

基于场协同理论的强化传热综合性能评价因子

夏翔鸣 赵力伟 徐 宏 杨 胜

(华东理工大学 机械与动力工程学院 化学工程联合国家重点实验室 上海 200237)

摘 要: 从场协同原理出发, 提出了基于场协同理论的无因次性能因子来综合评价换热表面的强化传热效果。为表述其正确性, 列举了螺旋扭曲扁管及波纹板通道两个例子, 进行三维数值模拟, 计算了无因次性能因子并将其与传统的强化传热评价因子进行比较。结果表明: 两者趋势一致, 能够反映换热表面的综合性能, 可以将其作为强化传热综合性能的评价参量。

关 键 词: 场协同; 强化传热; 无因次性能因子; 综合性能; 数值模拟

中图分类号: TK124 文献标识码: A

引 言

有关文献对强化传热的场协同原理的内容作了以下全面的表述^[1-3]: 速度与温度梯度之间的协同越好, 在其它相同的条件下换热就越强烈。文献 [4] 中指出场协同原理指导下, 有效的强化对流换热, 需要从以下 3 方面考虑: (1) 速度与温度梯度矢量间夹角余弦的绝对值尽可能大, 可称为大值原则; (2) 流体的速度剖面与温度剖面尽可能均匀, 可称为均匀性原则; (3) 尽可能实现速度场与温度梯度场间大值与大值的搭配, 即使大值尽可能同时出现在整场中的某些区域上, 可称为匹配性原则。

目前, 由于场协同原理是从能量方程推导而来, 没有考虑压力场的变化, 所以不能反应阻力降的变化, 故平均协同角不能反应换热表面的阻力特性。而对于许多强化传热的措施, 在传热增加的同时也引起流动阻力的增加, 从而导致强化传热综合效果可能降低。本研究试图从场协同理论出发, 得到强化传热综合性能的评价方法。提出了基于场协同理论的强化传热综合性能的评价准则, 并通过数值模拟验证了其可行性。

1 场协同理论指导下强化传热评价因子的选取

场协同原理指出, 对流换热热边界层内壁面上

的传递的热量为:

$$\int_0^{\delta_t} \rho C_p (\vec{U} \cdot \nabla T) dy = q(x) \quad (1)$$

式中: C_p —一定压比热容 $J/(kg \cdot K)$ 。

由此可见, 如果在热边界层内能使两矢量的点积 $(\vec{U} \cdot \nabla T)$ 尽可能的取大值, 则传热得到强化。积分 $\int_0^{\delta_t} (\vec{U} \cdot \nabla T) dy$ 的物理意义就是在 x 处热边界层厚度截面内的热源强度的总和, 热源强度越大, 换热强度就越高^[5]。将两矢量的点积 $(\vec{U} \cdot \nabla T)$ 在全场内积分, 就得到全场的热源强度总和, 以下用 Int 表示该值。

在场协同理论指导下, 为获得统一的强化传热评价准则, 将速度、温度梯度在全场的积分 Int 无量纲化(以下用 I 表示), 以此来表示传热表面的传热特性。而其阻力特性, 采用与雷诺数 (Re) 有关的阻力系数 f 来表示。

1.1 无量纲因子 I

按照场协同原理, 增大速度、温度梯度在全场的积分 Int 的数值可以强化传热。而由 Int 的表达式可以看出, 减小速度与温度梯度之间的夹角(小于 90° 时)只是其中的一种途径。只有当速度绝对值、热流绝对值和两者之间的夹角的余弦值同时最大时, 才能使对流换热的强度明显增大。为将积分 Int 无量纲化, 引入无因次变量:

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

将上式代入式(1), 进行整理后可得无因次关系式:

$$Nu_x = Re_x Pr_f \int_0^1 (\vec{U} \cdot \nabla T) d\bar{y} \quad (2)$$

故, 速度、温度梯度在全场无因次积分值:

$$I = \frac{Nu}{RePr}$$

式中: Pr —介质的普朗特数。

收稿日期: 2010 - 05 - 07; 修订日期: 2010 - 05 - 20

基金项目: 上海市重点学科建设基金资助项目(B503)

作者简介: 夏翔鸣(1965 -) 男, 江苏如皋人, 华东理工大学教授级高工。

无因次积分值 I 反映了对流换热中速度场和温度场的协同程度,即在相同的速度和温度边界的条件下,无因次积分值 I 越大,则流场协同程度越好。

1.2 阻力系数 f

阻力系数 f ,又叫范宁阻力系数,为:

$$f = \frac{2\Delta p d_e}{L\rho u^2} \quad (3)$$

式中: Δp —沿流程压降, Pa; L —流程长度, m。

对强化传热表面来说,在强化传热的同时,往往带来阻力系数的提高。因此,引进无因次性能因子 $\phi = I/f$ 来综合评价换热表面的强化传热效果, ϕ 值越大其强化传热的效果越好。

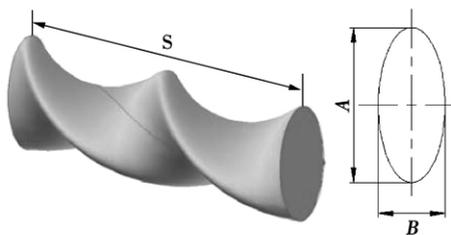
由上述分析可知,一个换热面的 I 值越大, f 值越小,则该换热面的性能越好,因为它可以在较小的用于克服流体流动阻力消耗的条件下,获得较大的换热效果。因此,可以用 ϕ 来比较各种强化换热表面的性能优劣。

2 数值模拟

为了找出综合强化传热因子的正确性,分别对单根螺旋扭曲扁管管程及波纹板通道内传热与流阻特性进行数值模拟。

2.1 单根螺旋扭曲扁管管程的数值模拟

2.1.1 数值计算模型及方法



S—螺距; A—长轴; B—短轴

图 1 螺旋扭曲扁管几何模型

图 1 为螺旋扭曲扁管几何模型,模型具有相同的管长 $L = 500$ mm,螺旋扭曲扁管的基管直径(螺旋扭曲扁管扭曲前的普通圆管直径)也都相同,建模时不考虑壁面厚度。建立不同的螺距值 S ,同时为了便于比较还建立了直椭圆扁管模型。

为了使边界层更精确,先取截面尺寸与试验管相同、长度 1 m 的管子作为研究对象,把它的结果写入 profile 文件作为试验管的进口边界条件。这样不同 S 值的螺旋扭曲扁管及光管均具有充分发展且稳定的入口边界条件。螺旋扭曲扁管的截面数据为长

轴 $A = 32$ mm,短轴 $B = 19$ mm,两种不同螺旋扭曲扁管的 S 值分别为 200、300 mm。



图 2 螺旋扭曲扁管的网格划分

采用六面体结构化网格对所建立的几何模型计算区域进行离散,每个模型的网格数都超过 60 万个。由于流体边界层的速度梯度和温度梯度非常大,所以对壁面附近的网格要进行细化,此区域采用边界层网格如图 2 所示。

计算在三维直角坐标系中进行,管内流体流动与传热满足的控制方程^[6]。

连续方程:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (4)$$

式中: u_x, u_y, u_z —流动速度分量, m/s。

动量方程:

$$u_x \frac{\partial u_i}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_i}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_i}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_i} + v \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

式中: u_i — i 方向的速度分量, m/s; ρ —流体的密度, kg/m^3 ; v —运动粘度, m^2/s 。

能量方程:

$$u_x \frac{\partial t}{\partial x} + u_y \frac{\partial t}{\partial y} + u_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (6)$$

式中: a —热扩散率, m^2/s 。

管内流体定义为常物性不可压缩的牛顿型流体,并忽略重力、浮升力的影响。采用标准 $\kappa - \varepsilon$ 湍流模型,并辅以壁面函数法模拟计算管内湍流时的传热与流动情况。定义相同的进出口条件以及壁面温度条件:入口为速度入口边界,给定入口速度及相应的温度条件;出口为压力出口边界,给定静压和适当的回流条件;壁面为恒定壁面温度边界。SIMPLE 压力-速度耦合算法,动量和能量离散均采用二阶差分迎风格式,连续方程和动量方程的收敛精度为 10^{-4} ,其它取默认值进行计算。

2.1.2 模拟结果及分析

本研究采用积分中值角来表示全场平均的协同角^[7]。因为按照场协同思想的全面表述,除了速度与温度梯度的夹角以外,当地的矢量的模也应该考虑进来。而场协同原理中真正起到协同作用的是角的余弦值而非角度值,协同角的余弦值 $\cos\theta$ 可以比协同角更真实体现换热面上场协同性能。从这一层面来看,积分中值角物理意义更明确,积分中值角的表达为:

$$\theta_m = \arccos \frac{\sum |\vec{U}|_i |\nabla T|_i \cos\theta_i V_i}{\sum |\vec{U}|_i |\nabla T|_i V_i} \quad (7)$$

式中: $|\vec{U}|_i$ —当地的速度矢量模; $|\nabla T|_i$ —当地的温度梯度的模。

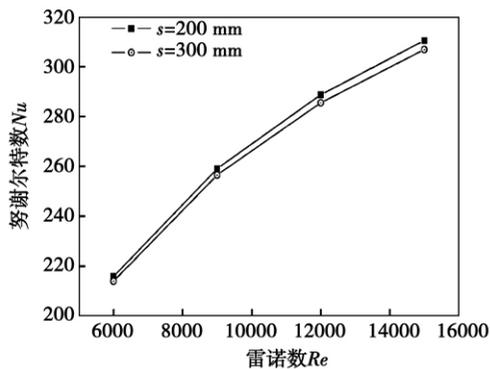


图 3 Nu 和 Re 关系

图 3 为反映两种不同螺旋扭曲扁管平均换热特性的 Nu 随 Re 的变化曲线。研究发现:螺旋扭曲扁管的 Nu 随 Re 的增大而增大,但随着 Re 的增大, Nu 提高的幅度有变缓慢的趋势。从管的结构角度分析,当 Re 为 6 000 ~ 15 000 时,在截面当量直径相同的条件下,螺距 S 越小管内流体湍流越剧烈,从而传热性能越好。图 4 反映两种不同螺旋扭曲扁管内速度场与温度梯度场的平均协同角 θ_m 随 Re 的变化曲线。可以看出,在相同的 Re 下,螺距为 200 mm 的管子的平均协同角小,速度场和温度场的协同程度好,这也验证了为什么其换热效果要优于螺距为 300 mm 的管子。而且平均协同角 θ_m 随 Re 的增大而增大,流速的提高使速度场与温度场的协同性变差,这也可以说明换热系数为什么随流速增大而升高速率变缓的原因。

为了验证综合性能因子 $\phi = I/f$ 的正确性,引进传统的强化传热评价因子 $\eta = \left(\frac{Nu}{Nu_0}\right) / \left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}$ 与之进行比较。从图 5 和图 6 可以看出,两者的趋势一致,

都为螺距为 300 mm 的管子优于螺距为 200 mm 的管子,且 ϕ 值和 η 值都随 Re 数的增大而减小,这说明强化传热综合性能是随流速的增大而减弱的。这也就验证了综合性能因子 $\phi = I/f$ 的正确性。通过比较图 4 和图 6 可知,螺距为 200 mm 的螺旋管的平均协同角要小于螺距为 300 mm 的螺旋管,即其协同性能要优,但它的综合性能却没有后者好。究其原因,在于前者流动阻力下降要大于后者。这也说明平均协同角只能用来评价传热性能的好坏,不能作为强化传热综合性能的判别指标。

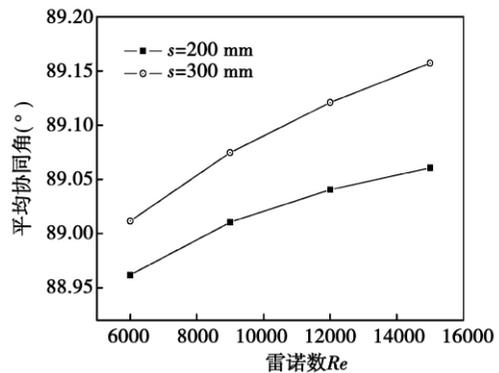


图 4 平均协同角 θ_m 和 Re 的关系

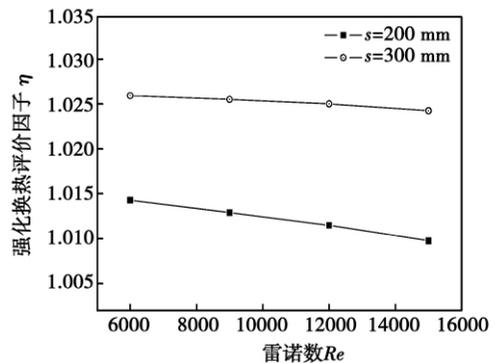


图 5 η 和 Re 的关系

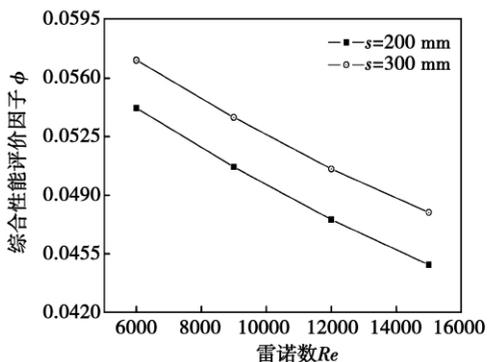
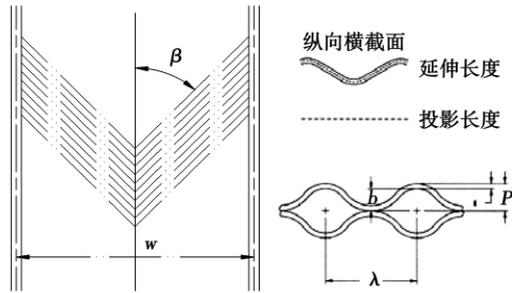


图 6 ϕ 和 Re 的关系

2.2 波纹板通道内传热与流阻特性的数值模拟

2.2.1 数值计算模型及方法



β —波纹夹角; h —波纹深度; λ —法向节距; w —板宽; t —板厚

图 7 人字型板片形状特征参数

图 7 为数值计算中人字型波纹板片的外形结构。将两个波纹板片叠加形成的波纹通道定义为数值模拟的流场空间,波纹通道内流通的介质为水,本研究仅截取局部板间通道进行数值模拟。波纹板片外形尺寸长×宽:300 mm×150 mm,具体的结构参数如表 1 所示,同时为了便于比较还建立了当量直径与两种板型都相同的平直通道模型。

表 1 模拟试验板片的结构参数

板型 编号	波深 h /mm	波纹夹角 β /(°)	组合 方式	法向节距 λ /mm
1 号板	4	60/25	软硬板组合	14
2 号板	4	30	顺人字板	14

采用 Gambit 软件进行建模、划分网格和初步设置边界条件。由于人字形波纹通道的内部结构复杂,且波纹板之间存在网状的接触点,因此模拟中采用非结构化的四面体网格,如图 8 所示。经进行网格无关性的考核,当网格数达到 160 万左右,平均 Nu 就不再发生变化,说明此时网格密度已经能够满足精度要求。



图 8 波纹板通道的网格划分

文献 [8] 通过模拟研究发现 RNG $k-\epsilon$ 模型由于提高了近壁面区域的处理及湍流漩涡等方面的计算精度,更加适合具有复杂内部结构的波纹通道,用

它模拟出来的速度场、压力场及温度场与实际非常符合。因此,本研究数值计算中所需的湍流模型均采用 RNG $k-\epsilon$ 模型。

模拟中的基本假设、控制方程、边界条件及主要数值方法都与螺旋扭曲扁管的一样,此处不再赘述。

2.2.2 模拟结果及分析

计算得到的 Nu 与 Re 的关系及平均协同角 θ_m 和 Re 的关系如图 9 和图 10 所示。由图可以看出在同一 Re 下,1 号板型组成的波纹通道的 Nu 要比 2 号板型的大,而相应的平均协同角则比 2 号板型的小,这与场协同原理相符。从波纹板结构角度看,软硬板组合中硬板波纹夹角 β 大,易导致流体沿沟槽的二次漩涡运动,故换热效率高。

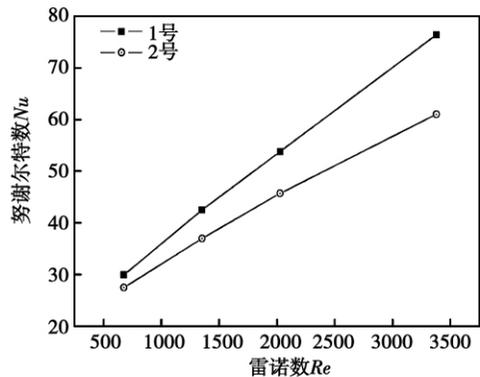


图 9 Nu 和 Re 关系

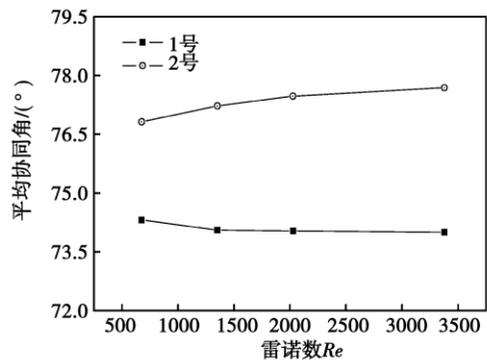


图 10 平均协同角 θ_m 和 Re 的关系

从图 11 和图 12 可以看出,性能因子 ϕ 随 Re 的变化趋势与 η 随 Re 的变化趋势基本一致。在相同 Re 下,都是 2 号板型的相应值要大于 1 号板型,且随 Re 的增大呈减小的趋势,这再次说明了综合性能因子 $\phi = I/f$ 的正确性,可以将性能因子 ϕ 作为强化传热综合性能的评价标准。通过比较图 10 和图 12 可知,1 号板型组成的波纹通道的平均协同角要小

于 2 号板型的, 即其协同性能要优, 但它的综合性能却没有后者好。可以看出, 平均协同角不能反应换热表面的阻力特性, 不能用平均协同角来评价换热表面的综合性能。另外, 传统的强化传热评价因子 η 只有在试验管与基管当量直径一致的前提下才能使用, 这给它的使用带来了很大不便, 而性能因子 ϕ 则没有这方面的困扰。

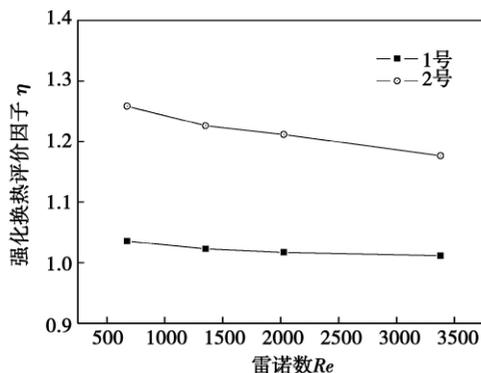


图 11 η 和 Re 的关系

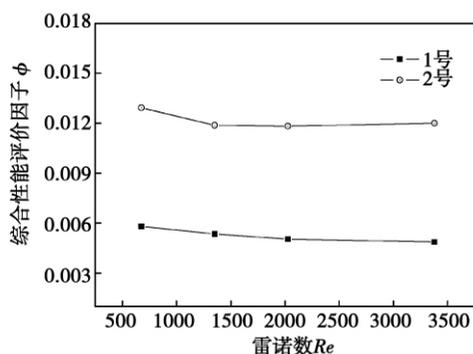


图 12 ϕ 和 Re 的关系

3 结 论

(1) 从场协同原理出发, 提出了基于场协同理论的无因次性能因子 ϕ 来综合评价换热表面的强化传热效果。

(2) 通过对螺旋扭曲扁管及波纹板通道内传热与流阻特性进行数值模拟研究, 给出了性能因子 ϕ 的正确性, 发现其与传统的强化传热评价因子 η 趋势一致, 且应用方便, 可以作为强化传热综合性能的评价标准, 来评价不同换热表面的性能。

(3) 从强化表面的研究出发, 讨论了基于场协同理论的强化传热综合性能的评价标准, 使对场协同的认识更加深入, 促进了场协同理论在工程中的应用。

参考文献:

- [1] 过增元, 黄素逸. 场强化协同原理与强化传热新技术 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2003.
- [2] 何雅玲, 陶文铨. 强化单相对流换热的基本机制 [J]. 机械工程学报, 2009, 45(3): 27-38.
- [3] GUO Z Y, TAO W Q, SHAH R K. The field synergy (coordination) principle and its applications in enhancing single phase convective heat transfer [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2005, 48(91): 1797-1807.
- [4] 冷学礼, 张冠敏. 场协同原理在对流换热中的应用方法 [J]. 热能动力工程, 2009, 24(3): 352-354.
- [5] 过增元. 换热器中的场协同原理及其应用 [J]. 机械工程学报, 2003, 39(12): 1-9.
- [6] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [7] 周俊杰, 陶文铨. 场协同原理评价指标的定性分析和定量探讨 [J]. 郑州大学学报, 2006, 27(2): 45-47.
- [8] 栾志坚, 张冠敏. 波纹几何参数对人字形板式换热器内流动形态的影响机理 [J]. 石油化工设备, 2007, 37(2): 34-37.

(编辑 陈 滨)

新技术、新工艺

多级轴流叶片机械叶列间间隙内工质流动参数的优化

《Теплоэнергетика》2010 年 8 月号提出了用于动力装置的多级轴流压气机级叶列间间隙内气流最佳运动参数和几何参数计算的方法。

应用经典的临界速度的表达式, 计算出实际的流动速度, 并确定工作轮入口和出口处的速度三角形。

确定多级轴流压气机叶列间间隙气流运动参数和几何参数的方法可以优化压气机工作轮和导向器入口的流动条件, 并提高它的效率。

该方法可用于工业领域内其它的轴流式叶片机械。

(吉桂明 摘译)

不同组合方式下新型凹凸壳换热板通道的换热性能研究 = **Study of the Heat Exchange Performance of a New Type Convex and Concave Shell Heat Exchange Plate-formed Passage Under Different Combination Modes** [刊 汉] LIU Jian-yong , LI Jing (Chemical Machinery and Safety Research Institute , College of Machinery and Automobile , South China University of Science and Technology , Guangzhou , China , Post Code: 510641) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 , 26(2) . - 191 ~ 196

By using a numerical simulation method , studied was the heat exchange characteristics of the flow in a new type convex and concave shell heat exchange plate-formed passage with the convex and concave shells adopting two combination modes , in-line and staggered arrangement in the flow direction. The research results show that whatever the staggered or in-line arrangement is adopted , three longitudinal vortexes invariably emerge inside each convex and concave shell , the longitudinal vortex at the bottom of the shell has a minimum disturbance degree and the heat exchange intensification is mainly acted on the convex and concave shell. When the staggered arrangement is adopted , two longitudinal vortexes are formed in the x direction between any two neighboring shells and greatly intensify the heat exchange through the wall surface of the shell. Although relatively more longitudinal vortexes take shape in the staggered arrangement , the flow resistance is big in the passage , resulting in a relatively low overall disturbance degree to the fluid and an unobvious enhancement of the heat exchange coefficient compared with that in the in-line arrangement. When $Re = 4930$, compared with the convex and concave shell plate-formed passage in the staggered arrangement combination mode , the j factor in the in-line arrangement combination mode increases by 5.63% while the f factor decreases by 39.1% . The j and f factor in the in-line arrangement combination mode of the convex and concave shells increase by 8.44% and 7.9% respectively when compared with those of the dimple plates.

Key words: convex and concave shell heat exchange plate , longitudinal vortex , heat exchange performance , staggered arrangement , in-line arrangement

基于场协同理论的强化传热综合性能评价因子 = **Overall Performance Factor for Evaluating Intensified Heat Conduction Based on the Field Synergy Theory** [刊 汉] XIA Xiang-ming , ZHAO Li-wei , XU Hong , et al (United Nations Key Laboratory on Chemical Engineering , College of Mechanical and Power Engineering , East China University of Science and Technology , Shanghai , China , Post Code: 200237) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 , 26(2) . - 197 ~ 201

From the perspective of the field synergy theory , a non-dimensional performance factor Φ was presented for comprehensively evaluating the intensified heat conduction effectiveness on the heat exchange surfaces. To prove its soundness and correctness , two examples were enumerated for conducting a three-dimensional numerical simulation i. e. spirally twisted flat tube and corrugated-plate-formed passages. The non-dimensional performance factor Φ was calculated and compared with the traditional intensified heat conduction evaluation factor η . It has been found that both Φ and η assume an identical tendency and can reflect the overall performance of the heat exchange surfaces , therefore they can both serve as parameters for evaluating overall performance of intensified heat conduction. **Key words:** field synergy , intensified heat conduction , non-dimensional performance factor , overall performance , numerical simulation

超临界锅炉过热器炉内外壁温对比试验及分析 = **Contrast Experiment and Analysis of the Inner and Outer Wall Temperature of a Supercritical Boiler Superheater** [刊 汉] XU Hai-chuan , YU Yan-zhi , ZHANG Li-ang-bo (College of Power and Mechanical Engineering , Wuhan University , Wuhan , China , Post Code: 430072) , DONG Gong-jun (Dabieshan Power Generation Co. Ltd. , Macheng , China , Post Code: 438304) // Journal of En-