小空间热源群绕体自然对流传热及三维特性

战乃岩^{①*}, 李灿^①, 梁润昌^①, 王治云^②

① 吉林建筑大学市政与环境工程学院, 长春 130118;

② 上海理工大学动力学院, 上海 200093

* E-mail: velon0066@sina.com

收稿日期: 2014-11-26; 接受日期: 2015-03-19

国家自然科学基金(批准号: 51206061)和吉林省科技发展计划(批准号: 20130101073JC)资助项目

摘要 以小型电子设备散热技术为背景, 通过运用具有 QUICK 差分格式的 SIMPLE 算法, 借助 FORTAN 语言, 对小空间热源群绕体自然对流进行三维仿真模拟, 分析研究腔体几何尺寸, 热源几何尺寸、位置、数量等因子对换热的影响及三维特性. 结果表明: 随着腔体长高比率增加, 换热效果先增强再减弱, 高温热源的影响范围具有区域性, 其范围主要集中在水平方向 4 倍热源宽度, 垂直方向 2 倍热源高度; 随着热源几何尺寸的增加, 换热逐渐加强; 当热源位置由边缘逐渐移动到中心, 换热逐渐加强. 在中间散热效果最好, 位于边缘散热效果较差; 在小 Rayleigh 数时, 无论边界条件如何变化, 方形空间的换热效果均较好; 在高温热源的主要影响范围内, 研究三维问题可用二维模型代替.

关键词
小空间
热源群
传热
三维特性
边界条件

1 引言

小型电子设备作为当今世界的高科技产品, 其发展势头迅猛. 等离子电视、平板电脑、移动电话、数字机顶盒、便携式 CD 等电子设备充盈人类生活. 这些电子设备在不断朝高密度封装与多功能化方向发展的同时, 这些设备的散热问题却变得越发棘手^[1]. 如果电子元件散热处理不佳, 不但无法发挥其性能, 严重时会出现设备内部的热量暴增, 导致元件发生故障, 缩短设备使用寿命, 甚至损坏. 据统计, 55% 的电子设备失效是温度过高引起的^[2]. 因此, 对电子设备进行有效散热是提高产品综合性能的关键.

受小型电子设备外形的限制, 从空间角度不能使用更多的散热铝片和风扇进行散热; 从信号传输效果角度不允许采用强冷式散热(特别是通信户外设

备), 以防止记录时噪声混入. 在这种情况下, 依靠自然对流的方式进行散热, 势必成为主要选择. 自然对流是最经典便捷的散热方式, 其不仅结构简单, 成本低, 同时具有安全可靠, 无噪声和振动^[3]等优点.

对具有热源的腔内自然对流散热问题, 国内外已有不少研究者进行了分析研究. 其中, Man 和 Mi^[4]研究了带单一内热源空腔内的自然对流换热问题; Manab 和 Saran^[5]研究了位于方腔中心位置具有导热性的正方形物体倾斜角度对腔体内自然对流影响; Sharif^[6]分析了壁面运动对自然对流的影响; Dong 和 Li^[7]探讨了方腔几何形状对自然对流的影响; 杨荣等人^[8]运用数学模型对三维方腔内数值平板自然对流传热进行研究, 分析了数值平板不同位置时的速度向量分布, 得出: 竖直平板的位置对 Nusselt 数影响不大, 但对流动结构有很大影响; 蒋宏利等人^[9]对有

引用格式: 战乃岩, 李灿, 梁润昌, 等. 小空间热源群绕体自然对流传热及三维特性. 中国科学: 技术科学, 2015, 45: 661–668

Zhan N Y, Li C, Liang R C, et al. Research on the heat transfer and 3-dimensional characteristics of natural convection in a small cavity with heat sources (in Chinese). Sci Sin Tech, 2015, 45: 661–668, doi: 10.1360/N092014-00108

分散热源的矩形腔内纯自然对流传热进行了实验研究, 得出: 分散热源的表面温度和换热系数仅与自身加热功率和换热条件有关; 李国威等人^[10]利用二维模型研究了热源位置对室内空间自然对流换热的影响, 得出: 在热源位置固定的情况下, Nusselt 数与 Rayleigh 数呈幂函数关系; 张敏等人^[11]对底部中心位置具有不同大小内热源的二维封闭方腔自然对流换热问题进行了数值模拟, 得出: 换热效果随着热源高度和 Rayleigh 数的增加而增加。

在以上研究中, 对方腔中具有单一热源问题的分析运用了三维模型研究, 而对于方腔内具有热源群的问题却只利用二维模型研究. 而在实际工程中, 如电子设备散热等, 多数为多热源, 同时此类问题是否具有三维效应也尚未研究. 因而, 本文采用具有 QUICK 差分格式的 SIMPLE 算法, 运用 FORTAN 语言, 对小空间热源群绕体自然对流进行三维仿真研究. 分析方腔几何尺寸, 热源几何尺寸、位置、数量等因子对换热的影响及三维特性, 为小型电子设备强化散热提供参考。

2 基本模型与数学描述

2.1 问题描述与模型

为使数值模拟结果尽可能符合实际, 并能在一定程度上指导实际工程, 因而在模型建立及计算过程中设定的参数重点参考工程实际数据. 模型各参数及符号分别为: 腔体内高温热源 T_h , 上壁面为低温壁面 T_c , 下壁面为高温壁面 T_h , $T_h > T_c$, 四周竖直壁面绝热. 腔体高度为 H , 长度为 L 可变, 宽度为 W . 内部热源尺寸、温度近似看作相同, 热源数量可变. 流体的 Prandtl 数 $Pr=0.701$, 四周为固体壁面, 取无滑移条件, $U=V=0$. 流体符合 Boussinesq 假设, Rayleigh 数的参考尺度取 H . 建立的物理模型如图 1 所示。

图 1 物理模型

2.2 数学描述

采用 Boussinesq 假设后, 不考虑黏性耗散的牛顿流体二维层流流动的无量纲控制方程组为

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} + W \frac{\partial U}{\partial Z} \\ = -\frac{\partial P}{\partial X} + \sqrt{\frac{Pr}{Ra}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} \right), \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} + W \frac{\partial V}{\partial Z} \\ = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \sqrt{\frac{Pr}{Ra}} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \right) + \Theta, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial W}{\partial \tau} + U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial Y} + W \frac{\partial W}{\partial Z} \\ = -\frac{\partial P}{\partial Z} + \sqrt{\frac{Pr}{Ra}} \left(\frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} \right), \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \Theta}{\partial X} + V \frac{\partial \Theta}{\partial Y} + W \frac{\partial \Theta}{\partial Z} \\ = \frac{1}{\sqrt{RaPr}} \left(\frac{\partial^2 \Theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial Z^2} \right), \end{aligned} \quad (4)$$

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0. \quad (5)$$

边界条件为

$$X=0, U=V=W=0, \frac{\partial \Theta}{\partial X}=0; \quad (6)$$

$$X=L_x, U=V=W=0, \frac{\partial \Theta}{\partial X}=0. \quad (7)$$

$$Y=0, U=W=0, \Theta=1; \quad (8)$$

$$Y=1, U=W=0, \Theta=0. \quad (9)$$

$$Z=0, U=V=W=0, \frac{\partial \Theta}{\partial Z}=0; \quad (10)$$

$$Z=L_z, U=V=W=0, \frac{\partial \Theta}{\partial Z}=0. \quad (11)$$

其中 X, Y, Z, τ 为无量纲空间坐标和时间变量, U, V, W, P, Θ 分别为无量纲速度分量、压力和度, $\Theta = \frac{T-T_c}{T_h-T_c}$,

$Ra = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\nu\alpha}$, $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$, g, a, ν, β 分别为重力加速度、热扩散系数、运动黏度和热膨胀系数, U_R 为参考速度, 定义为 $U_R = (RaPr)^{\frac{1}{2}} a/H$.

3 数值计算与结果分析

3.1 计算方法验证

采用具有 QUICK 差分格式的 SIMPLE 算法^[12], 利用 FORTRAN 语言编程.

为检验算法精确度,对下面的几个算例进行计算,并与前人给出的基准解进行比较.

表 1 示出了本文计算(网格为 $100 \times 100 \times 100$)不同 Rayleigh 数下所得 Nusselt 数的结果与文献[12]给出的基准解对比。由表 1 可见, 本文的计算结果与 MARKATOS 的基准解基本一致, 误差均小于 2%。

对网格数和时间步长同样进行了考核. 网格采用 $100(x) \times 100(y) \times 100(z)$ 的均分网格, 无量纲时间步长取 0.01. 本文曾取 $200(x) \times 200(y) \times 100(z)$ 的均分网格, 无量纲时间步长取 0.001 进行验算, 与上述网格计算的 Nusselt 数偏差小于 0.5%.

3.2 温度场和速度向量场

本文对长高比 4:1, 热源高度、宽度与腔体高度比均为 0.4, 均采用零初场, $Ra=3000$, 腔内分别有 1, 2, 3 个热源的工况进行了计算, 温度场和速度向量场如图 2 所示.

结果为,当腔内具有1个热源时,形成2个对称涡卷,如图2(b)所示;当腔内具有2个热源时,形成4个涡卷,其中中间涡卷较细,两侧涡卷较宽,如图2(d)所示;当腔内具有3个热源时,形成6个涡卷,中间涡卷较细,两侧涡卷较宽,如图2(f)所示.可见,随着热源数量增加,涡卷数量逐渐增加,腔内温度也逐渐升高.这主要是由于方腔尺寸不变,而高温热源数量增加,热流增大,增强对腔内空气的影响.

3.3 空间尺寸对换热影响

本文对腔内有一个热源, 热源高度、宽度与腔体高度比均为 0.4, 均采用零初场, $Ra=3000$, 长高比率分别取 1:4, 1:2, 1:1, 2:1, 4:1, 8:1 的工况进行了计算. 速度向量场如图 3 所示. 文中通过监测不同长高比时,

表 1 本文计算结果与 MARKATOS^[12]基准解对比

Ra	10^3	10^4	10^5
Nu_c (文献)	1.108	2.201	4.430
Nu_c (本文)	1.117	2.238	4.471
相对误差	0.81%	1.68%	0.93%

图2 温度场和速度向量场

(a) 1 个热源温度场; (b) 1 个热源速度向量场; (c) 2 个热源温度场; (d) 2 个热源速度向量场; (e) 3 个热源温度场; (f) 3 个热源速度向量场

顶面的平均 Nusselt 数来考察空间尺寸对换热的影响, 如图 4 所示.

由图 3 可知, 当腔体长高比率为 1:1 时, 2 个对称涡卷主要集中在热源上部, 涡卷流动较快, 换热效果最好, 如图 3(c) 所示; 腔体形状越扁平 (4:1 和 8:1), 涡卷越变得越扁长, 但到方腔两侧, 涡卷流动很微弱, 高温热源影响减弱, 换热变弱, 如图 3(e), (f) 所示; 当腔体长高比率为 1:2 和 1:4 时, 2 个对称涡卷也主要集中在热源上部, 但由于此时涡卷变得细长, 到达腔体上壁面时, 流动已变得很微弱, 高温热源影响减弱, 换热效果也在减弱, 如图 3(a), (b) 所示. 可见, 小 Rayleigh 数时, 方形空间比扁平空间换热效果好.

由图 4 可看出,随着腔体长高比率的增加,顶面

图3 不同长高比率时的速度向量场
(a) $L_x=0.25$; (b) $L_x=0.5$; (c) $L_x=1$; (d) $L_x=2$; (e) $L_x=4$; (f) $L_x=8$

图4 不同长高比率时的平均 Nusselt 数

平均 Nusselt 数先增加, 后减小. 当长高比率为 1 时,

顶面平均 Nusselt 数达到最大, 这意味着换热效果先加强再减弱.

从图3速度向量场还可看出: 高温热源的影响存在区域性, 这个影响区域主要集中在水平方向 4 倍热源宽度, 垂直方向 2 倍热源高度.

3.4 热源尺寸对换热的影响

本文对长高比率为 2:1, 腔内有一个热源, 均采用零初场, $Ra=3000$ 时的工况进行计算. 图5为热源高度变化(0.1H~0.9H)、宽度不变, 高度不变、宽度变化(0.1H~0.9H), 及高度宽度同时变化(0.1H~0.9H)时顶面平均 Nusselt 数的变化趋势.

由图5(a)可看出, 随着热源高度的增加, 顶面平均 Nusselt 数逐渐增加; 由图5(b)可看出, 随着热源宽度的增加, 顶面平均 Nusselt 数逐渐增加; 由图5(c)可看出, 随着热源几何尺寸的增加, 顶面平均 Nusselt 数逐渐增加, 这意味着换热效果逐渐加强.

3.5 热源位置对换热的影响

本文对长高比率为 2:1, 腔内有一个热源, 热源高度、宽度与腔体高度比率均为 0.4, 均采用零初场, $Ra=3000$, 热源处于腔内不同位置(0.1H~0.8H)时的工况进行计算. 文中通过监测温度场和顶面的平均 Nusselt 数来考察热源位置对换热的影响, 如图6和7所示.

由图6可见, 随着热源位置由边缘到中间, 腔内靠近壁面的温度逐渐升高, 而中间位置的温度逐渐降低.

由图7可见, 随着热源位置由边缘到中间(0.1H~0.8H), 顶壁面的平均 Nusselt 数逐渐增大, 到达中间位置最大, 这意味着换热在逐渐加强. 因此, 热源位于腔体中间散热效果最好, 位于边缘散热效果较差. 这主要是由于高温热源的影响具有一定范围, 当热源位于腔体边缘时, 对另一侧空气影响微弱所至.

3.6 热源数量对换热的影响

本文对长高比率为 4:1, 热源高度、宽度与腔体高度比率均为 0.4, 采用零初场, $Ra=3000$, 腔内分别有 1, 2, 3 个热源时的工况进行计算. 文中通过监测顶面的平均 Nusselt 数来考察热源位置对换热的影响, 如图8所示, 图中下壁面取高温时, 用 T_h 表示; 下壁面取低温时, 用 T_c 表示.

图 5 热源尺寸不同时的平均 Nusselt 数

(a) 热源高度不同; (b) 热源宽度不同; (c) 热源高度、宽度同时变化

图 6 热源处于不同位置时的温度场

(a) 0.1H; (b) 0.2H; (c) 0.3H; (d) 0.4H; (e) 0.5H; (f) 0.6H; (g) 0.7H; (h) 0.8H

图 7 热源处于不同位置时的平均 Nusselt 数

由图 8 可见, 当下壁面为高温 T_h 时, 随着热源数量增加, 顶面平均 Nusselt 数逐渐减小, 对流换热变弱; 当下壁面为低温 T_c 时, 随着热源数量增加, 顶面平均 Nusselt 数逐渐增加, 对流换热变强. 这是由于当下壁面为高温 T_h 时, 高温热源影响了下壁面的热气流上升的原因, 热源数量越多, 反而对换热越不利; 而当下壁面为低温 T_c 时, 热源数量越多, 有利于

图 8 热源数量不同时的平均 Nusselt 数

热气流上升, 使自然对流加强.

3.7 边界条件对换热的影响

本文对腔内有一个热源, 热源高度、宽度与腔体高度比率均为 0.4, 均采用零初场, $Ra=3000$, 下壁面分别为高温 T_h 和低温 T_c , 长高比率分别取 1:4, 1:2, 1:1, 2:1, 4:1, 8:1 的工况进行计算. 文中通过监测不同长高比时, 顶面的平均 Nusselt 数来考察边界条件对换热的影响, 如图 9 所示.

由图 9 可看出, 当腔体的长高率较小时(小于 1), 下壁面为高温和低温, 平均 Nusselt 数变化趋势相同, 随着长高比增加, 换热加强, 影响不大. 当长高比率大于 1 时, 对换热影响发生变化. 当下壁面为低温 T_c 时, 随着长高比率增加, 换热减弱; 当下壁面为高温 T_h 时, 随着长高比率增大, 换热仍逐渐加强, 这主要是由于下壁面温度高的原因. 但从图中可看出, 无论边界条件如何变化, 方形空间的换热效果是最好的.

图 9 下壁面温度不同时的平均 Nusselt 数

3.8 三维特性

本文分别对二维和三维模型进行计算, 考察该问题的三维特性. 考虑到中间截面受壁面影响最小, 因而三维模型选取中间截面与二维模型进行比较. 当 $Ra=3000$ 时, 二维、三维模型温度场如图 10 所示.

图 10 温度场

(a) $L_x=2$ 二维; (b) $L_x=4$ 二维; (c) $L_x=8$ 二维; (d) $L_x:L_y:L_z=2:1:2$ 垂直于 x 轴; (e) $L_x:L_y:L_z=2:1:2$ 垂直于 z 轴; (f) $L_x:L_y:L_z=4:1:2$ 垂直于 x 轴; (g) $L_x:L_y:L_z=4:1:2$ 垂直于 z 轴; (h) $L_x:L_y:L_z=8:1:2$ 垂直于 x 轴; (i) $L_x:L_y:L_z=8:1:2$ 垂直于 z 轴

图 10 示出了腔体长高宽比率分别为 2:1:2, 2:1:4 和 2:1:8 时, 三维垂直于 z 轴方向的各截面温度场取平均值与二维温度场比较. 三维垂直于短轴方向的各截面温度场平均值与二维温度场基本相似.

本文还对腔体长高宽比分别为 2:1:1, 2:1:2, 2:1:4 和 2:1:8 时, 二维模型平均 Nusselt 数, 三维模型平行于 z 轴的各截面平均 Nusselt 数和三维模型平均 Nusselt 数进行了计算. 如图 11 所示, 其中 a 代表三维模型平行于短轴的各截面平均 Nusselt 数, b 代表三维模型平均 Nusselt 数, c 代表二维模型平均 Nusselt 数.

图 11 平行于 z 轴各截面平均 Nusselt 数与二维平均 Nusselt 数、三维平均 Nusselt 数对比图
(a) $L_x:L_y:L_z=2:1:1$; (b) $L_x:L_y:L_z=2:1:2$; (c) $L_x:L_y:L_z=2:1:4$; (d) $L_x:L_y:L_z=2:1:8$

由图 11 可见, 三维模型平行于 z 轴的各截面平均 Nusselt 数与二维模型平均 Nusselt 数比较接近; 三维模型平均 Nusselt 数与二维模型平均 Nusselt 数仅相差不到 8%。可见, 在研究三维问题时, 可用二维模型代替三维模型, 且上文已证实高温热源的影响是有一定范围的, 这个影响区域主要集中在水平方向 4 倍热源宽度, 垂直方向 2 倍热源高度。因此本文只在热源影响范围内研究三维特性。

4 总结

本文采用具有 QUICK 差分格式的 SIMPLE 算法, 对小空间热源群绕体自然对流进行三维仿真研究。计算结果表明:

1) 随着腔体长高比率的增加, 换热效果先加强再减弱。在小 Rayleigh 数时, 方形空间比扁平空间换

热效果好, 高温热源的影响是有一定范围的, 这个影响区域主要集中在水平方向 4 倍热源宽度, 垂直方向 2 倍热源高度。

2) 随着热源几何尺寸的增加, 顶面平均 Nusselt 数逐渐增加, 换热逐渐加强。

3) 随着热源位置逐渐由边缘移动到中心, 换热逐渐加强。并且热源位位于中心时散热效果最好, 位于边缘时散热效果较差。

4) 在小 Rayleigh 数时, 无论边界条件如何变化, 方形空间的换热效果均较好。

5) 三维模型平行于 z 轴的各截面平均 Nusselt 数与二维模型平均 Nusselt 数比较接近; 三维模型平均 Nusselt 数与二维模型平均 Nusselt 数仅相差不到 8%。可见, 在高温热源的影响范围内, 研究三维问题时, 可用二维模型代替。

参考文献

- 1 刘一兵. 电子设备散热技术研究. 电子工艺技术, 2007, 28: 286-291
- 2 陈洁茹, 朱敏波, 齐颖. Icepak 在电子设备设计中的应用. 电子机械工程, 2005, 21: 14-16
- 3 杨洪海. 电子设备的散热问题与新型冷却技术的应用. 新技术新工艺, 2006, 5: 71-72
- 4 Man Y H, Mi J J. A numerical study on three-dimensional conjugate heat transfer of natural convection and conduction in a differently heated cubic enclosure with a heat-generating cubic conducting body. Int J Heat Mass Tran, 2000, 43: 4229-4248
- 5 Manab K D, Saran K S K. Conjugate natural convection heat transfer in an inclined square cavity containing a conducting block. Int J Heat

- Mass Tran, 2006, 49: 4987–5000
- 6 Sharif M A R. Laminar mixed convection in shallow inclined driven cavity with hot moving lid on top and cooled from bottom. *Appl Therm Eng*, 2007, 27: 1036–1042
 - 7 Dong S F, Li Y T. Conjugate of natural convection and conduction in a complicated enclosure. *Int J Heat Mass Tran*, 2004, 47: 2233–2239
 - 8 杨莱, 李少华, 徐志明, 等. 三维方腔内竖直平板自然对流的数值模拟. *工程热物理学报*, 1996, 17: 209–212
 - 9 蒋宏利, 周月桂, 陈钟顺. 有分散热源的矩形腔内自然对流传热研究. *西安交通大学学报*, 1998, 32: 40–43
 - 10 李国威, 崔俊奎, 孔繁利. 热源位置对室内自然对流换热影响的数值分析. *扬州大学学报*, 2012, 15: 46–50
 - 11 张敏, 晏刚, 陶锴. 内置发热体的封闭方腔自然对流换热数值模拟. *化工学报*, 2010, 61: 1373–1378
 - 12 Markatos N C, Pericleous K A. Laminar and turbulent natural convection in an enclosed cavity. *Int J Heat Mass Tran*, 1984, 27: 755–772

Research on the heat transfer and 3-dimensional characteristics of natural convection in a small cavity with heat sources

ZHAN NaiYan¹, LI Can¹, LIANG RunChang¹ & WANG ZhiYun²

¹ School of Municipal And Environment Engineering Department, Jilin Jianzhu University, Changchun 130118, China;

² College of Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China

Taking compact electronic equipment's cooling problem as the background, the numerical simulation were conducted by SIMPLE algorithm with a QUICK scheme. The program was conducted by FOTRAN language. The natural convection was numerically studied in a small cavity with heat sources. The fluent of the cavity geometry, geometry of the heat sources, the local and number of the heat transfers on heat transfer and 3-dimensional characteristics were analyzed. The results showed that The heat transfer enforced firstly, and got weak when the geometry of the cavity increased. The influence of the heat sources was in a certain range. The length was 4 time width of the heat resources and the height was 2 time height of the heat resources. The heat transfer enforced when the geometry of the heat sources increased. The number of the rolls increased and air temperature rose when the number of the heat sources increased. The effect of heat transfer was better in a square cavity than rectangle cavity when the Rayleigh number was lower. The average Nusselt number at the top plate increased when the heat source was around center than around the boundary. The flow and heat transfer enforce. The effect of heat transfer was better when the heat source was around center than around the boundary. The temperature fields of $X=L_x/2$ were similar as 2-dimensional temperature fields. The 3-dimensional model could be replaced by 2-dimensional model in influence range of heat source.

small cavity, heat sources, heat transfer, 3-dimensional characteristics, boundary conditions

doi: 10.1360/N092014-00108