学报》(自然科学版)2006 年征订通知

《长安大学学报》(自然科学版)系中华人民共和国教育部主管,长安大学主办的学术性双月刊,她在中国乃至世界范围内的公路交通科技领域具有广泛的影响,她是中国期刊方阵“双效”期刊,国务院学位委员会、国家教育部学位与研究生教育中文重要期刊,《中文核心期刊要目总览》(第四版)鉴定的中国公路运输类核心期刊,中国科技论文统计源期刊(中国科技核心期刊),Ei 固定刊源,国际道路科研信息(IRRD)书目文献数据库固定刊源,中国道路文献服务中心(CRDS)核心报道期刊,自 1981 年创刊以来多次获国家交通部和陕西省奖励。

《长安大学学报》(自然科学版)以繁荣公路交通科技为己任,促进公路交通科技交流和转化。她主要刊载道路工程、桥梁工程、交通工程、隧道工程、汽车工程、筑路机械、交通控制、交通运输管理、基础学科等具有国内先进水平的论文,同时刊载公路交通科技动态方面的简要评述和通讯。

《长安大学学报》(自然科学版)的主要读者对象为大专院校师生、公路交通科研人员、公路交通管理决策人员、公路交通领域的勘测、设计和施工单位的技术人员。

《长安大学学报》(自然科学版)全年 6 期,大 16 开本,112 页,欢迎订阅,各地读者可在当地邮局订阅,每期定价 10.00 元,全年定价 60.00 元。

地 址:西安市南二环路中段,《长安大学学报》(自然科学版)编辑部

国内邮发代号:52—137

国外发行代号:BM5720

电 话:(029)82334383

邮政编码:710064

E-mail: xuebao@chd.edu.cn