

# 对流换热的物理机制及其控制: 速度场与热流场的协同

过增元

(清华大学工程力学系, 北京 100084. Email: demgzy@tsinghua.edu.cn)

**摘要** 从能量方程出发重新审视了对流换热的物理机制. 把对流换热比拟为有内热源的导热. 热源强度不仅取决于流体的速度和流体的物性, 而且取决于流速与热流矢量的协同. 流动的存在可以强化换热, 也可以并无实质贡献, 甚至能减弱换热. 这不仅可以对现有对流换热现象有更深入的理解, 而且可发展一系列对流换热控制的新方法. 举出了传热强化和保温等应用方面的实例.

**关键词** 对流换热 速度场与热流场的协同 源强化

对流换热是热量传递基本方式之一, 它的物理机制通常认为是有流体运动情况下的热量传递问题. 由于流体运动能携带热量, 所以对流换热的传热能力要比纯导热方式强得多<sup>[1, 2]</sup>. 由于对流换热在各个工程领域中有广泛的应用, 因此对它的研究已相当深入和详细. 然而, 过去通常先把对流换热分类为内流/外流、受迫对流/自然对流、层流/湍流以及某些特殊流动, 如旋转流、冲击流等, 然后对它们分别进行研究. 无论是理论分析、实验研究或数值计算都把注意力集中在讨论和求得对流换热系数  $h$  和反映对流换热强度的无量纲数  $Nu$ , 后者通常被表示为  $Re$ (或  $Gr$ )和  $Pr$  的函数<sup>[3, 4]</sup>. 从已有的表达式可以清楚地看到: 对流换热系数除了与流动方式和流动状态有关外, 还取决于流动速度、流体的性质(导热系数、黏性系数、密度、比热等).

本文从对流换热的能量方程出发, 重新审视对流换热的物理机制, 从场的角度讨论传热现象的控制, 从而能发展出一些控制对流换热强度的新方法.

## 1 对流比拟为有内热源的导热和源强化概念<sup>[5]</sup>

以二维层流边界层/通道流为例, 其能量方程为

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right), \quad (1)$$

其中,  $\rho$ ,  $c_p$  和  $k$  分别是流体的密度、比热和导热系数;  $T$  是温度;  $u$  和  $v$  是速度.

有内热源  $\dot{q}$  的导热方程为

$$-\dot{q} = \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right). \quad (2)$$

如果把对流换热能量方程(1)中的对流项比拟为内热源, 就可把对流问题比拟为有内热源的问题来处理, 所不同的是此热源是流场的函数而已. 由于我们最关心的是壁面处的热流, 所以对方程两边积分, 有

$$\int_0^{\delta_{t,R}} \rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) dy = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w. \quad (3)$$

对于2D边界层流,  $\delta_t$ 是热边界层厚度; 对于通道流,  $R$ 是通道半径. (3)式表明, 热源项在积分域内的总和(即源总强度)就等于壁面热流密度, 也就是说只要设法提高总源强度就能强化传热,

反之则可削弱换热, 这称之为源强化的概念. 对于流体加热固壁, 热源的存在使换热强化, 热汇的存在使换热减弱, 而当流体冷却固壁时则相反.

一般情况下的 3D 对流换热能量方程则为

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \dot{q}, \quad (4)$$

方程两边积分得

$$\int_0^{\delta_{t,R}} \left[ \rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) - k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) - \dot{q} \right] dy = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w. \quad (5)$$

可以看到, 有 3 种类型的热源: 一种是流体中的真实热源  $\dot{q}$ , 如放热化学反应或电弧等离子体中的欧姆加热等, 液滴的蒸发则为热汇; 另一种是上面已提到的由流体流动引起的当量热源; 最后是流体中多维导热引起的当量热源. 用源强化的概念, 就能解释为什么放热反应流体加热壁面时对流换热系数增高很多, 空冷器中向空气中喷水能强化换热, 而当流体轴向导热不能忽略时, 通道流的换热系数就会降低等现象.

## 2 速度场与热流场的配合和协同<sup>[6]</sup>

把(3)式改写为矢量形式:

$$\int_0^{\delta_{t,R}} \rho c_p (U \cdot \nabla T) dy = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w. \quad (6)$$

引入无因次变量

$$\bar{U} = \frac{U}{U_\infty}, \quad \nabla \bar{T} = \frac{\nabla T}{(T_\infty - T_w) / \delta_t}, \quad \bar{y} = \frac{y}{\delta}, \quad T_\infty > T_w, \quad (7)$$

获得无因次的关系式:

$$Nu_x = Re_x Pr \int_0^1 (\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{y}, \quad (8)$$

其中,  $Nu_x$ ,  $Re_x$  和  $Pr$  分别表示 Nusselt 数、Reynolds 数和 Prandtl 数; 矢量点积项  $\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}$  可表达为

$$\bar{U} \cdot \nabla \bar{T} = |\bar{U}| |\nabla \bar{T}| \cos \beta, \quad (9)$$

其中  $\beta$  为热流与速度矢量的夹角.

从(6)和(8)式可以看到, 改变流速、温差、流体物性或者改变  $Re$  数和  $Pr$  数就可以控制对流换热的强度, 这是为大家所熟悉的. 然而, 从(6)和(8)式中的矢量点积项还可以看到, 速度矢量与温度梯度, 或者说速度矢量与热流矢量的夹角  $\beta$  对热源的大小, 即对流换热的强度起着重要的作用. 当它们的夹角  $\beta$  小于  $90^\circ$  时,  $\beta$  愈小则对流换热系数愈大, 当  $\beta = 0^\circ$  时, 可达到其最大值.

从(8)式还可以导出

$$St = \frac{Nu}{Re_x Pr} = I = \int_0^1 (\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{y}, \quad I = f(Re_x, Pr) < 1. \quad (10)$$

即 Stanton 数刚好等于无因次源项的积分. 此积分是  $Re$  数和  $Pr$  数的函数, 一般情况下  $I < 1$ . 所

以说, 对流换热的强度, 不仅取决于流速、温差和流体物性, 还取决于速度场与热流场的相互配合. 从矢量看, 这是速度和热流矢量两个场的协同. 从标量看则有 3 个: 速度绝对值、热流绝对值和两者夹角的余弦值. 只有当它们的值同时大时, 才能使(9)式的值明显增大.

如果设想在对流换热整个区域内, 速度与热流均匀并能够处处同向, 即它们的夹角处处为零, 则

$$St = 1,$$

即

$$Nu_x = Re_x Pr. \quad (11)$$

这说明, 尽管流场和温度场(热流场)是相互耦合的, 如果能把它们调正, 控制到理想状态, 即 $\beta$ 处处为零时,  $St$  数可达到其最大值,  $Nu$  可以与  $Re, Pr$  的一次方成正比, 它的换热强度大大高于通常情况.

### 3 对流换热物理机制的新认识

如前所述, 通常认为流体流动能帮助输运能量, 所以对流换热方式的热量传递能力总是强于导热方式的热量传递能力. 现在, 则从源强化概念、速度场与热流场配合和协同的概念出发来讨论对流换热的物理机制. 先以两个特殊的情况为例.

(I) 流体通过两无限大平行平板间的对流换热. 如图 1 所示, 上下平板温度分别为  $T_h$  和  $T_c$ , 进口流体温度为  $T_f$ ,  $T_h > T_f > T_c$ , 流体物性不随温度变化. 设进口流体速度剖面已充分发展, 即速度和速度剖面沿流动方向不再发生变化.

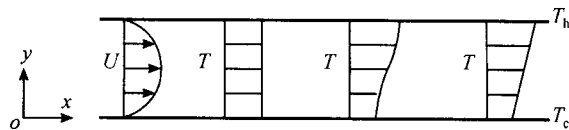


图 1 两无限大平板间对流换热示意图

通道中的流体与上下平板以对流换热方式进行热量交换, 其能量方程为

$$\rho c_p (U \cdot \nabla T) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right), \quad (12)$$

两边积分, 得

$$\rho c_p \int (U \cdot \nabla T) dy = k \int \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) dy.$$

当管道足够长, 温度剖面达充分发展, 这时  $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$ , 且等温线与流线完全重合, 速度矢量与温度梯度(热流)相垂直, 所以

$$\beta \equiv 0, \quad U \cdot \nabla T \equiv 0, \quad k \int \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} dy = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = \text{const}. \quad (13)$$

即在两平板之间流体的温度分布是线性的, 它和无热源导热问题中的温度分布完全一样. 这个例子表明: 尽管有很强的对流流动, 由于流体沿等温线运动, 所以它对热量传递无任何贡献, 其行为与纯导热相同. 可见对流换热的特性, 不仅取决于温差、流动速度和流体物性, 而且还与流场与热流场的配合有很大关系.

(II) 流体垂直穿过两平行多孔板时的换热. 如图2所示. 多孔平板1和2, 分别保持温度为  $T_c$  和  $T_h$ ,  $T_h > T_c$ . 流体垂直流过多孔板, 设在板处流体的温度与板温相同. 两板间流体的能量方程为

$$\frac{d}{dy}(\rho V_w T) = \frac{d}{dy} \left( \frac{k}{c_p} \frac{dT}{dy} \right), \quad (14)$$

边界条件:  $T(0) = T_h$ ,  $T(L) = T_c$ . 通过积分可求得多孔板壁面处的 Nusselt 数为

$$Nu = \frac{RePr}{1 - \exp(-RePr)}. \quad (15)$$

对于板1,  $V_w > 0$ , 相当于抽吸,  $RePr > 0$ ,  $Nu > 1$ .

从(15)式可以看到, 当  $RePr > 3$  时,  $Nu \rightarrow RePr$ . 这表明  $RePr$  足够大时, 板1的换热能力能达到(11)式预示的最大值. Nusselt 数确实能与  $RePr$  的一次方成正比, 其原因就在于在整个场中, 速度与热流矢量处处平行和同向. 这个特殊例子从另一个侧面表明, 只要很好地组织速度场与热流场的配合和协同, 就能大大提高对流换热性能的潜力.

对于板2,  $V_w < 0$ , 相当于喷吹,  $-RePr > 0$ ,  $Nu < 1$ . 也就是说, 流体的流动不但不能增强热量传递, 相反阻碍热量传递, 因此,  $Nu < 1$ , 即比纯导热情况还差.

当  $-RePr > 3$  时,  $Nu \rightarrow 0$ . 这意味着, 当  $-RePr$  足够大时, 壁面热流很小, 即流动还可以起绝热保温的作用.

从以上两个例子和3种特殊情况可以清楚地看到, 对流换热的物理机制, 确实是有内热源的导热问题, 热源强度决定了对流换热的强度, 它不仅与温差、流动强度、物性大小有关, 更重要的是还与速度与热流矢量的夹角有关, 取决于源项的符号, 流体的流动可以增强换热, 或者对热量传递完全无贡献, 也可以减弱热量传递(流体对壁面加热时, 热源使换热强化, 热汇使换热减弱; 流体冷却壁面时, 热汇使传热强化, 热源使换热减弱).

## 4 应用

源强化概念和流场与热流场协同概念的应用有两个方面. 一方面是对现有对流换热现象从新的角度有更深入的理解, 更重要的方面则是能发展一系列的新的传热控制方法.

(I) (i) 众所周知, 对于充分发展的圆管层流流动, 对于等壁温边界条件,  $Nu_T = 3.66$ , 而对于等热流边界条件,  $Nu_q = 4.36$ . 而为什么  $Nu_q > Nu_T$ , 则没有给予物理上的解释. 通过分析和数值计算表明, 正是由于等热流边界条件下, 流速与热流的夹角更小一些(特别是在壁面附近)<sup>[5, 6]</sup>, 从而使其换热强度增加. (ii) 滞止点和射流冲击的换热系数高于平板边界层的换热, 究其原因, 亦是由于在滞止点附近, 流速与热流夹角较小. 数值计算也证实了这一点<sup>[1]</sup>. (iii) 对流边界层壁面有抽吸时, 其边界层减薄, 所以换热增加, 有喷注时, 其边界层增厚, 换热则减弱. 分析计算表明, 壁面有抽吸时, 对流换热强度增加的内在原因是速度与热流的夹角减小,

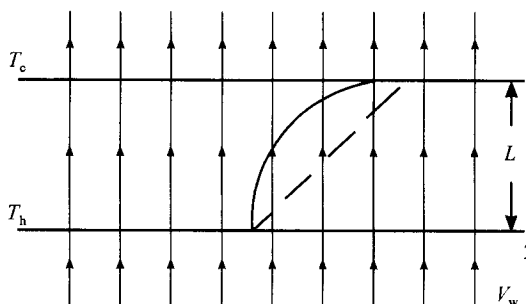


图2 流体垂直穿过两多孔板时的换热示意图

1) 李德玉. 回流和冲击射流流动中流动过程和热过程相互作用的研究. 博士学位论文. 北京: 清华大学工程力学系, 1997

源项增加.

(II) 从(6)和(8)式可以看到, 改变速度与热流的夹角就可以控制对流换热的强度, 用于强化换热或者用于绝热保温. 用此方法进行换热强化时, 与已有的换热强化技术<sup>[7, 8]</sup>相比, 其优点是附加阻力损失很小, 更易于工程应用. 有3种途径可以控制夹角 $\beta$ : (i) 改变热边界条件. 对于充分发展通道流, 如改变壁温或热流边界条件, 即可使  $Nu > 4.36(q_x \sim x^b, b > 0)$ , 也可使  $Nu < 3.66(q_x \sim x^b, b < 0)$ . (ii) 改变速度边界条件. Zhao<sup>[1]</sup>采用水为工作介质, 通过多孔介质流向加热板, 然后侧向流出. 实验测得的 Nusselt 数在较小 Reynolds 数范围内确实是正比于  $Re$  数和  $Pr$  数的乘积, 即  $Nu = RePr$ , 其换热强度比其他对流换热方式要高得多. (iii) 运用外部条件. 借用特殊设计的插入物以改善流场与热流场的配合<sup>[9]</sup>. 计算和实验表明在同等功耗条件下传热可以有明显的强化. 与此相反, 如能使速度与热流垂直则对流换热强度可减小到最小程度. 张朝民<sup>[10]</sup>用旋转流叠加在自然对流之上, 从而使对流换热退化为纯导热.

## 5 结论

(I) 对流换热的物理机制是: 对流换热是有内热源的导热问题. 热源项的大小决定了对流换热的强度. 源项的大小不仅取决于温差、流体的速度和流体的物性, 还取决于速度场与热流场协同的程度.

(II) 流体的流动并不总是能提高热量传递能力, 这取决于源项夹角余弦的符号, 它既可以强化换热, 也可以减弱换热系数. 因此改变和控制流速与热流的协同就可以控制对流换热的强度.

(III) 源强化和速度场与热流场的协同预示了对流换热的极限情况, 上限是速度与热流处处平行,  $Nu = RePr$ ; 协同最差时, 即其下限是速度与热流处处垂直,  $Nu = 0$ .

**致谢** 本工作为国家重点基础研究发展规划项目(批准号: G20000263).

## 参 考 文 献

- 1 埃克特. 传热与传质分析. 北京: 科学出版社, 1983
- 2 Bejan A. Convection Heat Transfer. New York: J Wiley, 1995
- 3 Warren M R, Hartnett J P, Schneider P T. et al. Handbook of Heat Transfer. New York: McGraw-Hill, 1998
- 4 Cebeci T, Bradshaw P. Physical and Computational Aspects of Convection Heat Transfer. New York: McGraw-Hill, 1980
- 5 Guo Z Y, Li D Y, Wang B X. A novel concept for convective heat transfer enhancement. Int J Heat Mass Transfer, 1998, 41: 2221~2225
- 6 Guo Z Y, Wang S. Novel concept and approaches of heat transfer enhancement. In: Ping Ch, ed. Proc of Symposium on Energy and Engineering. New York: Begell House 2000.118~126.
- 7 Bergles E. Application of Heat Transfer Augmentation. New York: Hemisphere Pub Co, 1981
- 8 Ralph L W. Principles of Enhanced Heat Transfer. New York: Hemisphere Pub Co, 1995
- 9 王 崧, 李志信, 过增元. 纤毛肋强化管内对流换热的理论分析. 清华大学学报, 2000, 40(4): 55~57
- 10 Guo Z Y, Zhang C M. Thermal drive in centrifugal fields-mixed convection in a vertical rotating cylinder. Int J Heat Mass Transfer, 1992, 35: 1635~1644

(2000-04-03 收稿, 2000-07-03 收修改稿)

1) Zhao T S. Experimental study on heat transfer in porous medium. Int J Heat Mass Transfer (待发表)