科学通报 2012 年 第 57 卷 第 10 期：867 ~ 874
论 文 www.scichina.com csb.scichina.com
《中国科学》杂志社 SCIENCE CHINA PRESS

多场协同原理在管内对流强化传热性能评价中的应用

刘伟, 刘志春, 马雷

华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉 430074
E-mail: w_liu@hust.edu.cn

2011-10-11 收稿, 2012-01-10 接受
国家自然科学基金(51036003, 51021065)和国家重点基础研究发展计划(2007CB206903)资助

摘要 针对管内层流和湍流换热, 分析了流体质点矢量物理量的协同性, 揭示了对流换热多场协同规律与强化传热机理之间的关系, 提出了评价强化传热综合性能的效能评价系数 EEC, 同时, 基于协同角 α, β, θ, γ, η, 初建了判断层流和湍流强化传热性能的统一评价体系以及相应的评价指标. 此外, 针对内插三角杆强化传热管建立了数学模型, 通过数值模拟对所建立的评价体系及其指标进行了验证. 计算结果表明, 基于多场协同原理的协同角与强化传热效果的评价准则之间相互对应, 在 *Re* 数为 300~1800 的范围内, 性能评价系数 EEC 值在 1.3~2.3 之间, 而效能评价系数 EEC 值则在 0.33~0.45 之间.

关键词
多场协同原理
强化传热管
层流
湍流
性能评价

换热设备节能的关键是提高换热器的传热系数, 降低输送流体所消耗的功率, 同时减小换热器的体积, 减轻重量和金属消耗, 其中, 关键问题是提高换热器的综合性能, 解决换热强化和流体功耗之间的矛盾. 半个世纪以来, 强化传热技术作为提高各种换热设备性能的主要手段得到了快速发展和广泛应用. Webb[1]根据各种强化传热技术的特点, 将其分为有源、无源和复合强化传热技术, Bergles[2]按照各种强化技术的发展历程, 将对流换热强化技术归纳为四代. 但是, 这些技术分类并未涉及换热强化和流体减阻的机理, 也没有涉及如何对不同的强化传热技术进行评价. Guo 等人[3]从速度场和温度场相互配合的角度重新审视了对流换热的物理机制, 认为对流换热过程中流体的换热能力与速度场及温度场的分布特性有关, 提出了对流换热强化的场协同原理, 其正确性已为一系列实验和数值模拟所验证[4~18]. 事实上, 场协同原理为建立强化传热的性能评价体系奠定了基础.

1 强化传热性能评价

就一般的强化传热技术而言, 在传热得到强化的同时, 阻力增加较多, 有时增强换热得到的能量收益还可能会小于因流阻增加而付出的能耗代价, 于是, 如何对传热单元的强化传热效果进行有效评价, 对于研发高效低阻换热器显得十分重要.

1.1 基于动量方程和能量方程的协同关系

对于层流边界层对流换热问题, 流体的动量方程为:

$$-\nabla p = \rho \boldsymbol{U}\cdot\nabla \boldsymbol{U} - \mu\nabla^2 \boldsymbol{U}\,, \tag{1}$$

对于湍流边界层对流换热问题, 流体的动量方程为[19]:

$$-\nabla p = \rho \boldsymbol{U}\cdot\nabla \boldsymbol{U} - \rho\left(\nu+\varepsilon_m\right)\nabla^2 \boldsymbol{U}\,, \tag{2}$$

式中, ρ 为流体密度; μ 为黏性系数; ν 为分子动量扩散系数; ε_m 为湍流动量扩散系数.

基于方程(1)和(2), 文献[19~21]建立了层流二维动量协同方程:

$$Eu_l = \frac{0.457\chi_1}{\left(\Lambda Re_l\right)^{0.5}} + \frac{3\chi_2}{Re_l} + \int_0^1\int_0^{\delta/h}\left(\bar{\boldsymbol{U}}\cdot\nabla\bar{u}\right)\mathrm{d}X\mathrm{d}Y\,, \tag{3}$$

以及湍流二维动量协同方程:

$$Eu_t = \frac{0.021\chi_1}{\left(\Lambda Re_t\right)^{0.2}} + \frac{0.079\chi_2}{Re_t^{0.25}} + \int_0^1\int_0^{\delta/h}\left(\bar{\boldsymbol{U}}\cdot\nabla\bar{u}\right)\mathrm{d}X\mathrm{d}Y\,, \tag{4}$$

英文版见: Liu W, Liu Z C, Ma L. Physical quantity application of a multi-field synergy principle in the performance evaluation of convective heat transfer enhancement in a tube. Chin Sci Bull, 2012, 57, doi: 10.1007/s11434-012-5062-x

其中, (3),(4)式右端的第一、二项为黏性阻力; Eu_l 和 Eu_t 分别为层流和湍流的欧拉数, $Eu=\dfrac{\Delta p}{\rho u_m^2}$; Re_l 和 Re_t 分别为层流和湍流的雷诺数; χ_1 和 χ_2 分别为平行通道进口段和充分发展段与通道总长度的比值; Λ 为平行通道入口段长度与通道高度相比的倍数; $\bar{\boldsymbol{U}}$ 和 $\bar{u}$ 分别为无量纲速度矢量和无量纲速度. 无因次速度与速度梯度的点积可表达为

$$\bar{\boldsymbol{U}}\cdot\nabla\bar{u}=\left|\bar{\boldsymbol{U}}\right|\left|\nabla\bar{u}\right|\cos\alpha\,. \tag{5}$$

分析(3)~(5)式可知, 若矢量 $\boldsymbol{U}$ 与矢量 ∇u 之间的夹角 α 越大, 则点积 $\bar{\boldsymbol{U}}\cdot\nabla\bar{u}$ 越小, 层流或湍流欧拉数越小, 流体的压差越小. 这里, 层流和湍流流场的协同角 α 可统一表达为

$$\alpha=\arccos\frac{\boldsymbol{U}\cdot\nabla u}{\left|\boldsymbol{U}\right|\left|\nabla u\right|}. \tag{6}$$

对于换热器来说, 如果消耗的泵功一定, 流动阻力小意味着流体速度高, 由此将达到更好的换热效果, 因此, 强化传热应包括两个方面: (1) 增强换热; (2) 减少流阻. 但是, 如果以提高泵功来加大流体速度, 尽管可使流体与壁面间的换热增强, 但流动阻力也随之增大. 因此, 对于改善传热单元的综合性能而言, 单纯以提高流体速度来增强换热, 或单纯以减小流体速度来降低流阻, 都是没有意义的. 这样, 在对不同传热单元的强化传热性能进行评价时, 可令流体的速度 $\boldsymbol{U}$ 恒定, 也即均在相同的 Re 数下进行比较.

这样, 当 $\left|\boldsymbol{U}\right|$ 恒定时: (1) 若 $\left|\nabla u\right|$ 一定, α 角越大, 点积 $\boldsymbol{U}\cdot\nabla u$ 越小, 欧拉数 Eu 越小; (2) 若 α 角一定, $\left|\nabla u\right|$ 越小, 点积 $\boldsymbol{U}\cdot\nabla u$ 越小, 欧拉数 Eu 越小. 此外, 由方程(1)和(2)可知, 当 $\left|\boldsymbol{U}\right|$ 恒定时, $\left|\nabla u\right|$ 越小, 则 ∇p 越小, 流体的流动阻力也就越小.

对于层流边界层对流换热问题, 流体的能量方程为:

$$\lambda\nabla^2T=\rho c_p\boldsymbol{U}\cdot\nabla T\,, \tag{7}$$

对于湍流边界层对流换热问题, 流体的能量方程为[19]:

$$\left(\lambda+\rho c_p\varepsilon_h\right)\nabla^2T=\rho c_p\boldsymbol{U}\cdot\nabla T\,, \tag{8}$$

式中, λ 为流体导热系数; c_p 为定压比热; ε_h 为湍流热扩散系数.

基于方程(7)和(8), 文献[3,19~21]建立了层流的二维能量协同方程:

$$Nu_l=Re_lPr_l\int_0^{\delta_t/h}\left(\bar{\boldsymbol{U}}\cdot\nabla\bar{T}\right)\mathrm{d}Y\,, \tag{9}$$

以及湍流的二维能量协同方程

$$Nu_t=Re_tPr_t\int_0^{\delta_t/h}\left(\bar{\boldsymbol{U}}\cdot\nabla\bar{T}\right)\mathrm{d}Y\,, \tag{10}$$

式中, Nu_l, Nu_t, Re_l, Re_t, Pr_l, Pr_t 分别为层流和湍流的努塞尔数、雷诺数和普朗特数; $\bar{T}$ 为无量纲温度. 无因次速度与无因次温度梯度的点积可表达为

$$\bar{\boldsymbol{U}}\cdot\nabla\bar{T}=\left|\bar{\boldsymbol{U}}\right|\left|\nabla\bar{T}\right|\cos\beta\,. \tag{11}$$

分析(9)~(11)式可知, 若矢量 $\boldsymbol{U}$ 与矢量 ∇T 之间的夹角 β 越小, 则点积 $\bar{\boldsymbol{U}}\cdot\nabla\bar{T}$ 越大, 层流或湍流努塞尔数 Nu 越大, 流体与壁面间的对流换热也就越强. 这里, 层流和湍流换热的协同角 β 可统一表达为:

$$\beta=\arccos\frac{\boldsymbol{U}\cdot\nabla T}{\left|\boldsymbol{U}\right|\left|\nabla T\right|}. \tag{12}$$

同样, 当 $\left|\boldsymbol{U}\right|$ 恒定时: (1) 若 $\left|\nabla T\right|$ 一定, β 角越小, 点积 $\boldsymbol{U}\cdot\nabla T$ 越大, 努塞尔数 Nu 越大, 流体与壁面间的换热越强; (2) 若 β 角一定, $\left|\nabla T\right|$ 越大, 点积 $\boldsymbol{U}\cdot\nabla T$ 越大, 努塞尔数 Nu 越大, 流体与壁面间的换热越强.

对于存在主流方向 u 的对流强化传热问题, 如果将 ∇u 作为参考矢量, 则可将流体质点 M 的矢量物理量关系描述为由夹角 α, β 和 γ 所形成的矢量三角形, 见图 1.

为了评价传热单元的强化传热性能, 文献[22,23]定义了通用的性能评价指标:

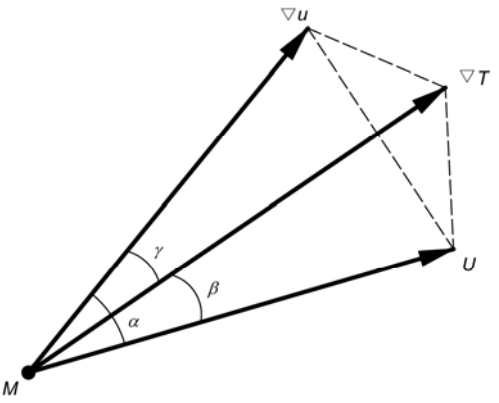

图 1 关于流体质点 M 的速度、速度梯度与温度梯度之间的协同关系

$$\mathrm{PEC}=\frac{hA/h_0A_0}{(P_w/P_{w0})^{1/3}(A/A_0)^{2/3}}=\frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}(Re/Re_0)(Pr/Pr_0)^{1/3}},\tag{13}$$

式中，Nu，Re 和 Pr 分别代表层流或湍流努塞尔数、雷诺数和普朗特数；P_w 为流体的功耗；h 为流体的换热系数；f 为流体的阻力系数；A 为换热面积. 在相同的 Re 数下，当流体的物性和换热面积不变，且功耗一定时，上式成为

$$\mathrm{PEC}=\frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}},\tag{14}$$

式中，Nu_0 和 f_0 分别为光管的流体努塞尔数和阻力系数.

由上可见，由图 1 表达的协同关系与(14)式表达的性能评价系数是相互关联的. 例如：若以增强流体换热为目标，则考虑速度 $\boldsymbol{U}$ 与温度梯度 ∇T 之间的协同性，协同角 β 越小，流体的换热越强，也即 Nu/Nu_0 越大，PEC 值越高；若以减少流动阻力为目标，则考虑速度 $\boldsymbol{U}$ 与速度梯度 ∇u 之间的协同性，协同角 α 越大，流体的动量损失越小，流体的压差也越小，也即 $(f/f_0)^{1/3}$ 越小，PEC 值越高. 此外，模值 $|\nabla u|$ 越小，流体的流动阻力越小；边界层内 $|\nabla T|$ 越大，流体与壁面间的换热越强.

1.2 基于机械能守恒方程的协同关系

将层流动量方程(1)的两端点乘速度 $\boldsymbol{U}$ 有

$$-\nabla p\cdot\boldsymbol{U}=\left(\rho\boldsymbol{U}\cdot\nabla\boldsymbol{U}-\mu\nabla^2\boldsymbol{U}\right)\cdot\boldsymbol{U},\tag{15}$$

将湍流动量方程(2)的两端点乘速度 $\boldsymbol{U}$ 有

$$-\nabla p\cdot\boldsymbol{U}=\left(\rho\boldsymbol{U}\cdot\nabla\boldsymbol{U}-\rho\left(\nu+\varepsilon_m\right)\nabla^2\boldsymbol{U}\right)\cdot\boldsymbol{U}.\tag{16}$$

层流和湍流的机械能守恒矢量模方程为

$$|-\nabla p||\boldsymbol{U}|=\left|\rho\boldsymbol{U}\cdot\nabla\boldsymbol{U}-\mu\nabla^2\boldsymbol{U}\right||\boldsymbol{U}|,\tag{17}$$

以及：

$$|-\nabla p||\boldsymbol{U}|=\left|\rho\boldsymbol{U}\cdot\nabla\boldsymbol{U}-\rho\left(\nu+\varepsilon_m\right)\nabla^2\boldsymbol{U}\right||\boldsymbol{U}|,\tag{18}$$

式中，点积 $-\nabla p\cdot\boldsymbol{U}$ 为流体的做功率；压力梯度模值与速度梯度模值的乘积 $|-\nabla p||\boldsymbol{U}|$ 为流体所消耗的泵功.

方程(15)和(16)反映了流体的机械能守恒关系，即流体的做功率等于流体的动能损失率与流体的黏性耗功率之和. 同时，由方程(17)和(18)可知，如果流体的功耗低，不仅表明流体的动能损失小，而且流体的黏性耗散功小.

根据流体的机械能守恒方程以及流体质点 M 的矢量物理量关系，可将层流和湍流的速度 $\boldsymbol{U}$ 与压力梯度 ∇p 之间的协同关系统一表达为

$$\boldsymbol{U}\cdot\left(-\nabla p\right)=|\boldsymbol{U}||-\nabla p|\cos\theta,\tag{19}$$

或

$$\theta=\arccos\frac{\boldsymbol{U}\cdot\left(-\nabla p\right)}{|\boldsymbol{U}||-\nabla p|}.\tag{20}$$

由(19)和(20)式可见：(1)若点积 $\boldsymbol{U}\cdot\left(-\nabla p\right)$ 一定，θ 角越小，流体的功耗 $|\boldsymbol{U}||-\nabla p|$ 越小；(2)若 θ 角一定，$|\boldsymbol{U}||-\nabla p|$ 越小，流体的做功率 $\boldsymbol{U}\cdot\left(-\nabla p\right)$ 越小. 由此可见，减小协同角 θ 意味着降低流体消耗的泵功，提高换热设备的节能效果.

根据流体质点 M 的矢量物理量之间的夹角关系，可构造图 2 所示的矢量三角形. 图中可见，在夹角 β，θ 和 η 构成的立体三角形内，当 η 角一定时，β 角越小，则 θ 角越大，或 θ 角越小，则 β 角越大. 也即对于一定的扰流方式，为了达到强化传热效果，增强换热将以加大流阻为代价；反之，减小流阻又可能使换热弱化. 显然，β，θ 和 η 之间存在优化关系.

如果基于流体的功耗来比较传热强化的程度，可定义效能评价系数如下：

$$\mathrm{EEC}=\frac{Q/Q_0}{P_w/P_{w0}}=\frac{Q/Q_0}{(V\Delta p)/(V_0\Delta p_0)},\tag{21}$$

式中，分子为传热单元的收益比；分母为传热单元的代价比；Q 为换热量；P_w 为耗功率；V 为体积流量；下标 0 表示光管. 如果体积流量相等，则有：

$$\mathrm{EEC}=\frac{Q/Q_0}{\Delta p/\Delta p_0}.\tag{22}$$

与性能评价系数 PEC 相比，EEC 更加客观地反

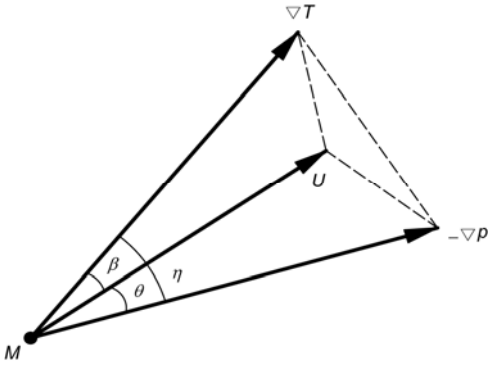

图 2 关于流体质点 M 的速度、温度梯度与压力梯度之间的协同关系

映了在一定的能耗下传热单元的综合强化传热性能. 当流体的物性和换热面积不变时, (22)式为

$$EEC=\frac{(h/h_0)(\Delta T/\Delta T_0)}{\Delta p/\Delta p_0}\approx\zeta\frac{Nu/Nu_0}{f/f_0}\approx\frac{Nu/Nu_0}{f/f_0},\quad(23)$$

式中, $\Delta T=T_w-T_f$ 为强化管壁面与流体平均温度的温差; $\Delta T_0=T_{w0}-T_{f0}$ 为光管壁面与流体平均温度的温差; $\zeta=\Delta T/\Delta T_0$ 为温差比因子. 可见, EEC 既可比较强化管与光管的换热能力和阻力特性, 也能反映温度变化对传热的影响.

事实上, 图 2 反映了对流换热流场中强化传热的协同关系, 它与由(22)式表达的效能评价系数是相互关联的. 例如: β 角越小, 换热量增大的倍数 Q/Q_0 越高, EEC 值越大; θ 角越小, 相同流量下流体功耗增加的倍数 $\Delta p/\Delta p_0$ 越小, EEC 值越大. 因此, 尽可能减小协同角 β 和 θ 是传热强化的方向. 此外, 当图 2 所反映的强化传热协同关系一定时, 模值 $|-\nabla p|$ 越小, 流体的流动阻力越小; 边界层内 $|\nabla T|$ 越大, 流体与壁面间的换热越强.

由此可见, 矢量 $\boldsymbol{U},\nabla T$ 和 $-\nabla p$ 之间的夹角 β 和 θ 不仅客观地反映了流体换热与流动阻力之间的关系, 而且揭示了增强流体换热、减少流动阻力以及提高强化传热综合性能的物理机理. 同时, 作为强度量的矢量模值 $|\nabla T|$ 和 $|\nabla p|$ 也表征了流体在局部地点换热与流阻的强弱程度.

1.3 强化传热性能的综合评价指标

综合图 1 和图 2, 可将流体质点 M 的矢量物理量关系表述为图 3 所示的总协同关系. 矢量 $\boldsymbol{U}$ 与 $\nabla u,\nabla T,-\nabla p$ 之间的夹角 α, β, θ 反映流体对流换热的协同度, 代表对流强化传热的方向; 矢量模值 $|\boldsymbol{U}|,|\nabla u|,|\nabla T|,|-\nabla p|$ 反映对流换热流场的场强度, 体现流体的换热和阻力特性, 可由努塞尔数、阻力系数以及换热量、压差等进行量化计算. 因此, 评价强化传热性能的指标有 α, β, θ, Nu, f, PEC, Q, Δp, EEC 等. 若比较传热强化管与光管的性能, 则 β, θ, EEC 为基本指标.

根据图 3 所示的协同关系, 可将流体质点 M 的矢量物理量关系描述为图 4. 其中: A 代表质流微元, 其法矢量为 $\boldsymbol{U}$; B 代表流势微元(等压面), 其法矢量为 $-\nabla p$; C 代表热流微元(等温面), 其法矢量为 ∇T; 流体质点 M 处于 3 个微元面的交点. 图中可见, β 和 θ 角之间存在竞争关系: 矢量 $\boldsymbol{U}$ 靠向 ∇T 时, β 角较小, 有利于减少热阻; 矢量 $\boldsymbol{U}$ 靠向 $-\nabla p$ 时, θ 角较小, 有利于减少流阻.

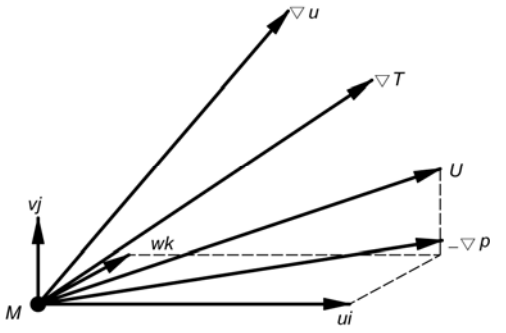

图 3 关于流体质点 M 的矢量物理量之间的三维协同关系

图 5 显示了对流换热多场协同原理的基本构架. 图中, 流体动量协同方程中的速度 $\boldsymbol{U}$ 与速度梯度 ∇u 的点积形成了协同角 α; 流体能量协同方程中的速度 $\boldsymbol{U}$ 与温度梯度 ∇T 的点积形成了协同角 β; 流体机械能协同方程中的速度 $\boldsymbol{U}$ 与压力梯度 $-\nabla p$ 的点积

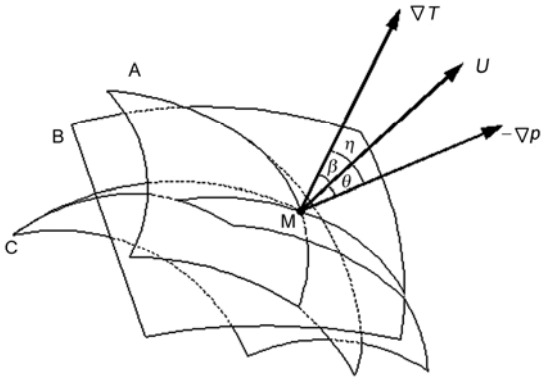

图 4 流体质点 M 的矢量物理量与微元面之间的关系

A, 质流微元面; B, 流势微元面; C, 热流微元面

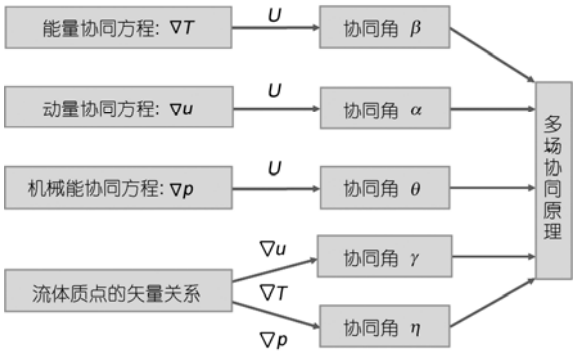

图 5 对流强化传热多场协同原理的构架关系

形成了协同角 θ；速度梯度 ∇u 与温度梯度 ∇T 之间的夹角为 γ；温度梯度 ∇T 与压力梯度 $-\nabla p$ 之间的夹角为 η；协同角 $\alpha, \beta, \theta, \gamma$ 和 η 反映了速度场、温度场和压力场之间的协同规律. 从增强换热的角度来看，要求质量流与热流的方向尽可能一致，即要求 β 角尽可能小；从减少功耗的角度来看，要求质量流与流体驱动力的方向尽可能一致，即要求 θ 角尽可能小；从增强强化传热的综合性能来看，则要求 β，θ 和 η 角之间的协同关系达到最优. 可见，协同角越优，协同程度越高，强化传热效果越好.

2 强化传热计算分析

为了对前述强化传热指标体系进行计算验证，选用图 6 所示的内插三角型细圆杆强化传热管模型. 图中，圆管长度 L=500 mm，管径 D=20 mm，三角型细圆杆沿管长方向按 60°旋转方式依次排列，细圆杆直径 d=1 mm，杆间隔 s=10 mm，三角型杆的顶端与管壁的间距为 1 mm. 值得指出，图 6 是一个较典型的管内扰流模型，对于其他不同的物理模型，均可用本文介绍的指标体系对其流动和传热性能进行比较和评价.

对于管内层流问题，传热与流动过程的控制方程的通用形式为

$$\frac{\partial(\rho u\Phi)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v\Phi)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w\Phi)}{\partial z}=\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma\frac{\partial\Phi}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma\frac{\partial\Phi}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma\frac{\partial\Phi}{\partial z}\right)+S, \quad (24)$$

式中，u, v, 和 w 分别为流体在 x, y 和 z 方向的速度分量；Γ 为广义扩散系数，其定义参见文献[24]；S 为源项，它在不同的方程中各不相同；Φ 为通用变量：连续性方程中 Φ=1；动量方程中 $\Phi=u, v, w$；能量方程中 $\Phi=T$.

本文采用有限差分法进行 CFD 计算，压力与速度的耦合采用 SIMPLE 方法，差分格式采用二阶迎风差分，对流项采用 QUICK 格式. 计算中设定：管壁温度 T_w=350 K；流体来流温度 T_∞=293 K；计算流体为水，其物性取为常数. 数值计算结果见图 7~16.

图 7, 8 显示了内插三角杆强化传热管的流动与传热特性. 图中可见，与光管相比，强化传热管在三角杆的扰流作用下，流动阻力明显提升，在 Re 数为 300~1800 的层流范围内，平均协同角 α 降低了 6~11 度. 但是，强化传热管内流体的换热明显增强，在 Re 数为 300~1800 的层流范围内，强化传热管内流体的平均协同角 β 比光管时降低了接近 7°，说明了扰动流体对强化换热的作用. 由此可见，控制流场中协同角 α 和 β 的变化，对于增强流体换热、减少流体阻力具有现实意义.

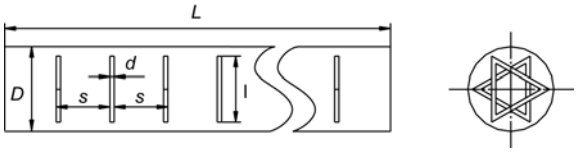

图 6 圆管内插三角细圆杆的计算模型

图 9 反映了强化传热管内流体的功耗特性. 由于流体被三角杆沿程扰流的缘故，管内的流动阻力大为增加，且流体动量的损失也比较明显，故其功耗的增幅较大. 当 Re =300~1800 时，强化管的协同角 θ 大约在 50°左右. 与协同角 α 相比，协同角 θ 反映的信息更多，变化幅度也更大. 为了减少流体的功耗，可以对三角杆的杆径、间距和排列方式进行优化，并可

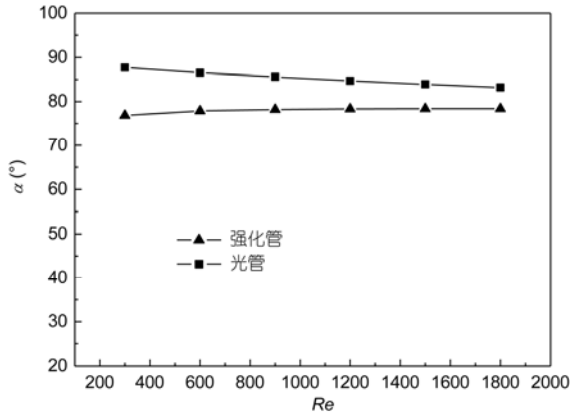

图 7 光管与内插三角杆强化传热管的协同角 α 随 Re 数的变化

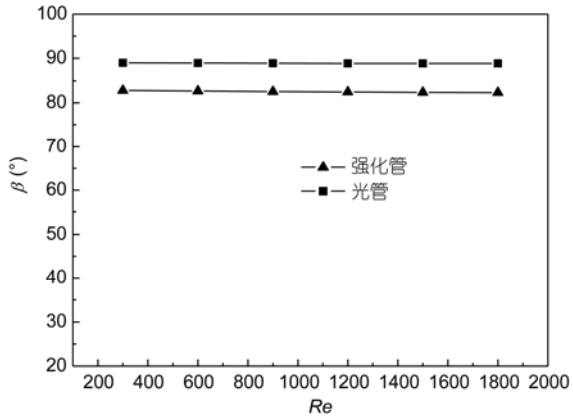

图 8 光管与内插三角杆强化传热管的协同角 β 随 Re 数的变化

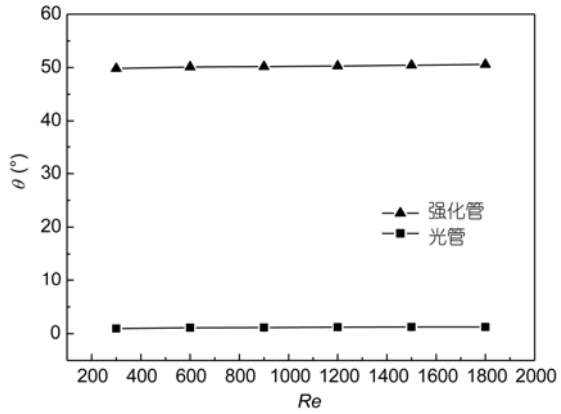

图 9 光管与内插三角杆强化传热管的协同角 θ 随 *Re* 数的变化

用协同角 θ 对流体功耗的变化趋势作出评价. 此外, 从节能降耗的角度分析, θ 角越小, 说明强化传热单元以及换热器消耗的能量越小, 节能的效果越好, 因此, 利用协同角 θ 对传热单元或换热器的流动性能进行评价更为合理.

图 10, 11 定量反映了内插三角杆强化传热管的换热与阻力特性. 图中可见, 一方面, 随着 *Re* 数的增加, *Nu* 数的增加较快, 在 *Re*=1800 时, *Nu* 数已经接近 67, 说明三角杆能对流体进行较充分的扰动, 流体与管壁间的换热增强; 另一方面, 在 *Re* 数为 300~1800 的范围内, 强化传热管流动阻力的增幅也较大, 阻力系数大约增加 5.5~8.3 倍. 图 12 反映了内插三角杆强化管传热强化的综合性能. 由图 10~12 可见, 当 *Re* 数为 1800 时, *Nu* 数的增幅约为 5.4 倍, 阻力系数 *f* 的增幅约为 8.3 倍, PEC 值达到 2.3.

图 13 为在圆管下游 *z*=465 mm 处的流体温度剖面(*Re*=1800). 图中可见, 与光管内流体的温度剖面

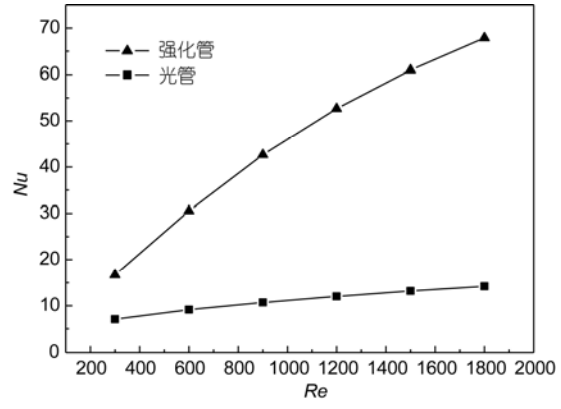

图 10 光管与内插三角杆强化传热管的 *Nu* 数随 *Re* 数的变化

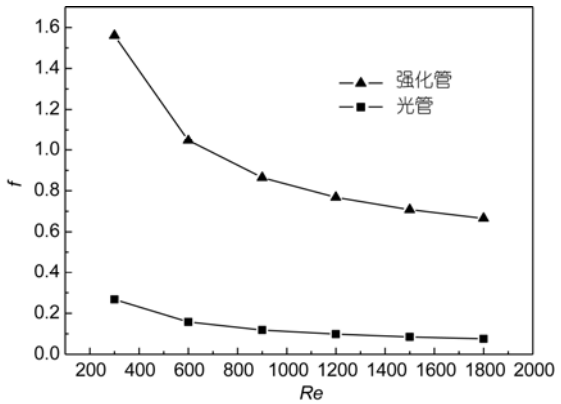

图 11 光管与内插三角杆强化传热管的阻力系数 *f* 随 *Re* 数的变化

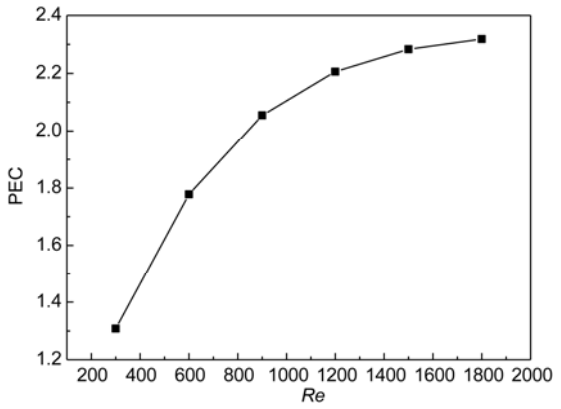

图 12 光管与内插三角杆强化传热管的 PEC 值随 *Re* 数的变化

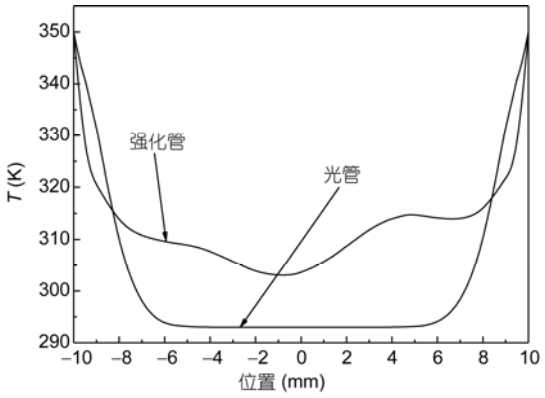

图 13 光管与内插三角杆强化传热管的温度剖面图

Re= 1800, *z*=465 mm

相比, 强化传热管核心区流体的温度更趋均匀, 管边壁附近流体的温度梯度更大, 因而, 流体与壁面间的换热更强, 强化传热效果更好. 显然, 管内温度较为均匀的流体区域越大越好, 这时, 管壁温度与该区域

内流体平均温度的差值越小，也即在一定的边界热流下，流体与管壁间的热阻越小，传热效果越好.

图 14 为光管与强化传热管的热流 Q 随 Re 数的变化. 图中可见，与光管相比，强化传热管传输的热流大幅提高，在 Re 数为 300~1800 的范围内，大约提高了 2~3.3 倍. 然而，从图 15 可见，在同样的 Re 数范围内，强化传热管的流动阻力也大幅增加，大约增加了 4~9 倍. 显然，内插三角杆并不是一种十分有效的强化传热方式，这里只是作为一个算例，检验本文研究的强化传热评价指标的有效性. 图 16 为光管与内插三角杆强化传热管的效能评价系数 EEC 值随 Re 数的变化情况. 总的来说，内插三角杆强化传热管的 EEC 值较小，最大也只有 0.45，而且，在 Re 数达到 1200 以后，EEC 值基本维持不变，因此，不是一种可推荐应用的强化传热管. 一般来说，我们希望强化传热管的 EEC 值最好能够接近甚至大于 1，也即与光管相比，如果强化传热管热流增加的倍数接近或大于功耗增加的倍数，则表明这种强化管具有较好的效能，具有推广应用价值.

综上可见，由对流换热流场中的速度 $\boldsymbol{U}$、速度梯度 ∇u 、温度梯度 ∇T 、压力梯度 $-\nabla p$ 之间的矢量关系，可以得到协同角 $\alpha, \beta, \theta, \gamma, \eta$，由此反映的协同规律与对流换热的强化传热机制相对应，并可表达为确定的数学关系式，从而，可从理论上构建对流强化传热的多场协同原理. 利用这一原理，可对不同传热单元的流动与传热性能进行评价，从而为换热器的强化传热设计提供理论指导.

3 结论

(1) 协同角 α, β, θ, γ, η, 反映对流换热的多场协同关系，协同角越优，协同程度越高，强化传热效果越好. 矢量模值 $|\nabla T|, |\nabla u|, |\nabla p|$ 表征对流换热的强化传热程度，边界层内 $|\nabla T|$ 越大，流体换热越强；$|\nabla u|$ 越小或 $|\nabla p|$ 越小，流动阻力越小.

(2) 利用协同角 β, θ 以及效能评价系数 EEC，可对传热单元的强化传热性能进行评价. 其中，协同角反映传热强化的方向，β 和 θ 角越小，强化传热管的热阻和流阻越小；效能评价系数反映传热强化的效果，EEC 越大，强化传热管的综合性能越好.

(3) 针对内插三角杆强化传热管的计算表明，平均协同角 β 由光管时接近 90°，减少到强化管的 83°左右，流体换热明显增强；平均协同角 θ 由光管时接近 0°，增加到强化管的约 50°，流动阻力明显提高；当 Re 数为 1800 时，性能评价系数 PEC 值约为 2.3，而反映收益与代价综合关系的效能评价系数 EEC 值约为 0.45.

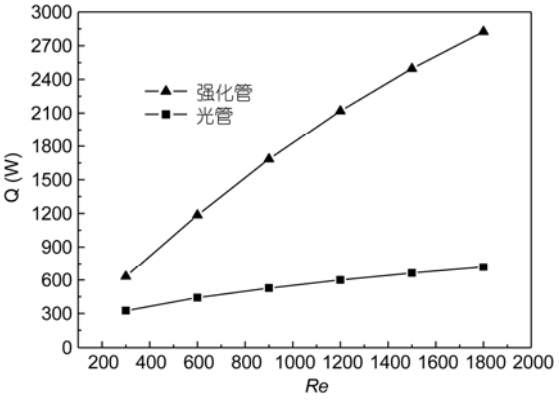

图 14 光管与内插三角杆强化传热管的热流 Q 随 Re 数的变化

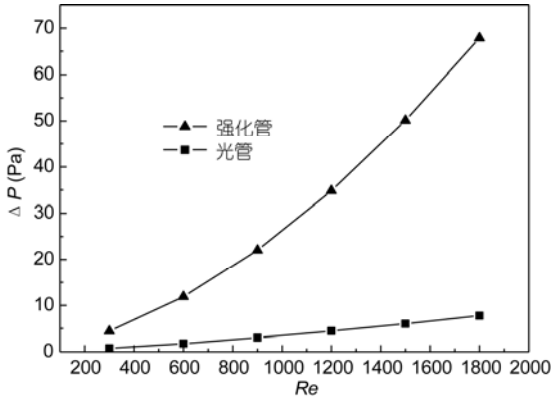

图 15 光管与内插三角杆强化传热管的压力降 Δp 随 Re 数的变化

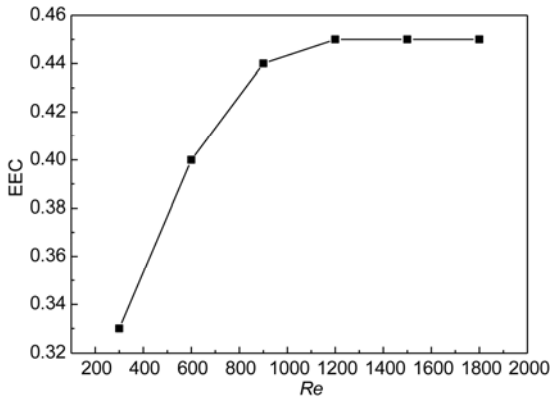

图 16 光管与内插三角杆强化传热管的 EEC 值随 Re 数的变化

参考文献

1 Webb R L. Principles of Enhanced Heat Transfer. New York: Wiley, 1994
2 Bergles A E. ExHFT for fourth generation heat transfer technology. Exp Therm Fluid Sci, 2002, 26: 335–344
3 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
4 Zhao T S, Song Y J. Forced convection in a porous medium heated by permeable wall perpendicular to flow direction: Analyses and measurements. Int J Heat Mass Transfer, 2001, 44: 1031–1037
5 Tao W Q, Guo Z Y, Wang B X. Field synergy principle for enhancing convective heat transfer—Its extension and numerical verification. Int J Heat Mass Transfer, 2002, 45: 3849–3856
6 Tao W Q, He Y L, Wang Q W, et al. A unified analysis on enhancing single phase convective heat transfer with field synergy principle. Int J Heat Mass Transfer, 2002, 45: 4871–4879
7 Shen S, Liu W. Analysis of field synergy on natural convective heat transfer in porous media. Int Comm Heat Mass Transfer, 2003, 30: 1081–1090
8 Tao W Q, He Y L. Application of the field synergy principle in developing new type heat transfer enhanced surfaces. J Enhanc Heat Transf, 2004, 11: 433–449
9 Qu Z G, Tao W Q, He Y L. Three-dimensional numerical simulation on laminar heat transfer and fluid flow characteristics of strip fin surface with X-arrangement of strips. J Heat Transfer, 2004, 126: 697–707
10 Cheng Y P, Qu Z G, Tao W Q, et al. Numerical design of efficient slotted fin surface based on the field synergy principle. Numer Heat Transf A, 2004, 45: 517–538
11 Chen W L, Guo Z Y, Chen C K. A numerical study on the flow over a novel tube for heat transfer enhancement with linear eddy-viscosity model. Int J Heat Mass Transfer, 2004, 47: 3431–3439
12 Guo Z Y, Tao W Q, Shah R K. The field synergy (coordination) principle and its applications in enhancing single phase convective heat transfer. Int J Heat Mass Transfer, 2005, 48: 1797–1807
13 Chen C K, Yen T Z, Yang Y T. Lattice Boltzmann method simulation of backward-facing step on convective heat transfer with field synergy principle. Int J Heat Mass Transfer, 2006, 49: 1195–1204
14 Ma L D, Li Z Y, Tao W Q. Experimental verification of the flied synergy principle. Int Comm Heat Mass Transfer, 2007, 34: 269–276
15 Cai R X, Gou C H. Discussion of the convective heat transfer and field synergy principle. Int J Heat Mass Transfer, 2007, 50: 5168–5176
16 Cheng Y P, Lee T S, Low H T. Numerical simulation of conjugate heat transfer in electronic cooling and analysis based on field synergy principle. Appl Therm Eng, 2008, 28: 1826–1833
17 Chen Q, Ren J X, Meng J A. Field synergy equation for turbulent heat transfer and its application. Int J Heat Mass Transfer, 2007, 50: 5334–5339
18 Zeng M, Tao W Q. Numerical verification of the field synergy principle for turbulent flow. J Enhanc Heat Transf, 2004, 11: 451–457
19 Liu W, Liu Z C, Huang S Y. Physical quantity synergy in the field of turbulent heat transfer and its analysis for heat transfer enhancement. Chin Sci Bul, 2010, 55: 2589–2597
20 Liu W, Liu Z C, Guo Z Y. Physical quantity synergy in laminar flow field of convective heat transfer and analysis of heat transfer enhancement. Chin Sci Bul, 2009, 54: 3579–3586
21 Liu W, Liu Z C, Ming T Z, et al. Physical quantity synergy in laminar flow field and its application in heat transfer enhancement. Int J Heat Mass Transfer, 2009, 52: 4669–4672
22 Webb R L, Eckert E R. Applications of rough surfaces to heat exchanger design. Int J Heat Mass Transfer, 1972, 15: 1647–1658
23 Webb R L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design. Int J Heat Mass Transfer, 1981, 24:715–726
24 Patankar S V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. New York: McGraw-Hill, 1980