

二维方腔内对流换热的场协同分析

魏 澍 过增元

(清华大学工程力学系, 传热强化与过程节能教育部重点实验室, 北京 100084)

摘 要 通过对协同方程的求解, 得到在二维方腔内换热效果最优的流场形态随粘性阻力的增加而转变的现象。本文利用附加体积力和挡板的手段, 用数值方法再现了粘性耗散不同时最优流场的几种流动形态。不同工况下的数值结果证实了换热效果较好的流动形态会随着粘性阻力的增加而发生转变的现象。最后, 讨论了挡板热导率等参数对换热效果的影响。

关键词 热量传递势容; 换热优化; 流动形态

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2003)03-0466-03

ANALYSIS OF CONVECTION HEAT TRANSFER IN SQUARE CHANNEL BY PRINCIPAL OF FIELD COORDINATION

WEI Shu GUO Zeng-Yuan

(Department of Engineering Mechanics, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract The velocity distribution, which has the highest heat transfer efficiency, can be obtained by solving the coordination equations. The optimal flow pattern will alter by the increase of power consumption. In this paper, the flow patterns are reproduced in different cases, by adding the volume force and guide plate. The results of the numerical simulation prove that the preferable flow pattern will change by the increase of power consumption. And the effect of heat conduction of the guide plate is discussed.

Key words heat transport potential capacity; optimization of heat exchange; flow pattern

1 引 言

换热过程的优化这一课题从 1861 年焦耳发表第一篇强化换热的论文算起, 已有一百多年的历史了, 它也由半经验性的优化逐步发展到了在一定理论指导下的优化。1954 年, 普里高津^[1]提出了最小熵产原理, 此后许多科学工作者进行了大量的研究, 1982 年 Bejan^[2]给出了流动和传热过程中的熵产生表达式, 并讨论了对流换热中传热和粘性引起的总熵产最小的传热元件的最佳几何参数。过增元^[3]通过对换热过程的深入研究提出了场协同理论。夏再忠^[4]利用泛函分析的方法, 在一定约束条件下, 推导出了用于求解最优流场的协同方程组。最近, 过增元^[5]提出了热量传递势容的概念, 并将这一概念应用到换热过程的优化当中提出了热量传递势容耗

散最小原则。相对以往的优化原则, 热量传递势容耗散最小原则有它的独到之处, 在对热量的传递过程的优化当中拥有一定的优势, 并对协同方程给出了新的解释。

2 速度场协同方程简介^[4]

通常, 换热的优化要在流动阻力一定的前提下进行。协同方程就是通过数学手段将流动阻力与传热性能综合考虑的一组方程, 满足协同方程的流场在流动阻力损失一定的情况下, 热量传递势容耗散最小, 传热性能最优。

首先, 协同方程建立在一个与通常情况稍有不同流动理论模型之上。这一模型中的流场必须满足三个控制方程。

收稿日期: 2002-11-28; 修订日期: 2003-03-24

基金项目: 国家重大基础研究发展规划资助项目 (No.G20000263)

作者简介: 魏 澍 (1979-), 男, 天津人, 硕士研究生, 主要从事传热强化的研究。

质量守恒方程:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (1)$$

能量守恒方程:

$$\nabla \cdot (k \nabla T - \rho c_p \vec{U} T) = 0 \quad (2)$$

逆温度场 A 的控制方程 (逆温度是泛函分析引入的一个数学量, 与流体的温度有关):

$$\nabla \cdot (k \nabla A + \rho c_p \vec{U} A) = 0 \quad (3)$$

它同时还满足机械能损失即粘性耗散一定, 总传热量一定以及边界上的速度一定这三个约束条件。在符合以上模型的速度场中, 存在一种速度分布, 使得对流换热过程的热量传递势容耗散为最小。利用泛函分析的方法求得这一速度分布满足以下方程组:

$$\begin{cases} \nabla \cdot (\mu \nabla u) - \frac{\partial p}{\partial x} + \text{const} \cdot A \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \\ \nabla \cdot (\mu \nabla v) - \frac{\partial p}{\partial y} + \text{const} \cdot A \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \\ \nabla \cdot (\mu \nabla w) - \frac{\partial p}{\partial z} + \text{const} \cdot A \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

其中 p 为任意一标量场, A 为逆温度场, const 是一空间不变量, 具体数值决定于维持流体流动的机械能总损失的大小。上述三个速度场的控制方程加上质量守恒、能量守恒和逆温度场控制方程, 构成了一组封闭的方程, 用于求解任意对流换热问题的最优速度场和相应的 p 、 T 和 A 的分布。这一分布是由以上条件自动组织形成的, 可以由数值方法自动生成, 并非人为设计的结果。

对于上下壁面温度分别为 T_h 和 T_l , 两侧为绝热的二维方腔内的对流换热来说, 由上述速度场协同方程可求解出如图 1 所示的速度场。当功耗不同时, 流动的形态不同。随着功耗的增加, 最优流场将会发生转变, 由一个涡发展到两个涡、三个涡或更多涡。其中, 总的功耗用无因次数 PDI 来表示, PDI 定义为:

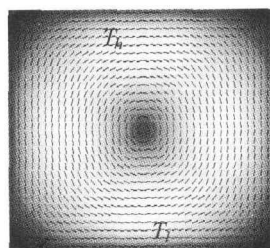
$$PDI = \sqrt{\frac{J_\Phi H^4}{\mu V_{\text{total}} a^2}}$$

其中 V_{total} 为腔体总体积, a 为热扩散系数, H 为上下壁面的距离。机械能损失 J_Φ 与功耗指数 PDI 的平方成正比。机械能损失 J_Φ 为:

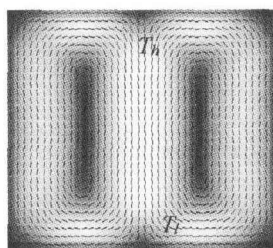
$$J_\Phi = \int_{\Omega} \Phi dV$$

其中

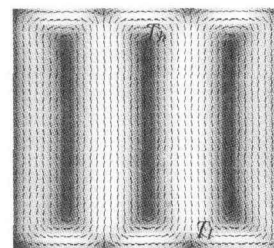
$$\Phi = \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right]$$



(a) $PDI = 36$



(b) $PDI = 230$



(c) $PDI = 930$

图 1 协同方程给出的不同粘性耗散下的三种不同的最优流动形态

3 最优流场的模拟

由前边对协同方程的叙述, 可以看出求解协同方程得到的流场是一种传热性能最优的理想情况, 它满足质量守恒、能量守恒方程和温度的控制方程。它是满足一定约束条件下理想的速度分布。下一步, 将在满足质量、能量、动量守恒的现实情况下, 设计一系列流动, 使之尽量接近协同方程得出的速度场, 以证实在方腔内的对流换热中最优流动形态将随功耗增加而变化。

在最优流场的模拟中需要寻找一种简便可行的方法来驱动流体流动, 使得流场尽量接近协同方程给出的最优流场。本文采用在流场中一定区域内加入体积力的方法, 通过对这些区域的位置和体积力的方向以及大小的调整, 使流体按照预想的形态流动。为了使流动进一步接近协同方程给出的最优流场, 在两个或两个以上涡的情况下, 在流场中加入挡板可以取得更好的效果。挡板的热导率大小对换热效果存在一定影响: 当流动速度很低时, 在热

量的传递中, 导热占较大比重, 如果挡板的热导率很高, 相当于在流场中添加了高导热材料, 将有利于换热; 当流动速度较高时, 如果挡板的热导率很高, 将加强流向低温壁面和流向高温壁面的两股流体之间的换热, 妨碍壁面间的热量输运, 反之如果挡板的热导率很低, 它将利于换热的强化。但总的来说影响并不很大。当流场为三个涡, PDI 为 1200 时, 挡板的热导率为 398(纯铜) 和挡板绝热两种情况的 Nu 相差仅相差 3%。

图 2 所示为模拟出的流场, 其中, 灰色区域为挡板, 白色区域为体积力场, 箭头表示体积力的方向。可以看出流场与协同方程给出的最优流动形态十分相似。

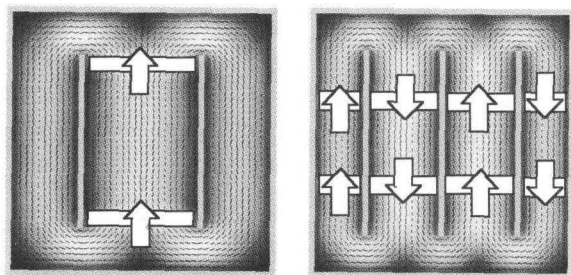


图 2 模拟的最优流场

4 数值模拟结果及分析

在数值模拟中, 方腔上、下壁面的温度分别为 25°C 和 15°C ; 挡板的导热系数为 0.6; 流体为水。选择挡板的热物性与水接近是为了使模拟结果更加真实的反映协同方程给出的最优流场, 因为, 在求解协同方程时流场当中没有添加挡板。

图 3 为 Nu 随 PDI 变化的模拟结果, 矩形、菱形和圆形点分别表示流场呈现一、二和三个涡的情况, 由图 3 可以看出, 随 PDI 即粘性耗散或输入功耗的增加, 三条 Nu 曲线依次相交, 即在不同的输入功耗下, 存在不同的最优流动形态。在输入功耗较小的情况下, 一个涡的换热性能较好, 两个涡稍差, 三个涡最差; 随着输入功耗的增加, 这种排列逐渐变化到三个涡较好, 一个涡最差。这就证实了协同方程得出的在不同粘性耗散时会有不同的最优流

动形态的预测。在本文所研究的二维方腔内对流换热中, 热量只在两个恒温的壁面之间传递, 热量传递势容耗散最小原则这时就退化成为换热系数最大即 Nu 最大。

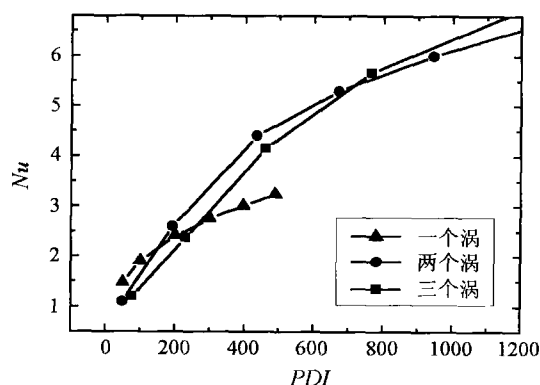


图 3 Nu 随粘性耗散的变化

5 结 论

通过添加体积力和挡板的方法, 数值模拟了方腔内流动为一个涡、两个涡和三个涡时的对流换热, 表明随粘性耗散的增加, 热量传递势容耗散最小的流动形态会发生转变。当功耗较小时, 一个涡的换热性能最好, 随功耗的增加, 换热性能最好的流场由一个涡转变到两个涡, 再转变到更多涡的形态, 证明由协同方程预测的结果是正确的。在实际流动中, 可以通过添加低导热率的挡板来进一步强化换热, 但是, 挡板的导热率影响并不显著。

参 考 文 献

- [1] Prigogine I Introduction to Thermodynamics of Irreversible Processes. 3rd Edition. New York: Interscience Publishers, a Division of John Wiley & Sons, 1967
- [2] A Bejan. Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow. New York: Wiley-interscience, 1982
- [3] 过增元. 对流换热的物理机制及其控制: 速度场与热流场的协同. 科学通报, 2000, 45(19): 2118-2122
- [4] 夏再忠. 导热和对流换热过程的优化研究: [博士论文]. 北京: 清华大学, 2001
- [5] 过增元, 程新广, 夏再忠. 最小热量传递势容耗散原理及其在导热优化中的应用. 科学通报, 2002, 47(24): 21-25