

文章编号:0253-4339(2026)05-0160-13
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20250611001

仿生鲨鱼肤齿管内流动传热特性研究

宋 霞^{1,2} 李 丰^{1,2} 岳 宝^{1,2} 黎辉玲^{1,2} 孙西辉^{1,2} 张超超^{1,2} 任建华²

(1 广东省建筑楼宇热能技术重点实验室 528311 佛山; 2 广东美的暖通设备有限公司 528311 佛山)

摘 要 借鉴鲨鱼皮肤表面天然形成的沟槽状结构的减阻效应,本文提出了仿生鲨鱼肤齿结构,并评估了其在管内单相流动中的强化传热和减阻效果。仿生鲨鱼肤齿由沿主流流向突起的长条肋齿和流线型附齿组成,通过嵌合式交错有规律地排布在管内表面,由此形成了有规律的流动沟槽,能够将壁面附近涡流约束在沟槽内部,防止壁面流向涡的横向迁移,减小了涡横向迁移所引起的动量交换,由此起到减阻效果。此外,肤齿能够有效起到扰流作用,增强壁面对流传热效应,由此带来传热系数的提升。结果表明:影响鲨鱼肤齿减阻提效效果的主要因素是肤齿高度和排布密集程度,随着肤齿高度和肤齿排布密集程度的增加,扰流作用越显著,传热系数的提升效果增强,但减阻效果都会经历一个先增强后减弱的过程,因此存在一个较优的肤齿高度和排布密集程度;在本文所研究的 7 mm 外径管条件下,在管内流动雷诺数为 4 500~9 500 时,鲨鱼肤齿的较优齿高为 0.07 mm,较优的肋齿间距 D_2 和 P 分别为 2.3 mm 和 0.6 mm。与光管相比,带鲨鱼肤齿的内齿管的减阻效果达到约 3.0%,传热能力提升约 8.0%。

关键词 仿生鲨鱼肤齿;管内湍流流动;对流传热;减阻提效

中图分类号: TB61⁺1;TK124.4

文献标识码: A

Numerical Investigation of Flow and Heat Transfer Characteristics Inside a Tube with Bio-Inspired Shark Skin Denticles

Song Xia^{1,2} Li Feng^{1,2} Yue Bao^{1,2} Li Huiling^{1,2} Sun Xihui^{1,2} Zhang Chaochao^{1,2} Ren Jianhua²

(1. Guangdong Key Laboratory of Thermal Energy Storage Technology for Buildings, Foshan 528311, China; 2. GD Midea Heating & Ventilating Equipment Co., Ltd., Foshan 528311, China)

Abstract Inspired by the drag-reducing effect of natural riblet-like structures on shark skin, this study proposes a biomimetic shark skin denticle structure and evaluates its heat transfer enhancement and drag reduction performance in the single-phase flow regime. The bio-inspired denticles consist of longitudinally protruding riblets and streamlined auxiliary riblets arranged in an interlocking, staggered pattern along the inner tube surface. This configuration forms well-organized flow channels that effectively confine near-wall vortices within the grooves, preventing the transverse migration of wall-flow vortices and reducing the momentum exchange caused by vortex cross-flow, thereby achieving drag reduction. Furthermore, denticles generate flow disturbances that enhance the convective heat transfer, leading to improved heat transfer coefficients. The primary factors affecting drag reduction and thermal performance were the denticle height and arrangement density. As the denticle height increased and the arrangement became more compact, the flow disturbance intensified, resulting in a greater heat transfer enhancement. However, the drag reduction effect was initially improved and then deteriorated, indicating the existence of an optimum denticle height and arrangement density. For the studied tube with a 7 mm outer diameter at Reynolds numbers ranging from 4 500 to 9 500, the optimum denticle height was determined to be 0.07 mm, with optimal riblet spacings D_2 and P of 2.3 mm and 0.6 mm, respectively. Compared to a smooth tube, the sharkskin denticle tube achieved an approximately 3.0% reduction in flow resistance and an 8.0% improvement in heat transfer capacity.

Keywords bio-inspired shark skin denticles; turbulent flow in tubes; convective heat transfer; drag reduction and heat transfer enhancement

风盘是一种常见的空调末端设备,广泛应用于商业建筑、办公楼、酒店、医院和住宅等场所。目前风盘换热器形式多采用铜管铝翅片换热器,载冷剂走管内,与翅片侧的空气进行传热。近三十年来,铜管换热管的外径尺寸正在逐年减小,由 9.52 mm 缩减

至 7.94 mm,再缩减至 7 mm,甚至到 5 mm 或 4 mm。目前风盘行业内最常用的是外径 $\varphi 7$ 的铜管,为了满足水阻要求,风盘用 $\varphi 7$ 铜管多为光管,同时为了尽可能提升换热效果,壁厚一直向轻量化和薄壁化的方向发展,当前 $\varphi 7$ 光管的壁厚已经在向 0.25 mm 以下

发展。中国铜矿资源相对匮乏,大量依赖进口,且国际铜价波动较大,导致供应链不稳定,所以目前制冷空调行业正在积极寻求可替代铜材的换热材料。不锈钢因成本稳定、价格低廉成为可替换铜材的潜力材料之一^[1]。但不锈钢的导热系数为 $16 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,远低于铜管的导热系数($384 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$),因此,强化传热,弥补材料导热不佳带来的传热量不足是不锈钢代铜首先需要解决的问题。强化传热主要从 2 方面着手,一是翅片侧空气对流传热强化,二是管内载冷剂单相强迫对流传热强化,本文主要研究管内单相强迫对流传热强化,同时需要将水阻考虑在内。早期,学者普遍关注强化传热技术带来的传热系数的增加倍数,由于换热量与传热系数成正比,一般使用努塞尔数(Nu)比值作为强化传热的评价准则。由于传热效果与压力损失均与管内流速大小有关,因此目前学者主要致力于研究如何在压力损失合理的情况下获得远胜于此的强化传热效果。

根据雷诺数(Re),管内单相强迫流动可分为层流流动、过渡段流动和完全湍流流动等几类,不同的流动形式下的传热效果有差异。基于 N-S 方程、傅里叶定律和牛顿冷却公式,可理论推导分析得到管内层流传热过程中进口段和充分发展段的当地壁面对流传热系数^[2]。由于速度场分布复杂,无法直接从理论推导获取湍流传热的具体情况,多数研究均基于实验研究来确定管内湍流传热情况。王莉等^[3]从 23 篇文献中收集了 1 220 组实验数据,建立了一个含有 1 266 组数据的管内单相流强迫对流湍流传热实验数据库。用该数据库对 14 个现有管内单相流强迫对流湍流传热关联式进行了评价分析,鉴别出了预测精度高的关联式,如 Gnielinski 公式^[4]、Dittus-Boelter 公式^[5]等,为管内单相流强迫对流湍流传热关联式的选用提供了依据。此外,也有研究者分析了各种异型管的管内单相传热。王瑞等^[6-7]研究了螺旋管,其中崔海亭等^[7]的实验结果表明,相同泵功和传热面积条件下,普通螺旋槽纹管换热量可较光管提高 23%~31%、W 形螺旋槽纹管换热量可较光管提高 26%~39%。张兰等^[8]研究了花柄管,结果表明,花柄管的传热系数整体高于光管,花柄管的波纹表面增强了扰动并在截面处形成涡流。付萍等^[9]研究了涟漪纹管,结果表明,涟漪纹管内对流传热 Nu 是相同 Re 下光管的 2.48 倍,同时管内摩擦阻力系数显著增大。周安平^[10]研究了多头内螺纹管。以乙二醇溶液和空气为工质,T. C. Carnovas^[11-12]研究了多种内螺纹管和纵向翅片管的单相流动特性,结果表明,与纵向翅片管相比,在相同输送功率下,多头内螺纹管的

换热量增加了 12%~66%。L. J. Brognaux 等^[13]的流动实验表明,多头内螺纹管的流动压力损失比光管增加 35%~55%,流动阻力随着螺旋角的增加而增加。J. G. Witherst^[14]报道了 25 根多头内螺纹管的流动阻力系数结果,结果表明,阻力系数随螺纹管头数的增加而增加。J. B. Copetti 等^[15]的实验结果表明,等热流加热条件下,当 $2\,300 < Re < 10\,000$,多头内螺纹管内流动的压力损失比光管增加 20%;当 $Re > 10\,000$ 后,压力损失增加 70%。李隆键等^[16]的实验结果表明,与光滑管式盘管相比,2 种多头内螺纹管式盘管的平均传热系数增加 71% 和 103%。李晓伟等^[17]的实验结果表明, $2\,300 < Re < 10\,000$,多头内螺纹管内对流传热系数略高于光管; $Re > 10\,000$,传热系数快速增加,最高比光管高 120%。此外,在散热研究领域有不少学者研究了各种异型通道的单相传热效果^[18-19]。

综上所述,目前管内的单相强化传热方法在提升管内强迫对流传热系数的同时不可避免地会增大流动压降。风盘的日常运行对水阻的要求较为严苛,该参数直接影响水泵的扬程选择和系统水力平衡,这也是目前风盘所用铜管多为光管的原因。因此,寻求一种能够在尽量不增加水阻的条件下提升管内对流传热系数的强化传热方法是本文的研究内容。

快速游动的鲨鱼,其皮肤表面沿流动方向有序排列着沟槽状结构,人们认为该结构能在湍流流动中减小表面摩擦阻力。D. W. Bechert 等^[20]受到鲨鱼皮表结构的启发,使用壁面沟槽结构进行减阻实验,可以达到 9.9% 的减阻率。B. Dean 等^[21]研究了湍流流动阻力的形成机制和沟槽减阻的理论特性,综述了沟槽减阻理论特性的一些研究方法,并且归纳定义了沟槽减阻最优几何形状及其尺寸。但这些研究主要以流体掠过具有鲨鱼皮表结构的平面表面为场景进行分析,缺乏圆形管内有限流动空间场景下环形管内壁鲨鱼皮表结构的减阻效果的相关研究,即缺乏将这种鲨鱼皮表结构应用于管内流动的研究。借鉴鲨鱼肤齿形成的沟槽状结构的减阻效应,本文创新性地提出了带鲨鱼肤齿的不锈钢管并评估了其强化传热和减阻效果。

1 管内单相强迫对流仿真模型

1.1 物理模型描述

管内单相强迫对流的物理模型如图 1 所示,流体从进口侧进入管内,在管内流动,流体与管内壁面存在温度差,两者之间通过对流传热和导热等形式进行热量传递,同时产生沿程摩擦阻力。将管内流体

流动的区域作为控制体和计算域,假设流体域为单相流体,各向同性、三维的、连续稳定的不可压缩流体,遵循控制方程(1)~(3)。

连续性方程:

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \tag{1}$$

动量方程:

$$\nabla (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot [(\mu + \mu_t)(\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T)] + \rho \mathbf{g} \tag{2}$$

能量方程:

$$\nabla (\rho \mathbf{u} E) = \nabla \cdot (\lambda_{\text{eff}} \nabla T) + \tau_{\text{eff}} \nabla \mathbf{u} \tag{3}$$

式中: $\lambda_{\text{eff}} = \lambda + c_p \mu_t / Pr_t$; τ_{eff} 为包含湍流黏度的应力张量; Pr 为普朗特数, 数值为 0.85; 下标 t 表示湍流。

数值模型采用 ANSYS Fluent 2021R1 平台, 湍流模型采用 $k-\omega$ SST 模型, 该模型结合了标准 $k-\omega$ 模型在近壁区的高精度和 $k-\varepsilon$ 在远场流动中的鲁棒性, 可通过剪切应力输运 (shear stress transport, SST) 修正改善逆压梯度流动预测, 入口湍流强度设为 5%, 湍流黏度比设为 10。求解器采用压力基耦合算法, 压力-速度耦合采用 Coupled 算法, 所有方程均采用二阶离散格式, 近壁面采用低雷诺数处理, 无量纲数 y^+ (近壁面网格分辨率) 控制在 0.5~1.5, 所有方程收敛残差达 10^{-6} 量级, 经过网格独立性验证, 长度为 200 mm 的 $\varphi 7$ 光管的网格数量达到 600 万以上, 壁面对流传热系数和进出口压降的均偏差 $< 0.1\%$ 。

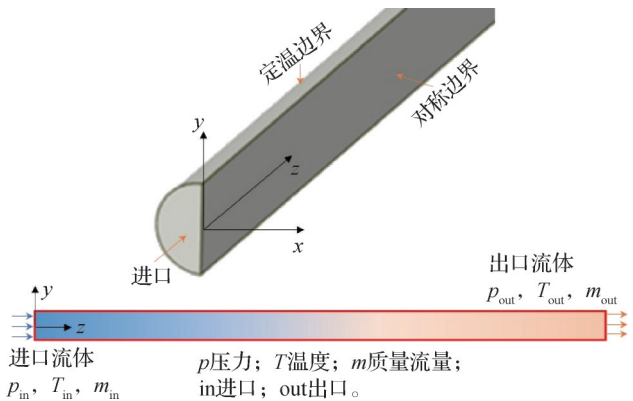


图 1 管内单相强迫对流传热模型
Fig.1 Heat transfer model inside a tube

1.2 边界条件

入口设为速度进口或流量入口, 根据实际工况设定初速度/流量和温度, 出口采用压力出口边界条件, 换热工质为单相液态水, 其物性参数的计算根据管进出口的平均温度和压力, 由 NIST-REFPROP 软件查得, 管道壁面条件设为恒温边界。

1.3 模型校准

采用文献中的实验数据对模型进行校准, 表 1 汇总了文献 C. C. Wang 等^[22]和 K. Aroonrat 等^[23]的单管

传热压降测试结果, 管型包括不同尺寸的光管和内螺纹管, 测试工况包括不同的 Re 。图 2 所示为仿真模型计算结果和文献测试结果的传热压降对比。由图 2 可知, 仿真计算得到的对流传热系数与文献中实验测得的对流传热系数偏差在 $\pm 15\%$ 以内, 仿真计算得到的压降与文献中实验测得的压降偏差在 $\pm 20\%$ 以内, 由此可以证明本文仿真模型的有效性。

表 1 文献 C. C. Wang 等^[22]和 K. Aroonrat 等^[23]的测试结果
Tab.1 Experimental results in references C. C. Wang et al^[22] and K. Aroonrat et al^[23]

文献	No.	内径/ mm	管型	Re	$h_{\text{exp}} /$ [W/(m ² ·K)]	$\Delta p_{\text{exp}} /$ (Pa/m)
C. C. Wang 等 ^[22]	1	7.92	光管	5 488	3 356	1 361
	2	7.92	光管	7 011	4 351	2 144
	3	7.92	光管	9 447	5 765	3 716
	4	7.92	光管	12 158	7 559	6 220
	5	7.92	光管	18 253	9 797	13 178
	6	8.96	螺纹管	3 054	2 306	1 629
	7	8.96	螺纹管	5 560	4 612	4 263
	8	8.96	螺纹管	9 354	12 382	11 608
	9	7.38	螺纹管	3 403	2 605	3 000
	10	7.38	螺纹管	6 110	5 301	8 267
	11	7.38	螺纹管	8 701	7 892	16 153
	12	7.38	螺纹管	13 419	14 538	36 780
	13	6.46	螺纹管	3 526	3 132	4 905
	14	6.46	螺纹管	7 159	9 102	20 078
K. Aroonrat 等 ^[23]	15	7.1	光管	4 105	3 118	789
	16	7.1	光管	6 025	4 630	1 551
	17	7.1	光管	9 236	6 910	3 109
	18	7.1	内齿管	3 832	5 693	1 032
	19	7.1	内齿管	6 997	15 330	3 229
	20	7.1	内齿管	10 162	29 123	6 267

注: h_{exp} 和 Δp_{exp} 分别为实验测得的对流传热系数和压降。

2 管内鲨鱼肤齿的传热压降特性

2.1 管内仿生鲨鱼肤齿特征分析及参数化

鲨鱼皮肤通常由一片一片形状规则的鳞片经过排列无缝地完全覆盖在鲨鱼身体表面, 这些鳞片并不是光滑的, 表面排列着沿着鲨鱼游动方向的肋状齿^[24], 如图 3 和图 4 所示, 不同鲨鱼种类, 甚至是不同身体部位的肋状齿存在一定差异。这些肋状齿的共性特征为由 3 条或以上中间长两侧短的突起肋状齿组成一个鳞片单元, 这些肋状齿沿着鲨鱼皮肤表面

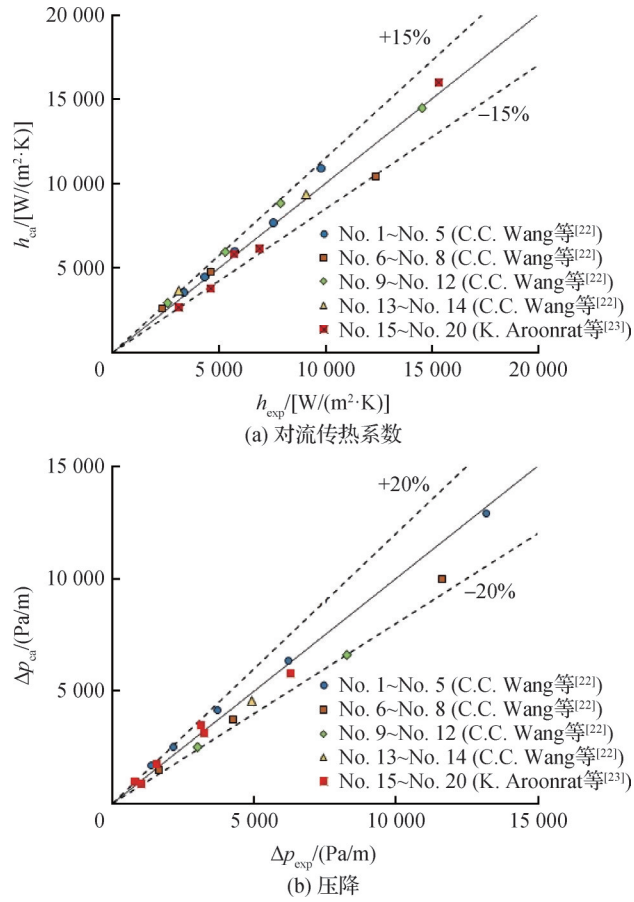


图 2 仿真模型验证
Fig.2 Model validation

的水流流向排列,由此为鲨鱼皮肤表面的流体壁面流动提供一个交错排列的沟槽。这些间断的小沟槽状结构有利于抑制黏性底层上流向涡的横向迁移,对涡迁移的抑制减少了涡向外区喷射的趋势,并且在湍流边界层外减小了由于涡在边界层外层的缠结和扭转所引起的动量交换,由此起到减阻效果^[24]。此外,在脊状表面形成涡,由于位于沟槽上方,只与沟槽脊状表面尖峰相互作用,涡的产生不会在槽谷产生高速流动。也正由于较高速度的涡只与沟槽脊部的局部表面相互作用,所以只有这个小区域会承受较高切应力,沟槽槽谷处的低速流体流过沟槽大部分表面,但产生的切应力很小。通过控制让涡保持在沟槽脊上方,使得沟槽槽谷内的横向流速脉动远小于平板流动中的横向流速脉动^[25]。横向流速脉动的差异使表面切应力和动量交换减小,并把增加表面积的影响降至最低。虽然涡在槽脊上方,但仍会有二次涡产生并短暂地进入槽谷。实际上,这些短暂存在的二次涡运动增加了与沟槽槽谷表面的相互作用,但对阻力的影响很小^[24]。

根据上述鲨鱼皮肤的沟槽减阻机制,本文以文献^[24-25]中提及的、常见且经典的3条中长两短肋状齿

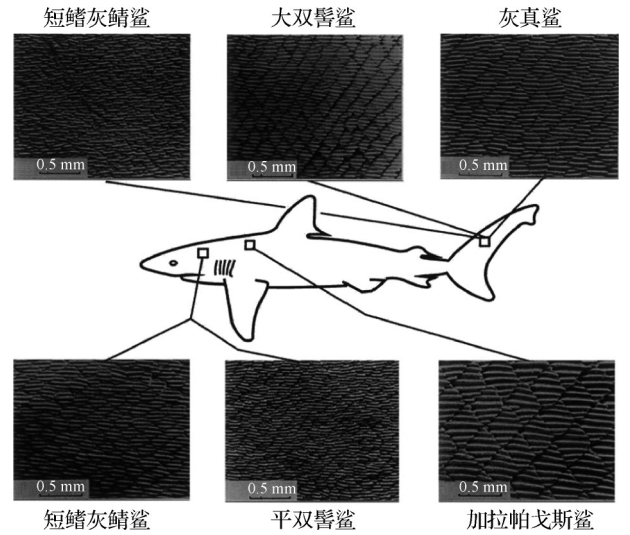


图 3 快游鲨鱼的鳞片特征^[24-25]

Fig.3 Scale patterns of fast sharks^[24-25]

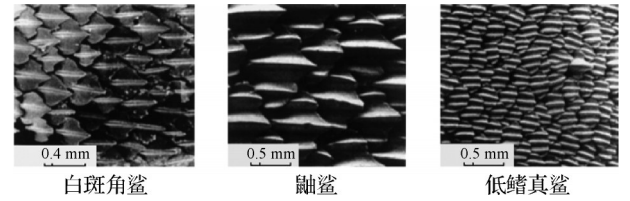


图 4 部分鲨鱼物种鳞片的嵌合式肋状结构^[24-25]

Fig.4 Partly interlocking ribs on the scales of various shark species^[24-25]

组成的鳞片单元作为管内鲨鱼皮肤齿的组成单元,其主要作用特征为突起肋齿天然构建的小沟槽,如图5所示。根据该减阻机制及相似原理中的几何相似,本文提炼出如图5所示的管内仿生鲨鱼皮肤,3条突起肋齿构建出中部沟槽,中间长肋的长度为 s_1 ,两侧短肋的长度同为 s_2 ,长肋和短肋的间距为 P 。由文献可知长肋和短肋的长度比 s_1/s_2 约为1.3~2.0,间距 P 与长短肋的长度属于同一数量级,由图3和图4可知, P/s_2 约为0.5~2.0,两侧短肋的高度 H_2 略略低于中间长肋的高度 H_1 ,据文献^[24-25]分析,在平板流动场景下, H_1/P 约为0.1~0.8时,且 P^+ 约为10~25时,减阻效果较佳。

$$P^+ = (P \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}) / \nu \quad (4)$$

式中: τ_0 为光滑壁面的剪切应力,Pa。

自然界中带有肋状齿的鲨鱼鳞片一般按照图3和图4所示的嵌合式交错方式有规律地排列,因此本文将图5所示的仿生鲨鱼皮肤单元按照交错排布的方式排列,如图6所示,2个特征参数,轴向单元间距 D_1 和径向单元间距 D_2 ,即可表征这种交错排布特征。由图6可知,当排列间距稍大时,皮肤单元间存在一

些平面空白区域,无法构成小沟槽结构。因此本文在此排列基础上,在肤齿单元间添加了辅助性流线型突起肋,以便在空白区域构造出附加的小沟槽结构。

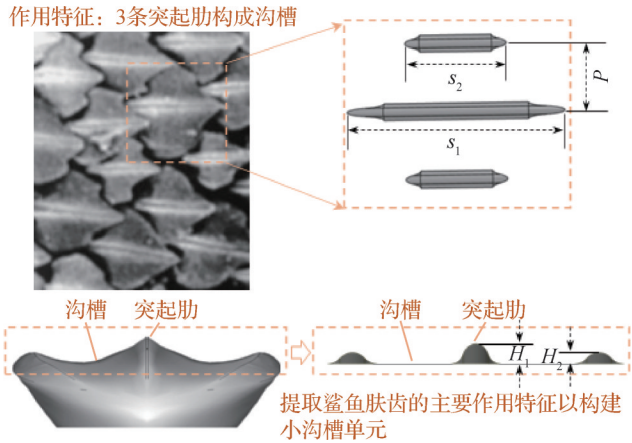


图5 仿生鲨鱼肤齿肋单元
Fig.5 Shark skin-inspired denticle riblet unit

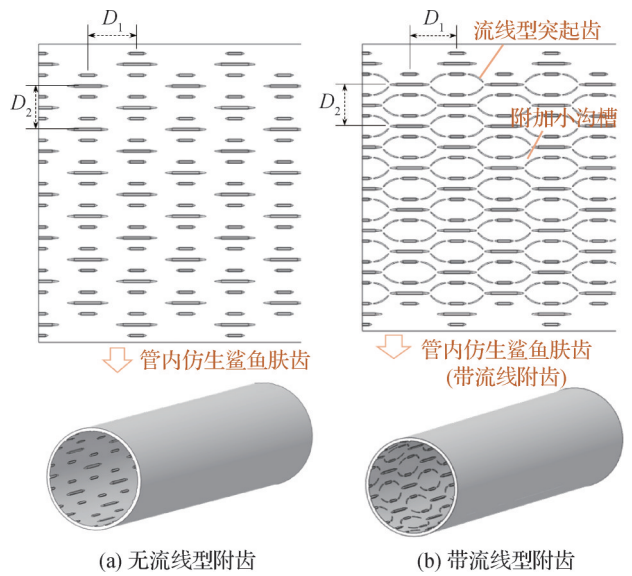


图6 管内仿生鲨鱼肤齿嵌合交错排列
Fig.6 Interlocking staggered arrangement of shark skin-inspired denticle riblet units

下面将研究上述仿生鲨鱼肤齿对管内流动传热的影响,探讨鲨鱼肤齿影响流动传热效果的机制。

2.2 管内仿生鲨鱼肤齿流动传热仿真及参数寻优

2.2.1 光管管内对流传热特性

本文以 $\varphi 7$ 外径为例,首先分析光管的管内对流传热特性。表2所示为仿真的工况参数,流体为液态水,其物性参数在7~27℃的变化可以忽略,因此以进出口平均温度约为9℃时的物性参数为准,将物性参数设为定值,壁面传热边界条件设为等壁温边界,管

长取224 mm。

表2 仿真工况参数
Tab.2 Simulation parameters

参数类型	参数	取值
流体物性参数	密度/(kg/m ³)	999.8
	比热容/[kJ/(kg·K)]	4.2
	导热系数/[W/(m·K)]	0.6
	动力黏度/(μPa·s)	1.4
工况参数	入口流量/(kg/s)	0.033/0.044/0.055/0.066
	入口水温/℃	7
	壁面温度/℃	27

根据入口流量为0.033 kg/s和内径(假设壁厚为0.24 mm)可知,流动 Re 约为4 600,管内流动状态为湍流状态,流体剧烈混合,存在涡旋和脉动,如图7所示,在壁面附近存在速度旋度,即涡量,说明壁面附近的流体在垂直于主流流动方向存在流向涡,这些漩涡在壁面附近一边随着主流向前流动的过程中从

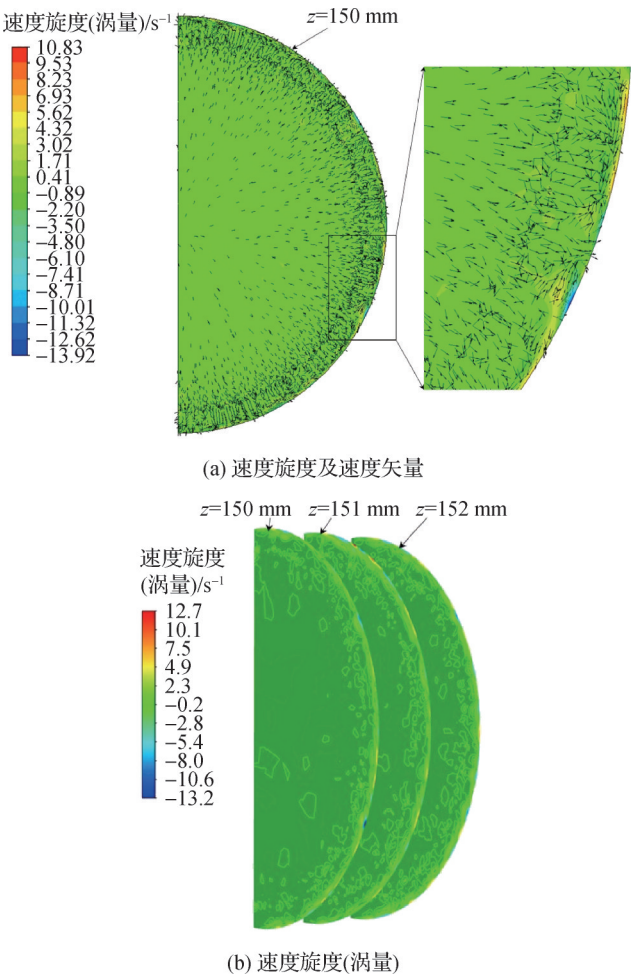


图7 径向截面速度旋度(涡量)等值图及速度矢量图
Fig.7 Contour of velocity curl Z and vector of velocity

产生到耗散再到产生,一边在径向平面内沿着壁面旋转迁移,涡在垂直于流动方向的横向旋转迁移势必会带来额外的流动阻力。随着入口流量的增加或壁厚的增加, Re 增大,壁面附近的涡量绝对值增大。经测算,这些漩涡紧贴壁面,主要集中在距离壁面约 0.07 mm 的圆环内。

图 8(a)所示为管内流动轴向截面的速度等值图,流动状态分为入口发展段和充分发展段,入口段的长度较短,约为 60 mm,流动便进入充分发展段,此时流动进入相对稳定状态,本文选择的 224 mm 长度远大于入口段长度,留有足够的长度可以观测充分发展段的特征。图 8 所示为壁面的对流传热系数,由于入口效应,入口段的对流传热系数远大于充分发展段,但入口段长度较短,无论是压降特性还是传热特性均以充分发展段为主,因此本文在提取传热压降特性时忽略了入口段,主要探讨充分发展段。

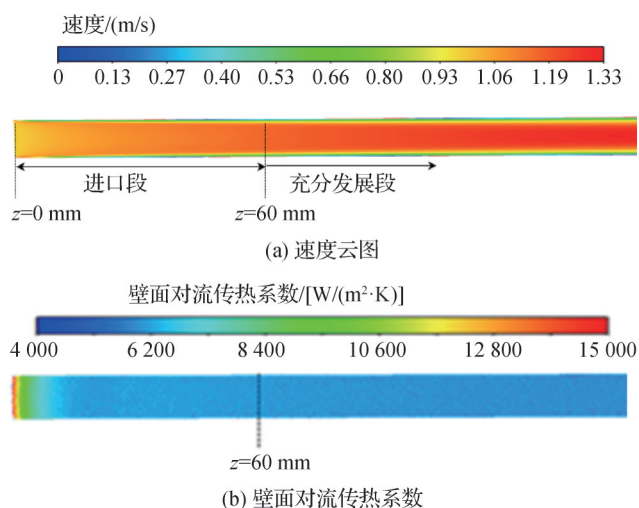


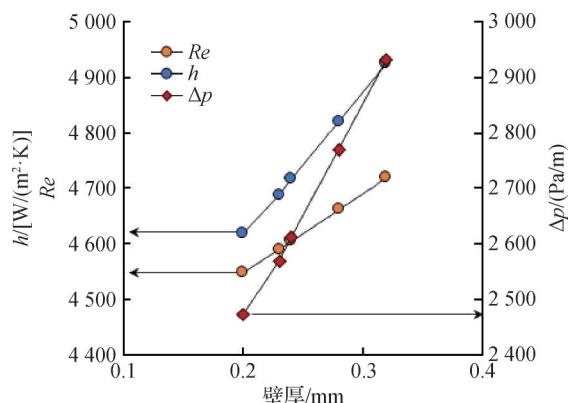
图 8 管内流速和壁面对流传热系数等值图

Fig.8 Contour of velocity magnitude and convective heat transfer coefficient

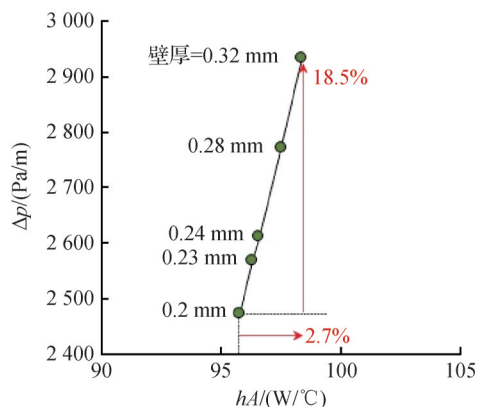
图 9(a)所示为流动传热特性随壁厚的变化(外径 $\varphi 7$ 不变),随着壁厚的增加,内径减小,管内流速增加, Re 增大,管内压降和壁面对流传热系数均增大。随着壁厚的增加,虽然传热增强,但是单位长度的传热面积有所下降,因此为综合评估管内传热能力随壁厚的变化,图 9(b)所示为单位长度的传热能力 hA 和压降 Δp 的变化,可见随着壁厚从 0.2 mm 增至 0.32 mm,传热系数 h 的增幅为 6.6%, hA 的增幅仅为 2.7%, Δp 的增幅达到 18.5%,可见壁厚增加带来的压降增幅大于传热强化的增幅。

图 9(c)所示为流动传热特性随流量的变化,当 m 从 0.033 kg/s 增至 0.066 kg/s,管内 Re 从 4 500~5 000 增至 9 000~9 500, hA 的增幅约为 81%, Δp 的增幅约

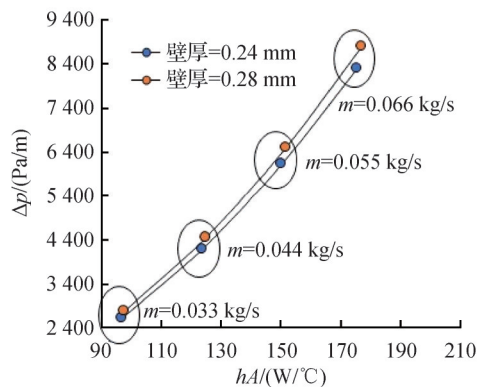
为 218%,可见流量增加,即 Re 增加,传热能力的增幅远不及压降增幅。



(a) h , Re 和 Δp 的变化



(b) hA 和 Δp 随壁厚的变化



(c) hA 和 Δp 随流量的变化

图 9 流动传热特性随壁厚和流量的变化

Fig.9 h , hA , Re and Δp vs. wall thickness and m

2.2.2 鲨鱼肤齿管内对流传热特性

鉴于管内光管流动传热时,垂直于主流方向的漩涡主要集中在距离壁面约 0.07 mm 的圆环内,鲨鱼肤齿的齿高以 0.07 mm 为中心进行参数扫描,具体参数如表 3 所示。

以结构 2 为例,本文对带鲨鱼肤齿结构的管内流动域的网格独立性进行了验证。图 10(a)和(b)所示为与鲨鱼肤齿结构对应的管内流动计算域的局部网格,图 10(c)所示为在表 2 所示流动工况下,当入口流

表 3 鲨鱼肤齿结构参数

Tab.3 Structural parameters of shark skin-inspired
denticle riblets

No.	H_1/mm	H_2/mm	s_1/mm	s_1/s_2	P/mm	D_1/mm	D_2/mm	有无 附齿	壁厚/ mm
1	0.07	0.06	3	2	0.8	3.6	2.9	无	0.24
2	0.07	0.06	3	2	0.8	3.6	2.9	有	0.24/0.28
3	0.03	0.02	3	2	0.8	3.6	2.9	有	0.24
4	0.05	0.04	3	2	0.8	3.6	2.9	有	0.24/0.28
5	0.09	0.08	3	2	0.8	3.6	2.9	有	0.24/0.28
6	0.11	0.10	3	2	0.8	3.6	2.9	有	0.24/0.28
7	0.07	0.06	3	1.5	0.8	3.6	2.9	有	0.24
8	0.07	0.06	5	2	0.8	5.6	2.9	有	0.24
9	0.07	0.06	7	2	0.8	7.6	2.9	有	0.24/0.28
10	0.07	0.06	3	2	0.8	2.5	2.9	无	0.24/0.28
11	0.07	0.06	3	2	0.8	3.0	2.9	无	0.24
12	0.07	0.06	3	2	0.8	4.2	2.9	有	0.24
13	0.07	0.06	3	2	0.8	3.6	2.3	有	0.24/0.28
14	0.07	0.06	3	2	0.6	3.6	2.3	有	0.24/0.28
15	0.07	0.06	3	2	0.6	3.6	1.8	有	0.24/0.28

量为 0.033 kg/s 时,壁面的对流传热系数 h 随网格数增加的变化,当网格数从 1 250 万增至 1 660 万时, h 和 Δp 的变化非常小,偏差小于 0.1%,可以认为 1 250 万网格数已达到网格无关,因此结构 2 取 1 250 万网格数作为计算网格,其他鲨鱼肤齿结构下的网格划分亦遵循上述经过无关性验证的结构 2 网格的划分原则。

1) 鲨鱼肤齿对传热压降特性的影响。

图 11 所示为鲨鱼肤齿结构参数 No. 1 在流量为 0.033 kg/s 时有无鲨鱼肤齿截面的涡量图和速度矢量图。由图 11(a)可知,由于鲨鱼肤齿的存在,壁面附近的涡量值明显增大,说明漩涡的强度增大,有助于强化对流传热,这些涡主要集中在齿与齿之间的沟槽中,由于肋齿的凸起限制,这些涡只能随着主流向前流动,不能在垂直于主流方向的横向截面内迁移,减弱了由于流向涡的横向迁移带来的流动阻力;由于 D_1 的间距存在,间距中间会有一段微小的距离没有肋齿的存在。图 11(b)所示为无齿截面的涡量图,由图可知,壁面附近的漩涡刚脱离肋齿的约束,有沿着弧形壁面产生横向迁移的趋势,很快漩涡进入下一层肋齿中,被下层肋齿再次约束,如图 11(c)所示,从左至右依次为上层肋齿截面、间距中间无齿截面、下层肋齿截面,可见壁面产生的漩涡被肋齿束缚在沟槽内,无法沿着壁面横向迁移,一旦脱离肋齿的约束,这些漩涡呈现出横向迁移的趋势,进入下层肋齿

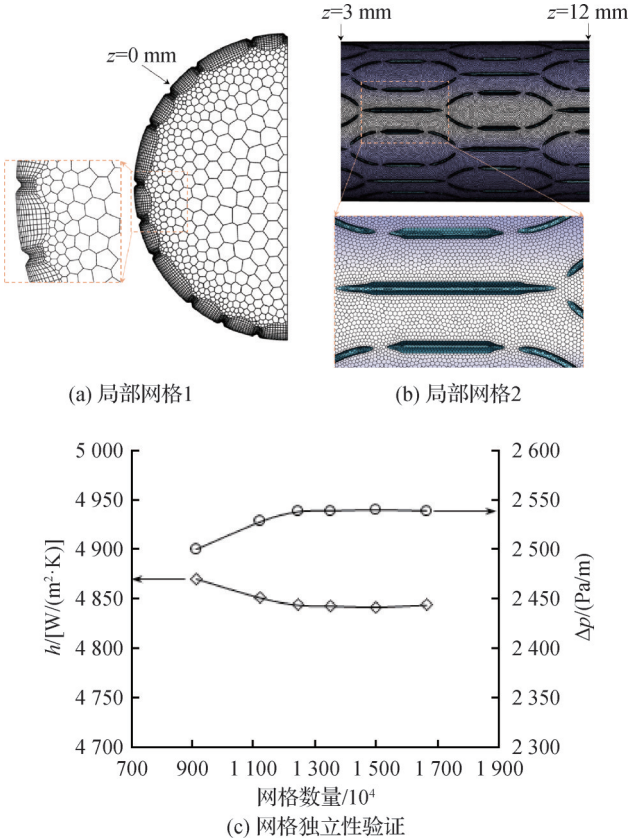


图 10 局部网格及独立性验证

Fig.10 Local mesh and validation of grid independence

再次被约束,如此重复。

图 12 所示为结构参数 No. 2 有流线型附齿在流量为 0.033 kg/s 时的涡量图,从左至右依次为上层肋齿截面、间距中间有流线型附齿的截面、下层肋齿截面,与图 11(c)相同,涡在上下层肋齿截面均被约束,区别是在间距中间,附齿的存在使间距中间的漩涡仍被束缚住,且涡的强度增大,有助于强化对流传热。从传热特性来看,如图 13 所示,在进入充分发展阶段后,光管(0.24 mm 壁厚)的壁面对流传热系数基本保持不变,流动处于稳定状态;鲨鱼附齿能够显著提升壁面的对流传热系数,尤其在有流线型附齿的配合下,这些突起肋齿能够起到扰流的作用,使得突起肋齿及其周围的对流传热效果得到有效强化。图 14 总结了光管、No. 1 管型和 No. 2 管型的传热压降特性,可见鲨鱼肤齿和流线型附齿可带来 2.7% 的传热强化,这不包括由于齿形的存在带来的面积增量所附加的传热能力增强,同时鲨鱼肤齿和流线型附齿可带来 2.8% 的减阻效果,附齿的存在对强化传热和减阻均有一定效果。因此,在接下来的结构参数讨论中,无特殊情况均考虑附齿的存在。

2) 肤齿齿高对传热压降特性的影响。

由表 3 可知,结构参数 No. 2~No. 6 考虑了鲨鱼肤

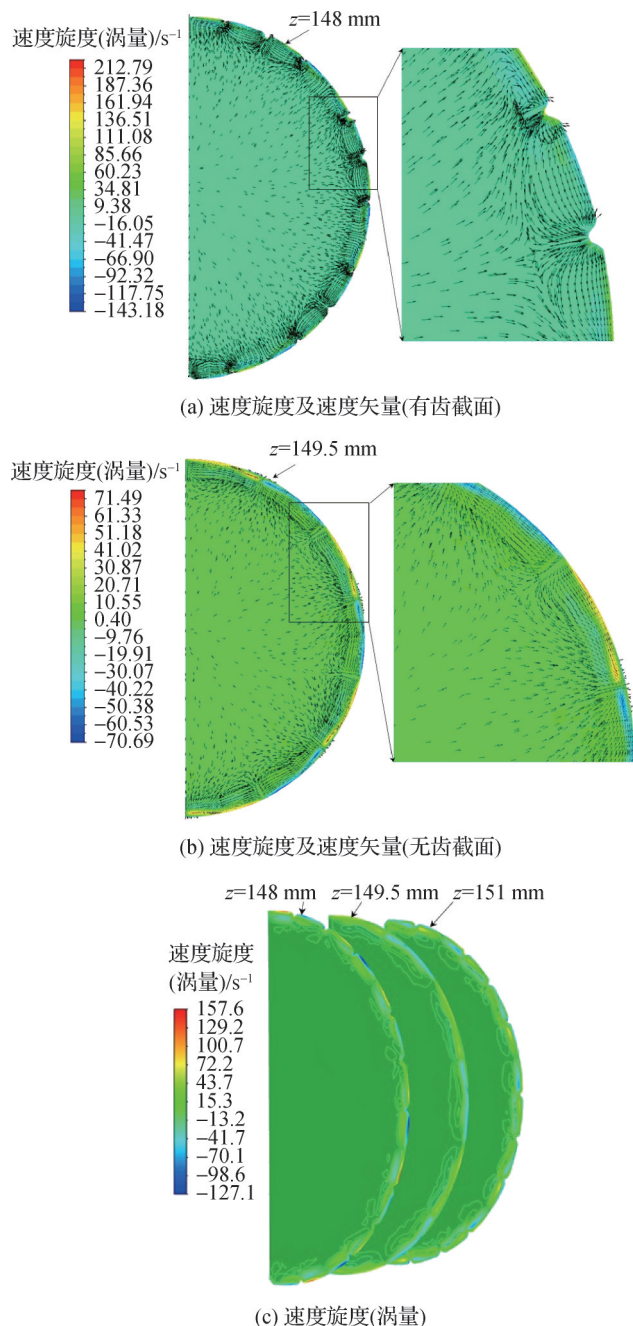


图 11 截面速度旋度(涡量)等值图及速度矢量图 (No. 1)
Fig.11 Contour of velocity curl Z and vector of velocity (No. 1)

齿高为 0.03~0.11 mm 对传热压降特性的影响,图 15 所示为仿真结果,可见随着齿高增加,肋齿对壁面传热的扰流强度增强,传热系数增加。当齿高增至 0.09 mm 时 (No. 5),如图 16 所示,肋齿的齿顶已经触碰到速度黏性底层和温度边界层的外边沿,扰流强化壁面传热的效果进入平缓区,因此 h 随着齿高增至 0.09 mm 后提升幅度减小,如图 15 所示。

从压降特性来看,当齿高从 0.03 mm 增至 0.07 mm 时,由于肋齿形成的沟槽对壁面附近漩涡的横向迁移起到限制作用,减弱了由于壁面漩涡横向迁移

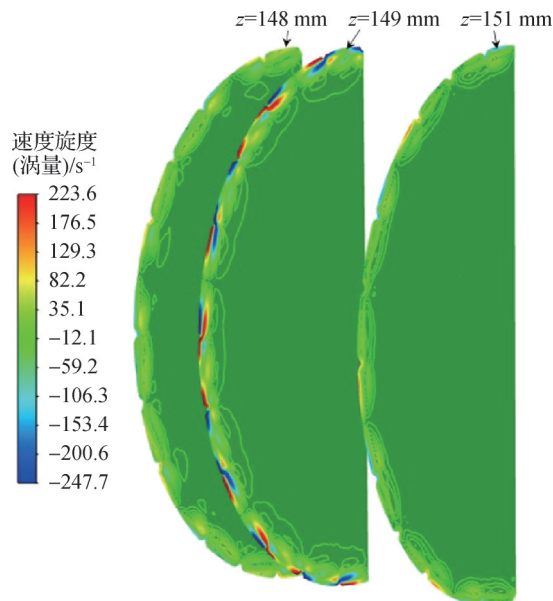


图 12 截面速度旋度(涡量)等值图 (No. 2)
Fig.12 Contour of velocity curl Z (No. 2)

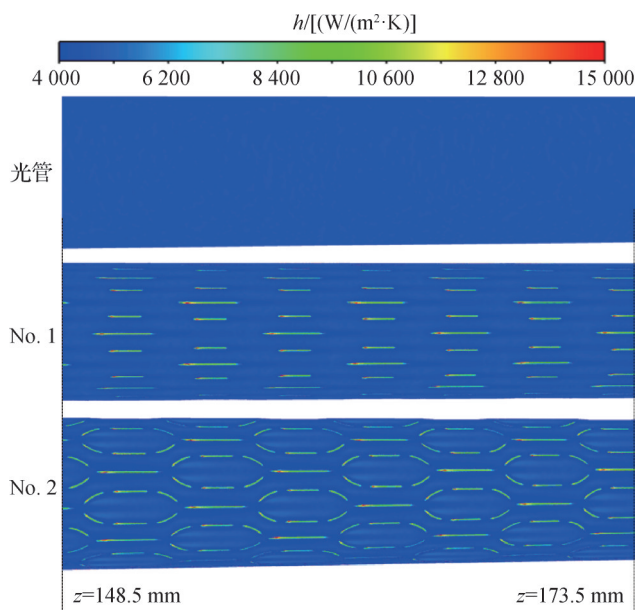


图 13 壁面对流换热系数等值图
Fig.13 Contour of convective heat transfer coefficient

带来的流阻,此时沟槽的减阻作用占主导,齿高增加对漩涡的横向迁移限制作用更明显,因此 Δp 随着齿高增加在降低;当齿高增至 0.09 mm 时,如上所述,齿高高度已经超过壁面漩涡的主要集中区域,肋齿齿顶已经超出黏性底层,伸入速度变化剧烈的过渡区域,此时伸出的肋齿对主流流动的阻碍开始产生效果,逐渐抵消了沟槽的减阻效应,流动阻力开始增加,当齿高增至 0.11 mm 时,阻力的增幅更加显著。因此,从传热压降的综合效果考虑,齿高 0.07 mm 为鲨鱼牙齿在此应用场景下的较优齿高。

3) 肤齿长度对传热压降特性的影响。

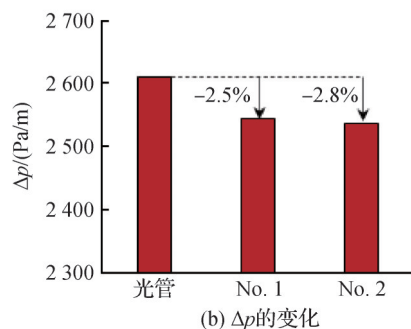
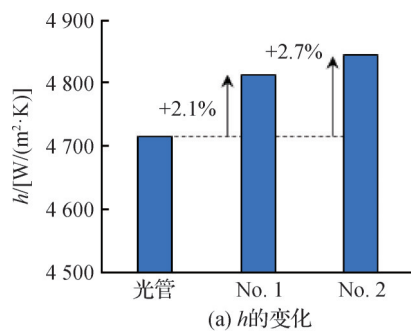


图 14 三种管型的流动传热特性

Fig.14 h and Δp of three types of tubes

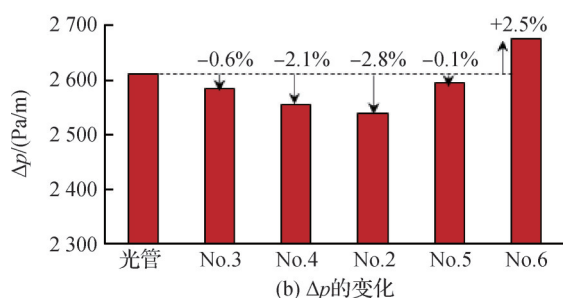
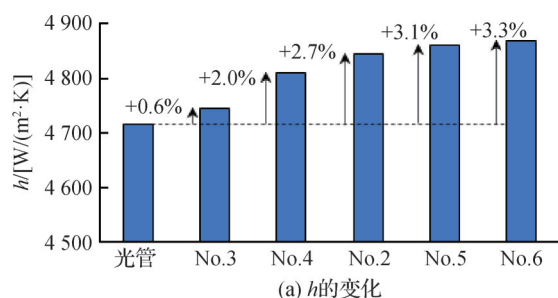


图 15 流动传热特性随齿高的变化

Fig.15 Variation of h and Δp vs. h_1

参见表 3, 结构参数 No. 2、No. 7~No. 9 考虑了鲨鱼肤齿的长度变化对传热压降特性的影响, 仿真结果如图 17 所示。从 No. 2 和 No. 7 的结果对比可知, 由于有流线型附齿的存在, 可实现在上下层肋齿之间的空白光滑间隙也有突起齿, s_2 的长度变化对传热压降的影响不明显。同理, 从 No. 2、No. 8 和 No. 9 的结果对比可知, s_1 的长度变化对传热压降的影响亦不显著。

4) 肤齿排列间距对传热压降特性的影响。

肤齿排列的密集程度主要由 D_1 、 D_2 和 P 这 3 个参

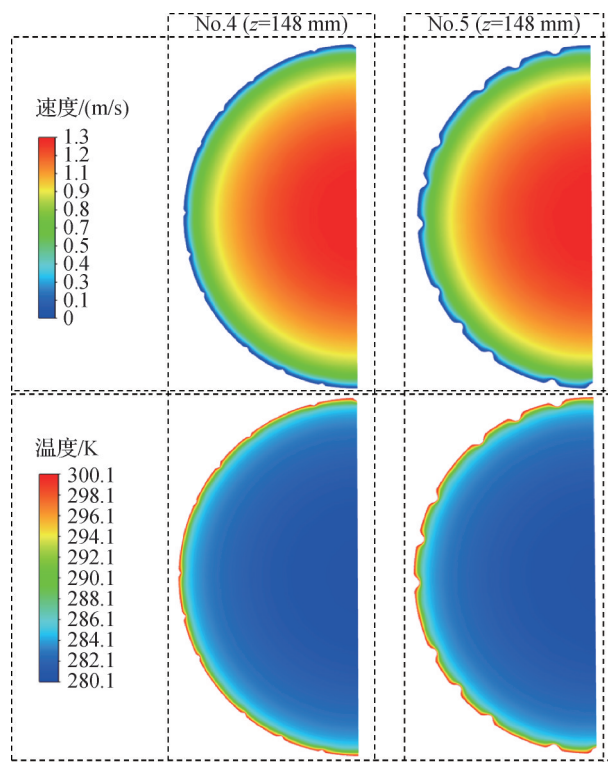


图 16 速度和温度等值图

Fig.16 Contours of velocity and temperature

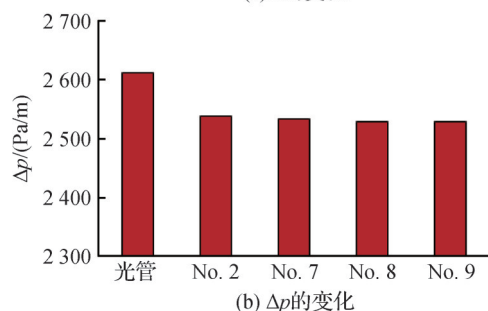
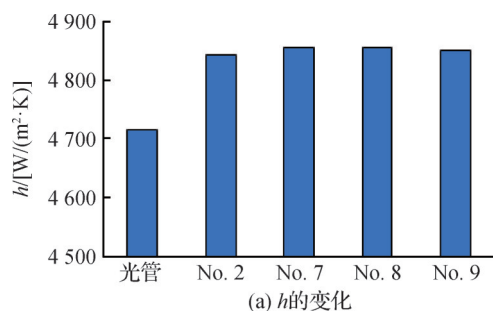


图 17 流动传热特性随肤齿长度的变化

Fig.17 Variatuion of h and Δp vs. s_1 and s_2

数决定, D_1 决定沿主流流动方向肤齿的排列密集程度, D_2 和 P 共同决定垂直于主流流向肤齿的排列密集程度。

参见表 3, 结构参数 No. 2、No. 10~No. 13 考虑了 D_1 对传热压降特性的影响, 仿真结果如图 18 所示。从 No. 2 和 No. 12 的结果对比可知, D_1 越大, 沿主流方向肤齿排列越稀疏, 对壁面附近漩涡的约束点位越

少,约束效果越弱,因此 No. 12 的压降略高于 No. 2;同时由于单位面积内突起齿的数量减少,传热扰流的效果越弱,因此 No. 12 的传热系数略低于 No. 2。当考虑减小 D_1 时,肤齿沿主流方向排列更加密集,但是上下层肤齿之间的间隙不宜排列附齿,因此 No. 10 和 No. 11 在加密附齿的同时取消了附齿。对比 No. 10 和 No. 11 的结果可知,减小 D_1 ,减阻效果略有提升,提升幅度较小,说明沟槽约束壁面漩涡横向迁移带来的减阻效果基本已经达到极限,同时减小 D_1 ,传热强化效果有提升。对比 No. 2 和 No. 10 的结果可知,二者的压降效果几乎一致,且 No. 2 的传热强化效果略高,说明即使增大 D_1 ,肤齿间距变得稀疏,附齿的存在同样可以弥补 D_1 增大带来的减阻效果和传热强化减弱的问题。因此, $D_1=3.6$ mm 搭配流线型附齿为综合考虑下较优的排列间距方案。

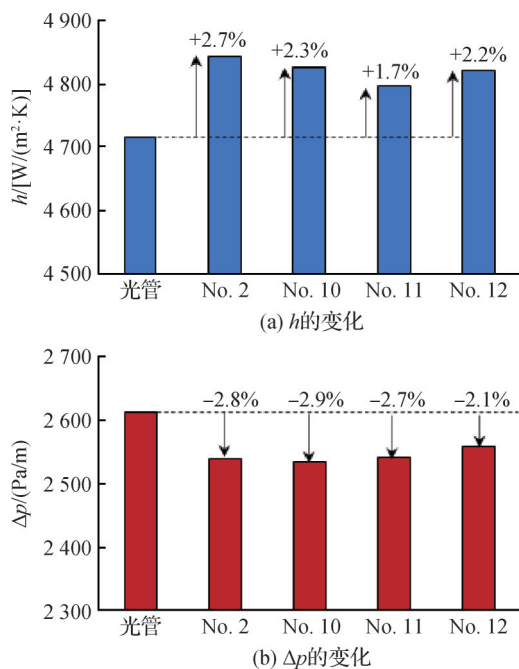


图 18 流动传热特性随 D_1 的变化
Fig.18 Variatuion of h and Δp vs. D_1

结构参数 No. 2、No. 13~No. 15 考虑了 D_2 和 P 对传热压降的影响,如图 19 所示,对比 No. 2 和 No. 13 的结果可知,其他参数保持不变,当 D_2 从 2.9 mm 降至 2.3 mm 时,沿径向肤齿的排列愈加密集,对壁面附近漩涡的约束效果越强,同时对壁面传热的扰动效果也越强,因此 No. 13 的减阻效果和传热效果均略优于 No. 2。对比 No. 13 和 No. 14 的结果可知,保持 D_2 不变,当 P 从 0.8 mm 降至 0.6 mm 时,沿径向肤齿的排列更加密集,传热强化效果略有提升,但减阻效果几乎没有提升,说明沟槽带来的减阻效果基本已经达到极限。对比 No. 14 和 No. 15 的结果可知,保持 P 不

变,当 D_2 进一步从 2.3 mm 降至 1.8 mm 时,肤齿排列的密集程度进一步加剧,传热效果进一步提升,但此时阻力有反向增加的趋势,这是由于过密的肤齿导致沟槽的通道尺寸过小,有壁厚整体增加的趋势,因此流动阻力开始增加。

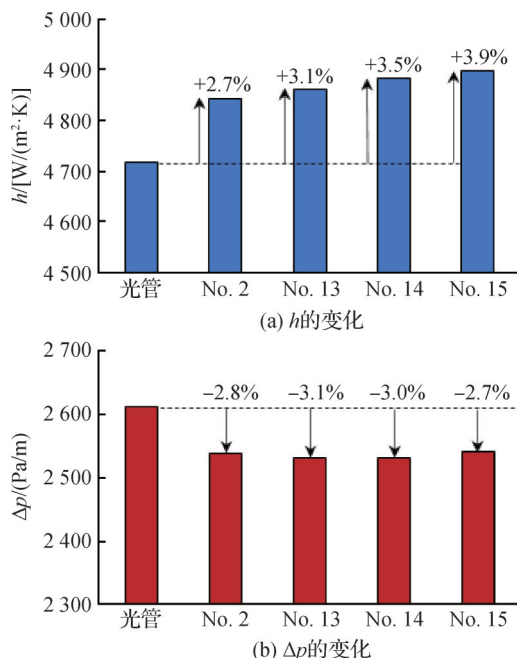
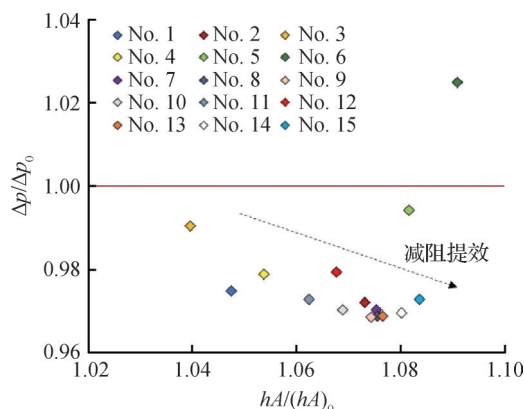


图 19 流动传热特性随 D_2 和 P 的变化
Fig.19 Variatuion of h and Δp vs. D_2 and P

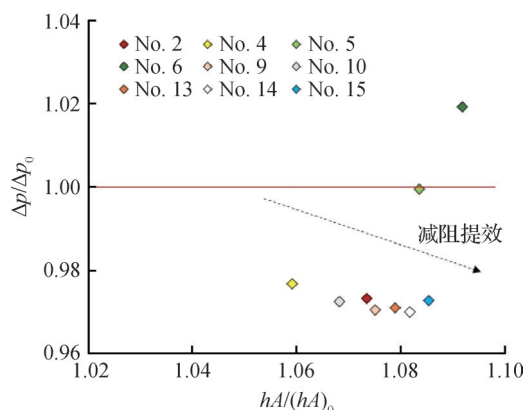
传热系数 h 仅从扰流强化的角度对鲨鱼肤齿的传热效果进行分析,未体现鲨鱼肤齿带来的面积增量对传热能力的提升效果,为综合体现鲨鱼肤齿的传热能力,将 hA 作为传热的评价指标,如图 20 所示,壁厚为 0.24 mm 和 0.28 mm 的情况下鲨鱼肤齿相对于光管的减阻提效效果,越靠近图中右下角,说明减阻提效的效果越佳。对于 2 种壁厚,结构 No. 14 是减阻效果最佳,同时提效效果也较佳的选择,减阻达到 3.0%, hA 提升 8.0%。按照文献[24]中的研究分析来估算,结构 No. 14 的减阻效果约为 2%,但是本文研究的场景是圆形管内受限空间,非文献[24]中的平板大空间,在受限空间下,鲨鱼肤齿形成的沟槽对壁面附近漩涡的约束作用在一定程度上得到放大,由此带来的减阻效果更加明显。

5) 入口流量对鲨鱼肤齿传热压降特性的影响。

以壁厚 0.28 mm 为例,图 21 所示为不同流量下上述最佳减阻提效的结构 No. 14 的流动传热结果,可知,当入口流量增加时,结构 No. 14 的减阻提效效果无明显变化,减阻效果维持在约 3.0%,提效效果维持在约 8.0%。当流量为 0.033 kg/s 时,管内流动 Re 为 4 660,为湍流流动状态,在流量增至 0.066 kg/s 的过



(a) 壁厚为 0.24 mm



(b) 壁厚为 0.28 mm

图 20 鲨鱼肤齿的减阻提效汇总

Fig.20 Summary of the results

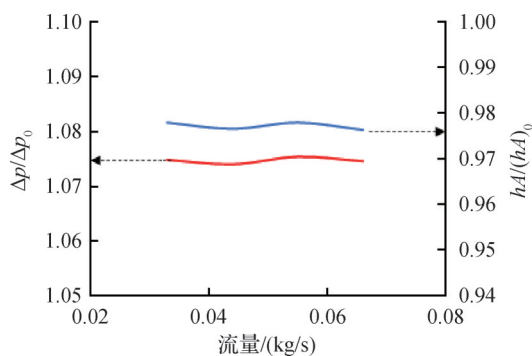


图 21 减阻提效效果随流量的变化

Fig.21 Drag reduction and thermal enhancement vs. mass flow rate

程中, Re 增至 9 320, 流动仍为湍流状态, 只是湍流强度增加, 壁面涡的强度也在增加, 流阻和传热系数增加, 如图 9(c) 所示, 壁面涡仍一直存在于距离壁面约 0.07 mm 的圆环内。鲨鱼肤齿结构 No. 14 的减阻提效的绝对差值也在增加, 只是相对比值几乎维持不变。该结论与文献[24]中得到的相关结论相似, 文献[24]中指出当 H_1/P 在 0.1~0.2 时, 鲨鱼肤齿的减阻效果随 P^+ 的变化无显著变化。因此在本文所探讨的流量范围内, 可以认为鲨鱼肤齿结构 No. 14 是较优

结果。

3 结论

借鉴鲨鱼肤齿形成的沟槽状结构的减阻效应, 本文提出了带鲨鱼肤齿的不锈钢管并评估了其强化传热和减阻效果。根据数值仿真结果分析, 得到如下结论:

1) 仿生鲨鱼肤齿主要由沿管内主流流向突起的长条肋齿和流线型附齿组成, 这些突起肋齿和附齿通过嵌合式交错有规律地排布在管内表面, 由此在流动壁面上形成了有规律分散开来的一条条流动沟槽, 这些流动沟槽能够有效地将壁面附近涡流约束在沟槽内部, 防止壁面流向涡的横向迁移, 减小涡横向迁移所引起的动量交换, 由此起到减阻效果。此外, 突起肋齿和附齿能够有效起到扰流作用, 增强壁面对流传热效应, 由此起到提升传热系数的效果。

2) 肋齿嵌合式交错的排布和流线型附齿的辅助能够确保垂直于主流流向的所有截面均有沟槽来约束壁面涡的横向迁移, 因此肋齿长度对减阻提效效果的影响不显著, 主要的影响因素是肋齿高度和排布密集程度。随着肋齿高度的增加, 扰流作用增强, 传热系数的提升效果增强, 但是减阻效果会经历一个先增强后减弱的过程, 这主要是由于齿高一旦超过壁面漩涡的主要集中区域, 超出黏性底层, 伸入到速度变化剧烈的过渡区域, 此时伸出的肋齿对主流流动的阻碍开始产生效果, 逐渐抵消了沟槽的减阻效应, 流动阻力开始增加, 因此存在一个最优齿高。随着肋齿排列愈加紧密, 传热系数的提升效果也在增强, 减阻效果同样会经历先增强后减弱的过程, 这是由于过密的肤齿导致沟槽的通道尺寸过小, 呈现出壁厚整体增加的趋势, 导致管内流动通道减小, 流动阻力开始反向增加。

3) 在本文所研究的 $\varphi 7$ 外径管条件下, 在管内流动 Re 为 4 500~9 500 时, 鲨鱼肤齿的较优齿高为 0.07 mm, 较优的肋齿间距 D_2 和 P 分别为 2.3 mm 和 0.6 mm, 即为本文提出的结构 No. 14, 减阻效果达到约 3.0%, 传热能力提升约 8.0%。

符号说明

- A —— 面积, m^2
- c_p —— 比定压热容, $kJ/(kg \cdot K)$
- E —— 能量, kJ/kg
- g —— 重力加速度, m/s^2
- h —— 对流传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$
- H —— 高度, mm
- p —— 压力, Pa

P ——长肋和短肋的间距,mm
 T ——温度,℃
 u ——速度矢量,m/s
 ρ ——密度,kg/m³
 μ ——动力黏度,Pa·s
 λ ——导热系数,W/(m·K)
 τ ——剪切应力,Pa
 ν ——运动黏度,m²/s

参考文献

- [1] 马善军. 凝汽器不锈钢管腐蚀特性及防控方法研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2017. (Ma Shanjun. Research on corrosion characteristics and its preventing methods of stainless steel tubes in condenser [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2017.)
- [2] 陶文铨. 传热学[M]. 5 版. 北京: 高等教育出版社, 2019. (Tao Wenquan. Heat transfer[M]. 5th ed. Beijing: Higher Education Press, 2019.)
- [3] 王莉, 张立圣, 方贤德, 等. 管内单相流强迫对流湍流传热关联式研究[J]. 航空科学技术, 2019, 30(3): 49–55. (Wang Li, Zhang Lisheng, Fang Xiande, et al. Study of correlations of forced convection heat transfer of single-phase turbulent pipe flow [J]. Aeronautical Science and Technology, 2019, 30(3): 49–55.)
- [4] Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow[J]. International Chemical Engineering, 1976, 16(2): 359–368.
- [5] Dittus F W, Boelter L M K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 1985, 12(1): 3–22.
- [6] 王瑞, 肖瑶, 顾汉洋, 等. 螺旋管内单相流动周向非均匀传热现象的数值模拟[J]. 上海交通大学学报, 2020, 54(7): 688–696. (Wang Rui, Xiao Yao, Gu Hanyang, et al. Numerical simulation of circumferential non-uniform heat transfer of single-phase flow in helical pipes [J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2020, 54(7): 688–696.)
- [7] 崔海亭, 姚仲鹏, 杨英俊. 螺旋槽纹管管内单相油传热及流阻的实验研究[J]. 化工机械, 2001, 28(3): 132–134. (Cui Haiting, Yao Zhongpeng, Yang Yingjun. An experimental investigation on the heat transfer and flow resistance of the single phase oil in the spiral fluted tubes with various structures [J]. Chemical Engineering & Machinery, 2001, 28(3): 132–134.)
- [8] 张兰, 侯朝兵, 刘尚卿, 等. 花柄管管内单相传热与流动特性的实验与数值研究[J]. 制冷与空调(四川), 2019, 33(5): 565–569. (Zhang Lan, Hou Chaobing, Liu Shangqing, et al. Experimental and numerical study on single-phase heat transfer and flow characteristics in flower tubes [J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2019, 33(5): 565–569.)
- [9] 付萍, 李蔚, 王旭光. 涟漪纹管内 R22 单相传热与流动特性的实验与数值研究[J]. 热科学与技术, 2016, 15(4): 290–297. (Fu Ping, Li Wei, Wang Xuguang, et al. Experimental and numerical study of heat transfer and friction resistance for R22 in dimpled and textured tube [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2016, 15(4): 290–297.)
- [10] 周安平. 多头内螺纹管内单相流动与换热试验研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2018. (Zhou Anping. Single-phase flow and heat transfer inside horizontal tubes with multi-start internal helical fins [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2018.)
- [11] Carnavos T C. Heat transfer performance of internally finned tubes in turbulent flow [J]. Heat Transfer Engineering, 1980, 1(4): 32–37.
- [12] Carnavos T C. Cooling air in turbulent flow with internally finned tubes[J]. Heat Transfer Engineering, 1979, 1(2): 41–46.
- [13] Brognaux L J, Webb R L, Chamra L M, et al. Single-phase heat transfer in micro-fin tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(18): 4345–4357.
- [14] Withers J G. Tube-side heat transfer and pressure drop for tubes having helical internal ridging with turbulent/transitional flow of single-phase fluid. Part 1. Single-helix ridging [J]. Heat Transfer Engineering, 1980, 2(1): 48–58.
- [15] Copetti J B, Macagnan M H, De Souza D, et al. Experiments with micro-fin tube in single phase [J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(8): 876–883.
- [16] 李隆键, 崔文智, 辛明道. 螺旋管内单相及沸腾的强化换热与阻力特性实验[J]. 核动力工程, 2005, 26(1): 6–10. (Li Longjian, Cui Wenzhi, Xin Mingdao. Experiments on heat transfer enhancement in 3D inner finned helical pipe[J]. Nuclear Power Engineering, 2005, 26(1): 6–10.)
- [17] 李晓伟, 孟继安, 陈泽敬, 等. 微肋管及强化微肋管换热和阻力实验研究[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(5): 817–819. (Li Xiaowei, Meng Ji'an, Chen Zejing, et al. Experimental study of the flow and heat transfer of a micro-fin and an enhanced micro-fin tube [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(5): 817–819.)
- [18] 席有民, 余建祖, 高红霞, 等. 单相液体微槽散热研究进展[J]. 制冷学报, 2008, 29(4): 24–29. (Xi Youmin, Yu Jianzu, Gao Hongxia, et al. Research development of single phase liquid heat transfer in microchannel [J].

- Journal of Refrigeration, 2008, 29(4): 24–29.)
- [19] 王子星, 陶文铨. 数据中心空气冷却器的通道传热强化技术研究[J]. 制冷学报, 2026, 47(1): 105–112. (Wang Zixing, Tao Wenquan. Study on channel heat-transfer enhancement technique for data center air handling unit[J]. Journal of Refrigeration, 2026, 47(1): 105–112.)
- [20] Bechert D W, Bruse M, Hage W, et al. Experiments on drag-reducing surfaces and their optimization with an adjustable geometry [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1997, 338: 59–87.
- [21] Dean B, Bhushan B, 杨绍琼, 等. 湍流流动中鲨鱼皮表面流体减阻研究进展[J]. 力学进展, 2012, 42(6): 821–836. (Dean B, Bhushan B, Yang Shaoqiong, et al. Shark-skin surfaces for fluid-drag reduction in turbulent flow: a review[J]. Advances in Mechanics, 2012, 42(6): 821–836.)
- [22] Wang C C, Chiou C B, Lu D C. Single-phase heat transfer and flow friction correlations for microfin tubes [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1996, 17(5): 500–508.
- [23] Aroonrat K, Jumholkul C, Leelaprachakul R, et al. Heat transfer and single-phase flow in internally grooved tubes [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2013, 42: 62–68.
- [24] Bechert D W, Bruse M, Hage W. Experiments with three-dimensional riblets as an idealized model of shark skin[J]. Experiments in Fluids, 2000, 28(5): 403–412.
- [25] Lee S J, Lee S H. Flow field analysis of a turbulent boundary layer over a riblet surface [J]. Experiments in Fluids, 2001, 30(2): 153–166.

通信作者简介

岳宝,男,高级工程师,广东美的暖通设备有限公司楼宇科技事业部先行研究中心主任,13250354390, E-mail: yuebao@midea.com。研究方向:制冷空调技术,智慧楼宇。

About the corresponding author

Yue Bao, male, senior engineer, Director of Midea HVAC & Building Technologies Division Research and Development Center, 86–13250354390, E-mail: yuebao@midea.com. Research fields: refrigeration and equipment energy-saving technology, smart building HVAC system.

(责任编辑:王亚薇)