

传热效率——强化传热的新评价指标

贾 晖 刘 伟 刘志春

(华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘 要 本文从热耗散的角度出发, 提出了一种新的衡量热量传输过程效率的物理量。随后, 本文利用最小热耗散优化原理对圆管管内空气对流换热问题进行了优化计算, 同时从层流和湍流两种情况进行了优化前后的传热效率的比较。结果表明, 对于管内对流换热问题, 与不优化的光管相比, 优化后的圆管的传热效率远高于前者, 并且传热效率与努塞尔数的趋势一致。因此, 本文提出的传热效率能够很好地应用于管内强化传热的评价。

关键词 强化传热; 传热效率; 热耗散; 性能评价

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2014)02-0329-04

Transport Efficiency of Thermal Energy—a New Performance Evaluation Criteria of Heat Transfer Enhancement

JIA Hui LIU Wei LIU Zhi-Chun

(School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract Based on the unavailable heat consumed in heat transfer process, a new physical quantity defined as transport efficiency of thermal energy was presented. Then, the approach of minimum heat consumption was applied to optimize the laminar and turbulent convective heat transfer of air in the circular tube. Furthermore, the transport efficiency was calculated and compared in these cases. It can be found that the transport efficiencies of optimized circular tubes are much higher than the pure tubes for the convective heat transfer in the tube, so is the Nu number. Therefore, the transport efficiency of thermal energy is a good criteria to evaluate the heat transfer enhancement in the tube.

Key words heat transfer enhancement; transport efficiency of thermal energy; heat consumption; performance evaluation

0 引 言

热量传递问题普遍存在于石油、化工、能源、冶金、材料、航空、电子等工业领域, 与国民经济密切相关。随着世界能源危机的出现, 为了降低换热设备的成本, 减少换热设备的能耗, 强化传热的研究应运而生^[1,2]。近几十年来, 强化传热研究蓬勃发展, 传热强化技术层出不穷^[3], 极大地促进了社会的发展。然而, 对于具体应用场合, 面对众多强化传热技术, 如何选择最合适的, 这就需要传热强化的评价理论进行指导。

国外不少学者对于建立强化传热的评价标准作了广泛的研究。最早追溯到上世纪 70 年代, Webb 和 Bergles 等^[4-6]提出了一套传热强化的评价方法。他们研究了强化管与对应光管的换热面积、输送功耗、换热量三项指标, 让强化管与光管在两项指标

相等的前提下比较第三个指标的增益或者减少, 由此得到换热强化的程度。之后, Bejan 等^[7,8]提出了基于熵产的评价方法, 由熵产的大小来评价强化换热方式的好坏。

Prasad 等提出了基于熵损的评价方法^[9], 以无量纲熵损的大小来评价传热强化的优劣。除此之外, 国内学者对于传热强化的评价方法也作了不少的研究。过增元等^[10]提出了场协同原理, 以协同角的大小来评判传热是否得到了强化, 刘伟等更是将协同角评价方法扩展成了多场的协同^[11-13]并提出了效能评价系数^[14]。然而以上各种评价方法都不能直观反映传热过程的效率。

刘伟等^[15]提出的热耗散既能反映传热过程的不可逆性, 同时又具有能量的量纲, 同时从热力学

收稿日期: 2013-01-06; 修订日期: 2014-01-17

基金项目: 国家重点基础研究发展计划资助项目 (No.2013CB228302); 国家自然科学基金资助项目 (No.51036003) 和教育部博士点基金资助项目 (No.20100142110037)

作者简介: 贾 晖 (1986-), 男, 湖北荆门人, 博士研究生, 主要从事强化传热方面的研究。通信作者: 刘 伟, 教授, 博士生导师, w.liu@hust.edu.cn.

第一定律和热力学第二定律的角度反映了传热过程。由此，本文在热耗散的基础上提出了传热过程的效率，并对其正确性进行了数值实验验证。

1 传热过程的效率

刘伟等^[15]提出了一个新的物理量——可用势：

$$e = h - T_0s \tag{1}$$

并给出了它的平衡方程：

$$\rho \frac{De}{Dt} = -\nabla \cdot q - \frac{\lambda(\nabla T)^2}{T} + \Phi + \dot{Q}''' \tag{2}$$

式中， e 代表工质在环境温度下的可用势，同时具有能量的量和质的双重属性， h 代表工质的焓， s 代表工质的熵， T_0 为环境参考温度， q 为热流项， Φ 为因流体黏性而产生的热（即黏性耗散）， \dot{Q}''' 为内热源项。相对于焓守恒方程：

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = -\nabla \cdot q + \Phi + \dot{Q}''' \tag{3}$$

可以发现，势平衡方程(2)中多了一项 $\lambda(\nabla T)^2/T$ ，这项表示工质可用势在传递过程中消耗掉了，被定义成热耗散。

对于传热过程，从数量上看传递的热量是保持不变的，但是热量的品质发生了变化。热量传递过程中质的降低，正是因为热耗散的存在，于是可以如下定义传热过程的效率。将热耗散在整个流动换热区域内积分，得到总的热损耗 Q_d ：

$$Q_d = \int_{\Omega} \frac{\lambda(\nabla T)^2}{T} dV \tag{4}$$

与传热量相比较，并定义传热过程的效率 η_t ：

$$\eta_t = \frac{Q - Q_d}{Q} = 1 - \frac{Q_d}{Q} \tag{5}$$

由式(5)可见，传热效率 η_t 是一个小于1的数，因此，各种强化传热方式的优劣可以直观地由传热效率的大小反映出来。

2 传热效率的数值验证

为了验证传热效率的正确性，本文选择了圆管管内对流换热作为研究对象。其几何模型如图1所示，圆管内径 20 mm，总长 1700 mm 分为了三段，其中第一段为进口段 1200 mm，第二段为实验段 300 mm，第三段为出口段 200 mm，管内流动工质为空气，进口温度为 300 K，进口段和实验段给定热流密度，出口段为绝热。利用计算流体力学软件 Fluent 对本文的几何模型进行了计算，其中热耗散的计算应用 UDF 编程得到。

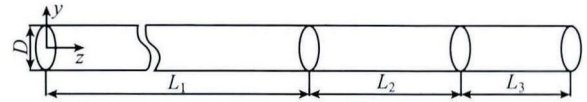


图 1 几何模型

Fig. 1 Geometric model

不少学者从理论和实验方面证明了管内多纵向涡具有优良的换热性能^[16-19]。应用最小热耗散优化原理^[15]，同样得到了管内多纵向涡结构的流场，如图2和图3所示。通过计算此优化流场下（视为强化管所得）的传热性能，在同等功率消耗下，与光管比较它们的传热效率。

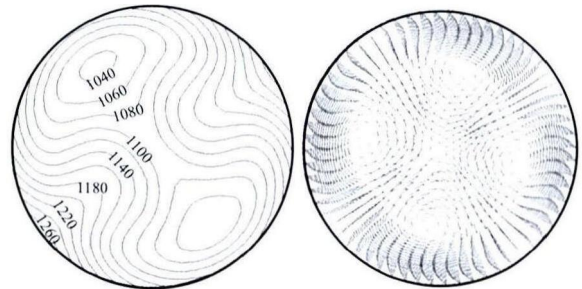


图 2 实验段 $z = 1350$ mm 横截面温度场和速度场图
(定热流 1000 W/m^2 、进口速度 1 m/s)

Fig. 2 Experimental sectional temperature and velocity fields at constant heat flux 1000 W/m^2 and 1 m/s velocity in the entrance

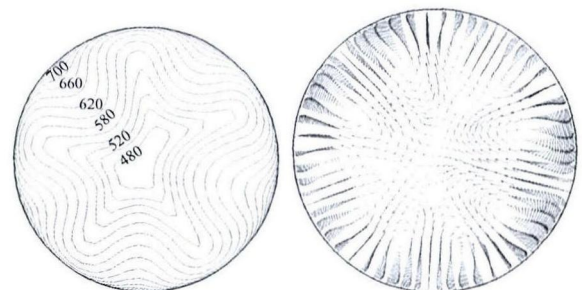


图 3 实验段 $z = 1350$ mm 横截面温度场和速度场图
(定热流 5000 W/m^2 、进口速度 15 m/s)

Fig. 3 Experimental sectional temperature and velocity fields at constant heat flux 5000 W/m^2 and 15 m/s velocity in the entrance

首先本文对于层流工况进行了研究。在进口段和实验段给定 1000 W/m^2 的热流，强化管进口空气流速为 1 m/s ，为了在相同流动功率消耗下进行比较，相应的光管进口空气流速为 $1 \sim 1.15 \text{ m/s}$ 。经计算后得知，实验段空气平均温度为 $1000 \sim 1100 \text{ K}$ 之间，可查得此时空气的动力黏度在 $1.154 \times 10^{-4} \sim 1.551 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ 之间，缩放法可计算得到以实验段空气平均温度为定性温度下的 Re 小于 200，因此该计算采用层流模型是正确的。

图 4 展示了光管与强化管在层流流动工况下的传热效率比较。由图可知, 强化管与光管的传热效率均低于 82%, 即两者均有不小的热耗散损失, 可见以热耗散损失作为目标进行优化是有效的。分析两条曲线, 可以发现在层流流动情况下, 光管的传热效率随着功率消耗的增加逐步下降, 而强化管的传热效率随着功率消耗的增加却逐渐增加, 并且强化管的传热效率一直高于光管。由传热效率的定义可以推断随着热耗散损失减小, 其传热效率会提高, 由于本文中的强化管是以热耗散损失最小作为优化目标进行优化后得到, 因此强化管的传热效率高于光管是合理的。

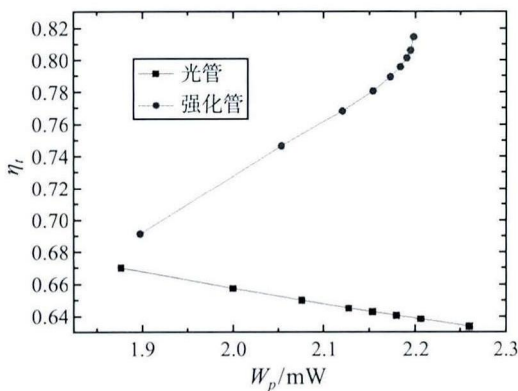


图 4 层流流动下光管与强化管传热效率比较图

Fig. 4 The comparison of transport efficiency of thermal energy between smooth tube and enhanced tube at laminar flow

同时, 从图 4 中还可以得到, 对于定热流情况下的层流对流换热, 单方面增加进口流速, 依靠加大功率消耗的方式来使换热得到增强是不妥的, 从传热效率和热耗散的角度来看, 单纯提高进口流速反而大大增加了传热过程的不可逆性, 使得传热过程的热耗散损失更大, 得不偿失。图 5 给出了本算例下强化管与光管同功耗下 Nu 的比较, 可以看到, 强化管 Nu 增加的幅度大大超过了光管的 Nu 增加幅度, 更是验证了传热效率对于强化传热具有指导意义。因此对于定热流的层流对流换热, 换热强化的正确途径是选择合适的强化传热方式而不是单纯依靠增加泵功增加流速来增强换热。

为了验证传热效率在湍流工况下的正确性, 本文采用了同样的几何模型 (图 1 所示), 但进口段和实验段为 5000 W/m^2 的定热流, 强化管进口流速为 15 m/s , 相应的同功耗下光管进口流速为 $15 \sim 16 \text{ m/s}$ 。同样采取事后验证的方法, 计算得到实验段空气平均温度为 $500 \sim 600 \text{ K}$ 之间, 查得此时空气的动力黏

度在 $3.485 \times 10^{-5} \sim 5.546 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ 之间, 缩放法可计算得到以实验段空气平均温度为定性温度下的 Re 大于 5400, 因此该计算采用湍流模型是正确的。

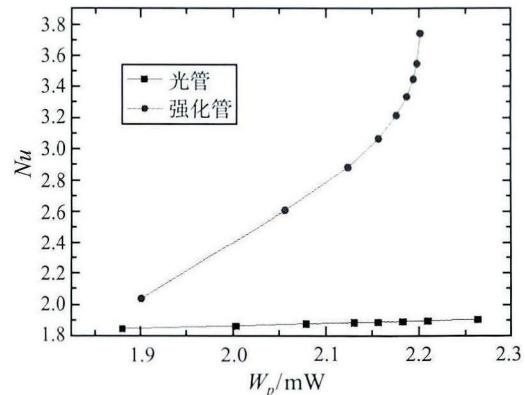


图 5 层流流动下光管与强化管同功耗下 Nu 比较图

Fig. 5 The comparison of Nu number between smooth tube and enhanced tube at laminar flow and the same power consumption

图 6 显示了光管与强化管在湍流流动下的传热效率的比较。从图中可以看到, 湍流流动下光管与强化管依然有不少的热耗散损失, 两者的传热效率都没超过 0.84, 但是强化管的传热效率一直高于光管。随着功率消耗的增加, 强化管传热效率也在大幅增加, 然而光管的传热效率增幅非常小。为了验证湍流流动下传热效率能否对换热强化提供指导, 图 7 给出了本算例下强化管与光管的同功耗下 Nu 的比较。通过比较, 可以发现, 强化管 Nu 一直大于光管的 Nu , 并且强化管 Nu 的增幅远大于光管 Nu 的增幅, 这与传热效率的规律一致。因此, 对于定热流的湍流流动, 单纯增加功耗从而增加进口流速对于提高

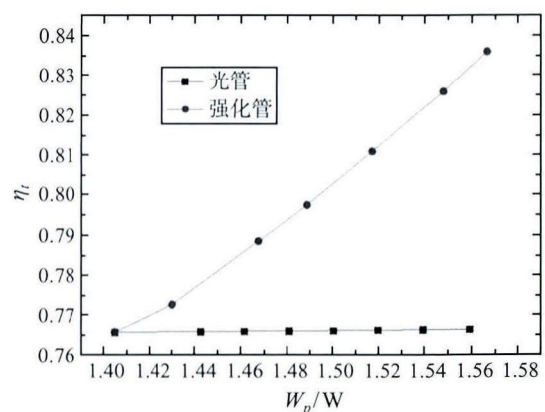


图 6 湍流流动下光管与强化管传热效率比较图

Fig. 6 The comparison of transport efficiency of thermal energy between smooth tube and enhanced tube at turbulent flow

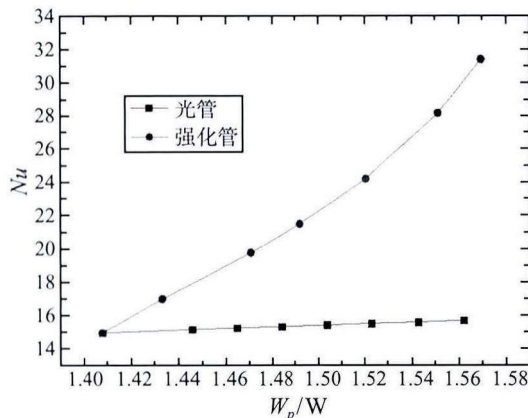


图7 湍流流动下光管与强化管同功耗下 Nu 比较图

Fig. 7 The comparison of Nu number between smooth tube and enhanced tube at turbulent flow and the same power consumption

换热能力以及增加传热效率有一定的增益,但是采用强化管更能大幅增强换热能力且大幅提高传热效率。

3 结 论

本文从热耗散的角度提出了传热过程的效率,并对定热流加热下管内空气对流换热问题进行了传热效率的分析。结果证明,对于层流流动和湍流流动,以热耗散损失最小为优化目标得到的优化流场传热效率远远高于同功耗下光管的传热效率, Nu 也远高于光管。

对于定热流加热的管内对流换热问题,本文也证明了单纯依靠增加流速提高泵功虽然可以增强换热,但是其传热效率并无过多增加。对于层流流动,其传热效率反而随着泵功增加而降低;对于湍流流动,其传热效率随着泵功增加略微提高。因此,无论是层流还是湍流流动,采用合适的强化传热方式才是增强设备换热能力、减少设备功率消耗的正确途径。同时,本文也验证了传热效率对于换热强化具有很好的指导意义。

参 考 文 献

- [1] Bergles A E. Handbook of Heat Transfer Applications [M]. New York: McGraw-Hill, 1985
- [2] Bergles A E. Heat Transfer Enhancement—the Encouragement and Accommodation of High Heat Fluxes [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1997, 119: 8–19
- [3] 顾维藻, 神家锐, 马重芳, 张玉明. 强化传热 [M]. 北京: 科学出版社, 1990
GU Weizao, SHEN Jiarui, MA Chongfang, ZHANG Yuming. Heat Transfer Enhancement [M]. Beijing: Science Press, 1990
- [4] Webb R L, Eckert E R. Application of Rough Surfaces to Heat Exchanger Design [J]. Int J Heat Mass Transfer, 1972, 15: 1647–1658
- [5] Bergles A E, Blumenkrantz A R, Taborek J, et al. Performance Evaluation Criteria for Enhanced Heat Transfer Surfaces [J]. Heat Transfer 1974, V - II, The Japan Soc Mech Engrs, 1973: 234–238
- [6] Bergles A E, Bunn R L, Junkhan G H, et al. Extended Performance Evaluation Criteria for Enhanced Heat Transfer Surfaces [J]. Letters Heat Mass Transfer, 1974, 1: 113–120
- [7] Bejan A. The Concept of Irreversibility in Heat Exchanger Design: Counterflow Heat Exchangers for Gas-to-Gas Applications [J]. J Heat Transfer, 1977, 99C(3): 374–380
- [8] Bejan A. General Criterion for Rating Heat Exchanger Performance [J]. Int J Heat Mass Transfer, 1978, 21: 655–658
- [9] Prasad R C, Shen J H. Performance Evaluation of Convective Heat Transfer Enhancement Devices Using Exergy Analysis [J]. Int J Heat Mass Transfer, 1993, 36(17): 4193–4197
- [10] GUO Zengyuan, LI D Y, WANG B X. A Novel Concept for Convective Heat Transfer Enhancement [J]. Int J Heat Mass Transfer, 1998, 41(14): 2221–2225
- [11] LIU Wei, LIU Zhichun, GUO Zengyuan. Physical Quantity Synergy in Laminar Flow Field of Convective Heat Transfer and Analysis of Heat Transfer Enhancement [J]. Chin Sci Bul, 2009, 54(19): 3579–3586
- [12] LIU Wei, LIU Zhichun, MING Tingzhen, GUO Zengyuan. Physical Quantity Synergy in Laminar Flow Field and its Application in Heat Transfer Enhancement [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2009, 52(19/20): 4669–4672
- [13] LIU Wei, LIU Zhichun, HUANG Suyi. Physical Quantity Synergy in the Field of Turbulent Heat Transfer and its Analysis for Heat Transfer Enhancement [J]. Chin Sci Bul, 2010, 55(23): 2589–2597
- [14] LIU Wei, LIU Zhichun, MA Lei. Application of a Multi-Field Synergy Principle in the Performance Evaluation of Convective Heat Transfer Enhancement in a Tube [J]. Chin Sci Bul, 2012, 57(13): 1600–1607
- [15] LIU Wei, JIA Hui, LIU Zhichun, YANG Kun, FAN Aiwu. Minimum Dissipation Principle and its Application in Heat Transfer Process Optimization [C]// International Forum on Frontier Theories of Thermal Science, 2011, 49–54
- [16] MENG Ji'an, LIANG Xingang, LI Zhixin. Field Synergy Optimization and Enhanced Heat Transfer by Multi-Longitudinal Vortexes Flow in Tube [J]. Int J Heat Mass Transfer, 2005, 48: 3331–3337
- [17] CHEN Qun, WANG Mo, PAN Ning, GUO Zengyuan. Optimization Principles for Convective Heat Transfer [J]. Energy, 2009, 34: 1199–1206
- [18] JIA Hui, LIU Wei, LIU Zhichun. Enhancing Convective Heat Transfer Based on Minimum Power Consumption Principle [J]. Chemical Engineering Science, 2012, 69: 225–230
- [19] ZHANG Xiaoyu, LIU Zhichun, LIU Wei. Numerical Studies on Heat Transfer and Flow Characteristics for Laminar Flow in a Tube With Multiple Regularly Spaced Twisted Tapes [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2012, 58: 157–167