

文章编号: 1000-8055(2023)11-2718-11

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220102

横掠叉排管束传热特性的数值研究

覃扬佳^{1, 2, 4}, 庄来鹤^{1, 2, 4}, 刘启航^{1, 2, 4}, 刘志伟^{1, 2, 4}, 闻洁^{2, 3, 4}

- (1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 北京航空航天大学 航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191;
3. 北京航空航天大学 航空发动机研究院, 北京 100191;
4. 北京航空航天大学 杭州创新研究院(余杭), 杭州 311100)

摘 要: 为验证基于大管径实验数据的经典传热关联式在小尺度管束传热问题上的适用性, 针对横掠叉排管束的管外流动换热特性进行了数值研究。在建立了确定变几何结构合理网格密度的方法基础上, 探究了大参数范围内管径、管间距比和雷诺数对管外传热努塞尔数和流动特征的影响规律。结果表明: ①管排流动马赫数小于 0.1 时, 雷诺数不变, 管径对管外努塞尔数影响很小, 不同管径对应的管外流动特征差别很小; ②管间距比通过改变管外的流动特征来影响管外努塞尔数, 且雷诺数和管径不变时, 努塞尔数分布在特定管间距比范围内存在峰值区; ③需要更为具体的分段函数来拟合传热关联式以准确预测努塞尔数。

关 键 词: 叉排管束; 努塞尔数; 小尺度; 管径; 间距比; 流动结构

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Numerical investigation on heat transfer characteristics of staggered tube bundles in cross flow

QIN Yangjia^{1, 2, 4}, ZHUANG Laihe^{1, 2, 4}, LIU Qihang^{1, 2, 4}, LIU Zhiwei^{1, 2, 4}, WEN Jie^{2, 3, 4}

- (1. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;
2. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics, Beihang University, Beijing 100191, China;
3. Research Institute of Aero-Engine, Beihang University, Beijing 100191, China;
4. Hangzhou Innovation Institute, Beihang University, Hangzhou 311000, China)

Abstract: In order to verify the applicability of the classical heat transfer correlations mostly based on the experimental data of large tube diameter on heat transfer of small-scale tube bundle, the flow and heat transfer characteristics outside the staggered tube bundle in cross flow were numerically investigated. With a new method to determine the reasonable mesh density of variable geometry, the effects of tube diameter, tube pitch ratio and Reynolds number on Nusselt number and flow characteristics outside the tube bundle were studied within a large parameter range. The following conclusions can be obtained: (1) when flow Mach number was smaller than 0.1 and Reynolds number kept constant, the tube diameter had little effect on the Nusselt number because the flow characteristics outside the tube varied slightly with tube diameter; (2) the tube pitch ratio affected Nusselt number by changing the flow characteristics outside the

收稿日期: 2022-03-03

基金项目: 航空发动机气动热力国家级重点实验室(2022-JCJQ-LB-062-0407)

作者简介: 覃扬佳(1997—), 男, 博士生, 主要研究方向为换热器传热机理与强化。

通信作者: 闻洁(1964—), 女, 研究员, 博士, 主要研究方向为传热传质、发动机整机综合热管理、发动机高温部件冷却。

E-mail: wenjie@buaa.edu.cn

引用格式: 覃扬佳, 庄来鹤, 刘启航, 等. 横掠叉排管束传热特性的数值研究[J]. 航空动力学报, 2023, 38(11): 2718-2728. QIN Yangjia, ZHUANG Laihe, LIU Qihang, et al. Numerical investigation on heat transfer characteristics of staggered tube bundles in cross flow[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(11): 2718-2728.

tube, and there was a peak area of Nusselt number within a specific range of tube pitch ratio when the Reynolds number and tube diameter kept constant; (3) a more specific piecewise function was needed to fit the heat transfer correlation to accurately predict the Nusselt number.

Keywords: staggered tube bundle; Nusselt number; small-scale; tube diameter; pitch ratio; flow structure

换热器在航空发动机领域有诸多应用^[1-2]。为了解决热防护问题、提高航空发动机的整体性能,冷却空气技术被应用至航空发动机中。冷却空气技术,即 cooled cooling air (CCA) 技术的原理可概括为利用发动机外涵空气、航空煤油及冲压空气等热沉从高压压气机出口引气提取热量,以提高冷却空气冷却品质^[3]。综合性能优异的换热器是 CCA 技术的关键核心,而紧凑式管束式换热器具有传热效率高、结构轻巧、耐高温高压等优点,因此成为 CCA 系统常用的换热器类型^[4-5]。针对管束式换热器,气侧热阻往往在总热阻中占较大比重^[6-7],因此针对横掠管束的气侧传热特性进行研究具有重要意义。

国内外学者已经通过理论分析、数值和实验方法在该领域做了大量工作^[8]。理论分析方法通常使用拓扑变量进行推导,而不考虑管径等绝对尺寸。Ahmed 和 Yovanovich^[9]将线性能量方程转化为等效瞬态热传导方程,分析研究了大范围雷诺数和普朗特数下等温圆柱体的强制对流传热,并给出了一个与自由流速度相关的有效速度函数。Khan 等^[10-11]提出了一种在等温边界条件下研究横掠叉排和顺排管束传热问题的积分方法。他们在首排管选取控制体进行分析,并在最终结果中采用经验修正来考虑后排管束的影响。由于管束间流动和传热的复杂性,几乎所有理论分析方法都是通过简化边界条件来处理问题,而这些简化可能并不符合实际物理过程,且大多数理论分析成果仅适用于层流^[12-14]。因此理论分析方法在该类复杂问题中具有一定的不可靠性,必须通过实验数据进行验证。

因此目前换热器设计中被广泛使用的经验关联式大多由大量实验数据总结归纳得到。Colburn^[15]、Grimison^[16]和 Zukauskas^[17]针对管外流动传热问题分别进行了相当全面的研究,他们获得了大量实验数据并归纳为经验关联式。其中 Zukauskas 总结出的茹氏公式因其形式简单且预测精度相对较高而被广泛应用于管束换热器的设计和研究工作中。然而,包括 Colburn、Grimison

和 Zukauskas 的工作在内,大多数实验数据都来自 20 世纪 80 年代之前,这意味着实验所涉及的管束直径相对较大。因此,传统传热经验关联式在小管径和小管间距比管束情形下的适用性亟待证明。针对这一问题, Borrajo-Peláez 和 Xie 等^[18-19]各自研究了管径对平翅管式换热器传热和流阻特性的影响,结果表明传热系数和摩擦因数都随着管径的增加而增加。

近年有文献研究某一特定小管径下管束的传热性能,其结论可能在某种意义上揭示了管径的影响。Zhang 和 Chen^[20]研究了管层间隙对管径为 25 mm 的顺排管束传热性能的影响,然而他们得到的横掠顺排管束的实验努塞尔数 Nu 与茹氏公式的误差达到了 40%。Chang 等^[21]以实验方法研究了部分旁通设计对直径为 7.94 mm 的叉排管束传热性能的影响,其中常规管束布置形式下的实验结果与茹氏公式吻合良好,表明即使对于小直径管束,现有的传热关联式也在一定程度上适用。Bacellar 等^[22]指出在预测小管径(7.0 mm 以下)管束的流动传热性能时没有明显合适的经验关联式,并基于数值方法给出了适用于管径为 0.5~2 mm 管束的传热和流阻拟合公式,但该公式形式复杂,不便使用。Jeong 等^[23]对小通道管束的传热性能进行了实验和数值研究,涉及到的管束横向间距比为 1.87,纵向间距比为 1.05,管束直径为 1.5 mm。他们指出直径为 1 mm 的小通道管束的传热和流阻仍可以通过基于常规尺寸管的实验数据的关联式准确预测,因为小通道管束和常规尺寸管束的外部流动特征不会有很大差异。Chen 等^[24]研究了金属泡沫的结构参数对管外径为 2 mm 的叉排管束的传热和流动特性的影响,这些叉排管束包裹着 2 mm 厚的金属泡沫,研究的雷诺数范围为 80~1 100。他们得到的光滑叉排管束的实验数据与茹氏公式的偏差在 10% 以下。谢敬哲等^[25]对 SABRE 预冷器的管束单元的传热特性进行了数值研究,管束直径为 1 mm,其研究结果表明 CFD 计算得到的 Nu 与经验关联式吻合良好。总的来说,尽管上述涉及小直径管束

的实验数据与现有经验关联式的偏差较小,但针对管径对光管管束流动传热特性影响的专门研究还是相对较少^[8]。

除了小管径,小管间距比也是小尺度管束的特点之一。Zukauskas 指出紧凑排布管束的传热特征不同于正常间隔排布的管束^[17],这意味着茹氏公式可能不适用于紧凑排布管束。Kim^[26]研究了纵向管间距比对横掠顺排管束传热特性的影响,研究的纵向管间距比范围为 1.1~3.0,其数值结果与茹氏公式的最大偏差可达 37.1%。因此,茹氏公式在特殊管间距比情形下的适用性需要进一步验证。

由上述分析可知,尽管国内外学者已经针对横掠管排流动的传热问题开展了大量研究工作,但针对包括茹氏公式在内的传统经验关联式在小尺度情形下的适用性仍缺乏专门性、系统性的研究。此外,大多数研究工作考虑的参数范围较小,并局限于数据结果层面的讨论而缺乏对流动传热本质的分析。本文针对横掠叉排管束的传热性能和流动特征进行数值研究,探究管径和管间距比对管束管外表面传热系数的影响规律并分析其中的流动机理,研究管径范围为 0.5~16.4 mm,管间距比范围为 1.1~4.2,雷诺数范围为 1 000~7 000。

1 数值模型

1.1 几何模型和边界条件

一般叉排管束的布置如图 1 所示,其中横向管间距比 $\sigma_1 = S_1/D$,纵向管间距比 $\sigma_2 = S_2/D$ 。在综合考虑节省计算资源和保证流动结构完整性的条件下,选取 19 排管束的二维截面并截取典型的周期域作为 CFD 计算域(图 2)。

与全计算域的三维模拟相比,这种简化的合理性已由 Pasinato 等^[27]验证。入口边界条件为质量进口,进口空气总温为 288.15 K,出口处施加恒定静压。上下边界采用对称边界条件,管壁给定恒温 343.15 K。具体模型参数如表 1 所示。采用变物性计算,空气物性参考 NIST(美国国家标准与技术研究院)提供的 Refprop 数据库^[28]。

横掠管排流动的特征为逆压梯度、流动分离和涡旋脱落,Menter^[29]和 Atlar 等^[30]对 Spalart-Allmaras 模型、realizable $k-\varepsilon$ 模型和 SST(shear-stress transport) $k-\omega$ 模型等常用的湍流模型进行了研究,其结论均表明 SST $k-\omega$ 模型能够更好地预测

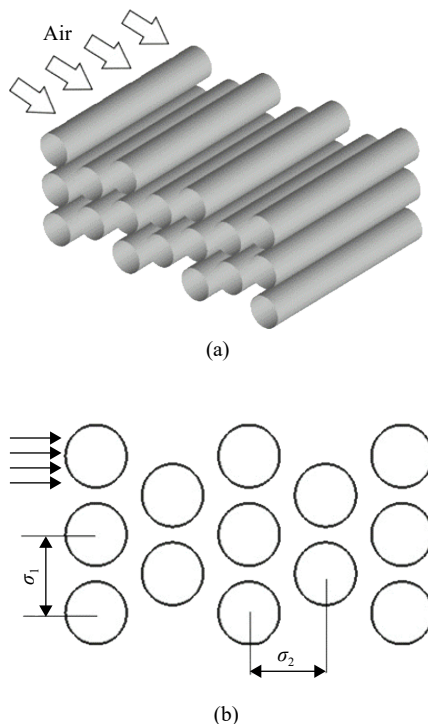


图 1 叉排管束

Fig. 1 Staggered tube bundle

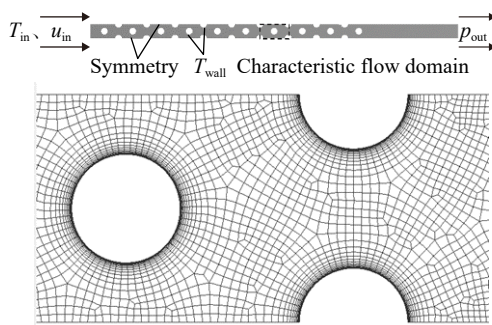


图 2 CFD 计算域和网格

Fig. 2 CFD computational domain and mesh

表 1 模型参数

Table 1 Model parameters

参数	数值
管径 D/mm	0.5~16.4
横向管间距比 σ_1	1.1~4.2
纵向管间距比 σ_2	1.1~4.2
雷诺数 Re	1 000~7 000

此类流动,因此本研究采用 SST $k-\omega$ 模型。近壁区域进行网格细化,保证壁面 $Y^+ \leq 1$,增长率为 1.05~1.3。能量收敛标准为 10^{-6} ,其他收敛标准为 10^{-4} ,其余设置均由 ANSYS 2020 R1 设定为默认值。

1.2 参数定义

管排流动雷诺数

$$Re = \frac{\rho u_{\max} D}{\mu} \quad (1)$$

管排最小截面平均流速

$$u_{\max} = \frac{\sigma_1}{\sigma_1 - 1} \cdot u_{\text{in}} = \frac{S_1/D}{S_1/D - 1} u_{\text{in}} \quad (2)$$

传热努塞尔数

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} = \frac{q}{\Delta T_{\text{lm}}} \cdot \frac{D}{\lambda} \quad (3)$$

对数平均温差

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{T_{\text{out}} - T_{\text{in}}}{\ln \left[(T_{\text{w}} - T_{\text{in}}) / (T_{\text{w}} - T_{\text{out}}) \right]} \quad (4)$$

物性参考温度

$$T_{\text{f}} = \frac{T_{\text{in}} + T_{\text{out}}}{2} \quad (5)$$

普朗特数

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (6)$$

式中 ρ 为密度 (kg/m^3); μ 为动力黏度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$); λ 为导热系数 ($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$); c_p 为比定压热容 ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$); h 为管外表面传热系数 ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$); q 为管壁单位面积热流 (W/m^2); u_{in} 为空气进口速度 (m/s); T_{in} 、 T_{out} 和 T_{w} 分别为空气进口温度 (K)、空气出口温度 (K) 和管排壁温 (K)。雷诺数、努塞尔数和普朗特数的物性基于参考温度确定。

1.3 网格无关性分析

本研究中使用的计算网格由 ICEM CFD 2020 R1 生成。由于改变管径和管间距比都会改变计算模型的几何结构, 因此本研究采用了一种新的方法来快速确定变几何结构下合理的网格密度, 以保证不同结构对应的网格既能满足网格无关性要求、又能节省计算资源。第一, 确定某一特定结构的网格单元尺寸。图 3 显示了该特定结构 ($\sigma_1\text{-}\sigma_2\text{-}D=2.1\text{-}2.1\text{-}16.4 \text{ mm}$, $\sigma_1\text{-}\sigma_2\text{-}D$ 表示横向间距比-纵向间距比-管径) 的计算 Nu 随网格单元尺寸的变化。由图 3 可知当网格单元尺寸由 0.344 mm 减小至 0.157 mm, Nu 的变化幅度在 0.3% 以下, 满足网格无关性要求, 因此确定 0.344 mm 为该结构的合理网格单元尺寸。

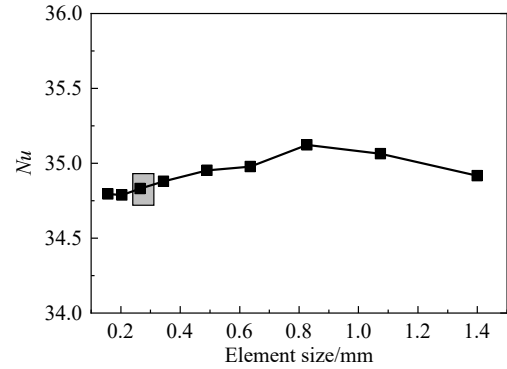


图 3 Nu 随网格单元尺寸的变化 ($\sigma_1\text{-}\sigma_2\text{-}D=2.1\text{-}2.1\text{-}16.4 \text{ mm}$)

Fig. 3 Variation of Nu with mesh element size
($\sigma_1\text{-}\sigma_2\text{-}D=2.1\text{-}2.1\text{-}16.4 \text{ mm}$)

第二, 在图 2 所示的流动区域中, 在雷诺数不变的前提下, 自由流动的区域面积越大、流动通道越大则主流流场梯度越小, 而在划分网格时经验上一般认为流场梯度越大的区域网格尺寸应越小, 流场梯度小的区域网格尺寸可以适当增大。因此针对图 2 所示的流动区域类型, 可认为合理的网格单元尺寸与特征流动区域面积应成正相关。为方便无量纲化, 假设合理的网格单元尺寸与特征流动区域面积的平方根的比值为常数, 即

$$L/\sqrt{A} = (L/\sqrt{A})_{\text{test}} \quad (7)$$

式中 L 为除边界层区域外的最大网格单元尺寸 (mm), A 为管束的特征流动区域面积 (mm^2), 如图 2 计算域中虚线框部分所示, 可表示为

$$A = 2\sigma_1\sigma_2D^2 \quad (8)$$

最终变几何结构的合理网格单元尺寸可表示为

$$L = \frac{0.344}{\sqrt{2.1 \times 2.1 \times 16.4^2}} \cdot \sqrt{\sigma_1\sigma_2D^2} = 0.01 \sqrt{\sigma_1\sigma_2D^2} \quad (9)$$

为验证上述假设和方法的正确性, 对另外两个不同的几何结构进行了网格无关性验证。

表 2 为利用上述方法针对这两个结构确定的合理网格单元尺寸, 图 4 显示了这两个结构

表 2 确定的另外两种结构的网格尺寸

Table 2 Mesh element sizes for two other structures

$\sigma_1\text{-}\sigma_2\text{-}D/\text{mm}$	网格单元尺寸/mm
2.1-2.1-5	0.105
1.25-1.25-5	0.062 5

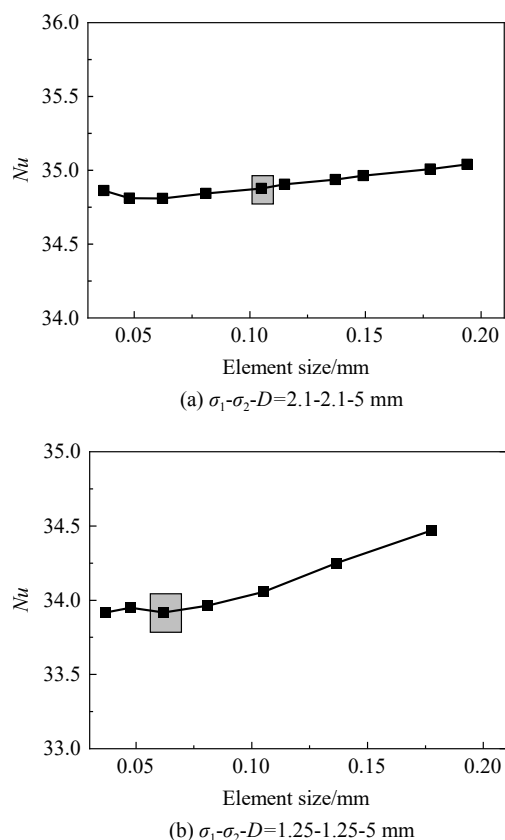


图 4 不同管排结构下 Nu 随网格单元尺寸的变化
Fig. 4 Variation of Nu with mesh element size with different tube bundle structures

对应的计算 Nu 随网格单元尺寸的变化,可见上述方法确定的网格密度很好地满足了网格无关性要求且实现了对计算资源的节约。本研究使用的计算网格均采用上述方法确定其网格密度。

1.4 数值模型验证

部分数值计算结果与文献实验数据的对比如图 5 和表 3 所示,可知本研究使用的数值方法具有良好的可行性和准确性。

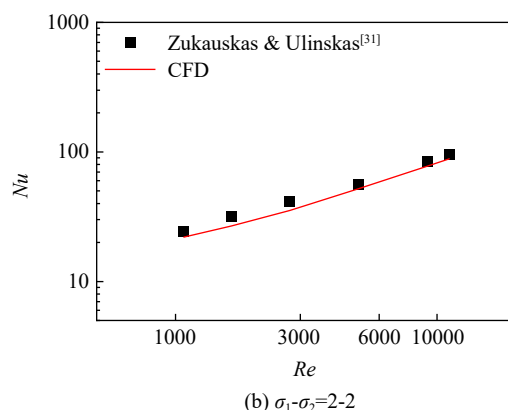
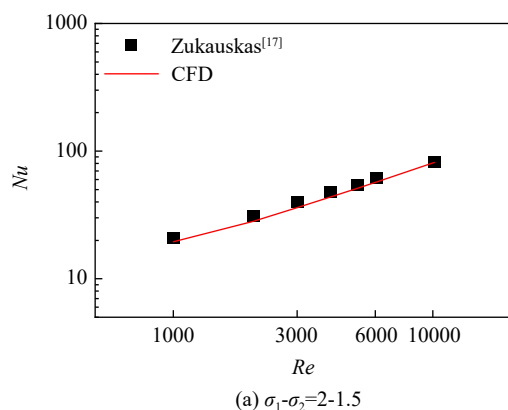


图 5 数值结果与茹氏实验数据的比较

Fig. 5 Comparison between the numerical results and Zukauskas' experimental data

表 3 数值结果与茹氏实验数据的偏差

Table 3 Discrepancy between the numerical results and Zukauskas' experimental data

图号	$\sigma_1-\sigma_2$	平均偏差/%	实验数据来源
图 5(a)	2-1.5	6.52	文献 [17]
图 5(b)	2-2	10.4	文献 [31]

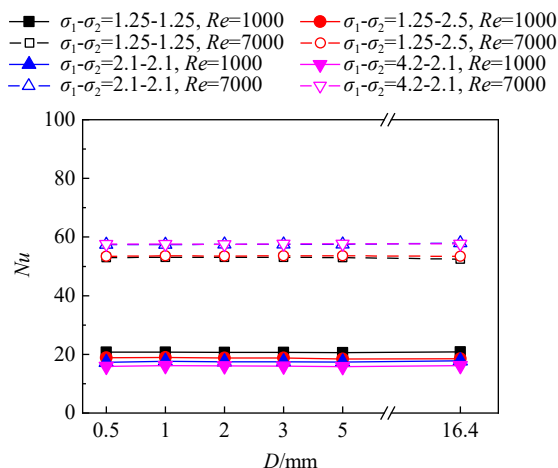
2 计算结果分析

2.1 管径对努塞尔数的影响

该部分内容研究了管径对努塞尔数的影响,旨在验证经典传热关联式对小管径管束传热问题的适用性,考虑参数范围为 $0.5 \text{ mm} \leq D \leq 16.4 \text{ mm}$, $1.25 \leq \sigma_1, \sigma_2 \leq 4.2$, $1000 \leq Re \leq 7000$ 。在该研究的参数范围内,克努森数远小于 0.001,连续介质假设仍然成立,流体的流动传热满足雷诺平均方程。保证光滑壁面条件、管间距比、计算模型和网格均相同时,改变管径实质上是几何上的缩放,即保证几何相似。当保证雷诺数、普朗特数等相似特征数相等时,基于相似原理可以认为待求的努塞尔数应当相等。而在实际过程中,由于物性随温度和压力变化,很难保证普朗特数相等。且随着管径的减小,在保证雷诺数相等的前提下气流流速逐渐增大,当气流马赫数达到一定程度时其对管排换热的影响便不可忽略。因此,作者将分类讨论理想相似条件下和实际相似条件下管径对换热努塞尔数的影响。

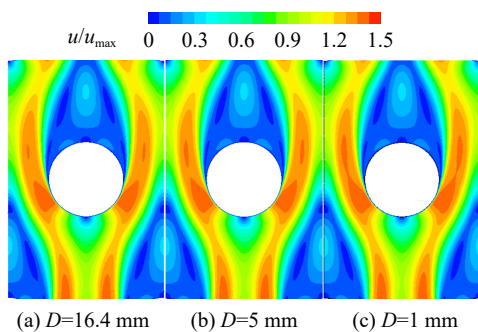
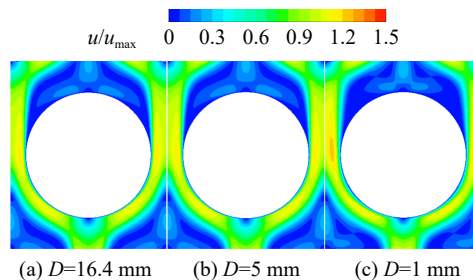
2.1.1 理想相似条件下管径对努塞尔数的影响

该部分结果基于常物性设置,避免了物性变化和马赫数对相似条件的破坏。使用光滑壁面设置,不考虑表面粗糙度的影响。部分结果见图 6。

图 6 Nu 随管径的变化(常物性)Fig. 6 Variation of Nu with tube diameter
(constant property)

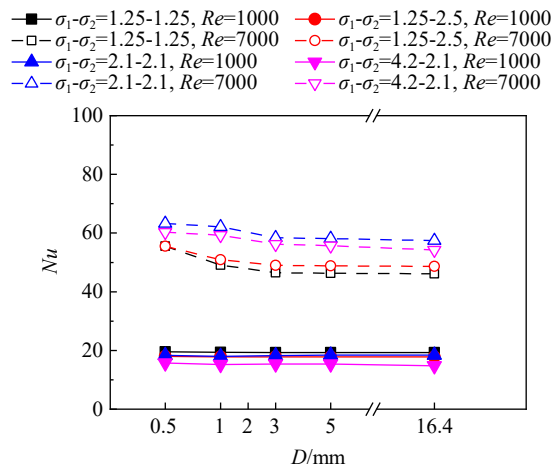
结果表明在所考虑的参数范围内, 保证其他相似条件的前提下, 当雷诺数不变时管径对努塞尔数的影响很小。包括茹氏公式在内的大多数经典传热关联式, 其表达式中都没有考虑管径, 这意味着相关学者认为管束的绝对直径对传热努塞尔数没有影响, 而上述 CFD 计算结果与此观点吻合。

管外的外部流动特性对流场中的质量掺混和传热过程有很大影响, 并最终决定管束的传热性能, 因此导致上述现象产生的原因可能是雷诺数不变时绝对管径变化不改变管排间的流动特征。为验证这一想法, 针对数值结果选取一部分已经充分发展的流域并对其流动结构进行分析。图 7、图 8 给出了 Re 不变时不同管径对应的无量纲速度场($u/u_{\max}$, u 表示当地流速)。当 Re 不变时, 管径从 16.4 mm 变为 1 mm 时, 管后的尾迹形状和无量纲速度场几乎保持不变, 表明不同管径对应的流动特征几乎没有差异。

图 7 管束附近的无量纲流场($Re=5\ 000$, $\sigma_1-\sigma_2=2.1-2.1$)Fig. 7 Dimensionless velocity field around the tube bundle
($Re=5\ 000$, $\sigma_1-\sigma_2=2.1-2.1$)图 8 管束附近的无量纲流场($Re=5\ 000$, $\sigma_1-\sigma_2=1.25-1.25$)Fig. 8 Dimensionless velocity field around the tube bundle
($Re=5\ 000$, $\sigma_1-\sigma_2=1.25-1.25$)

2.1.2 实际相似条件下管径对努塞尔数的影响

该部分结果基于变物性设置, 考虑了物性变化和马赫数 Ma (当地气流速度与当地声速之比) 对相似的影响。使用光滑壁面设置, 不考虑表面粗糙度的影响。部分结果如图 9 所示。可以发现, 低雷诺数下时保持雷诺数不变时, 努塞尔数几乎不随管径变化而变化。而在较高雷诺数下保证雷诺数不变时, 开始努塞尔数随管径变化几乎无变化, 当管径减小到 3 mm 以下时(流场最大 $Ma > 0.1$), 努塞尔数随管径的减小而逐渐增加, 且变化的趋势受管间距比影响。

图 9 Nu 随管径的变化(变物性)Fig. 9 Variation of Nu with tube diameter
(variable property)

低雷诺数下的结果表明在本研究的温差范围内(不大于 55 K), 导热系数、黏度和比热容等物性变化对相似条件的破坏极小, 因为在该温差范围内普朗特数的相对变化率小于 1%。因此, 较高雷诺数下保证雷诺数不变时, 导致管径减小至一定程度后努塞尔数逐渐增大的原因是马赫数影响逐渐显著。图 10 给出了管间距比 $\sigma_1-\sigma_2=2.1-2.1$, $Re=7\ 000$ 时不同管径下的马赫数沿程分布(进口

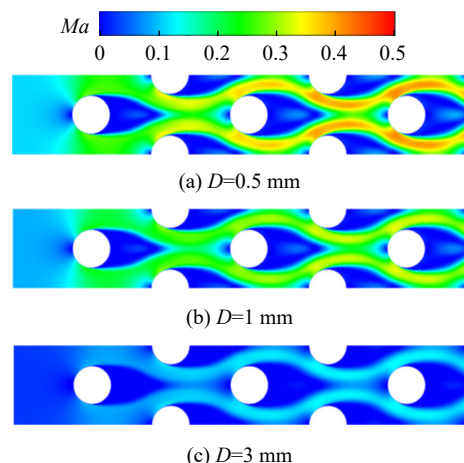
图 10 管束沿程马赫数分布 ($Re=7\,000$, $\sigma_1-\sigma_2=2.1-2.1$)

Fig. 10 Mach number distribution along the tube bundle
($Re=7\,000$, $\sigma_1-\sigma_2=2.1-2.1$)

前 5 排管)。

可以发现, 雷诺数不变时, 管径越小气流马赫数越大、且沿程马赫数增大越快。前者是因为保证同一雷诺数时管径越小速度越大, 而后者是因为管径越小流动阻力越大, 因此进出口压差越大, 空气沿程的密度变化越大, 因此气流沿程加速得越明显。雷诺数较大时, 小管径下的高马赫数和加速效应会导致主流的静温比大管径时明显降低。为排除管壁加热的影响, 图 11 给出了管壁无加热时、管间距比 $\sigma_1-\sigma_2=2.1-2.1$, $Re=7\,000$ 时不同管径对应的沿程静温分布(进口前 5 排管)。表 4 为有壁面加热时的进出口静温和所得对数换热温差。可以发现, 雷诺数不变时, 管径越小马赫数越大, 主流静温下降得越明显, 并且下降幅度大于进出

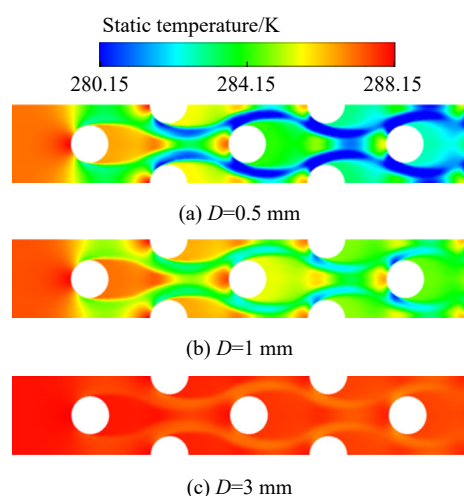
图 11 管束沿程静温分布 ($Re=7\,000$, $\sigma_1-\sigma_2=2.1-2.1$)

Fig. 11 Static temperature distribution along the tube bundle
($Re=7\,000$, $\sigma_1-\sigma_2=2.1-2.1$)

口表现出来的静温减小值, 这相当于增大了实际换热温差, 而这对后排管换热温差逐渐减小时的强化换热作用更为显著。综上, 影响路径为管径(同一雷诺数)—马赫数—实际静温—实际温差, 这在一定程度上解释了同一高雷诺数下随着管径的进一步减小努塞尔数会逐渐升高, 而在同一低雷诺数下努塞尔数几乎不随管径变化。

表 4 不同管径的对数换热温差

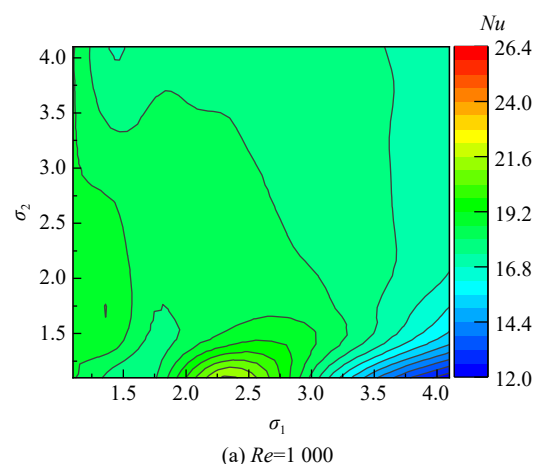
Table 4 Log-mean temperature difference at various tube diameters

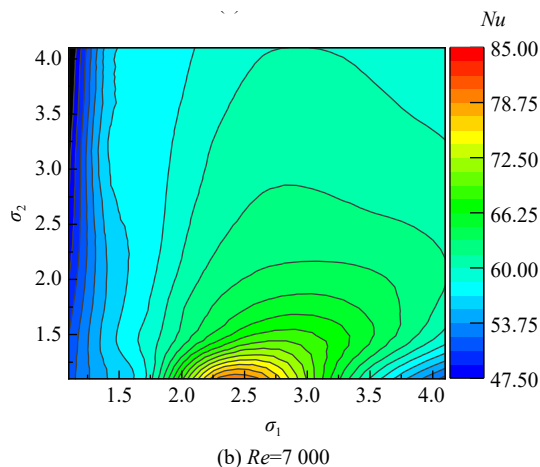
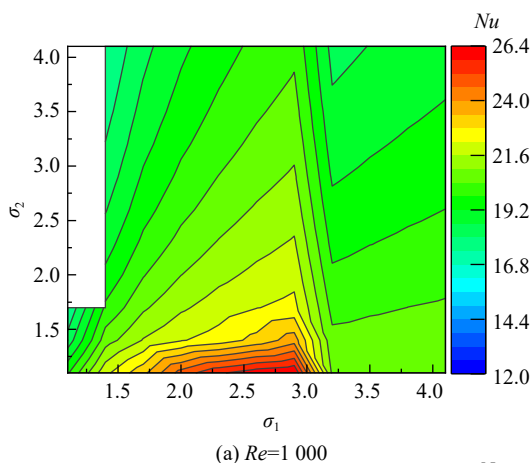
D/mm	进口静温/K	出口静温/K	对数温差/K
0.5	287.18	310.42	43.32
1	287.45	313.78	41.14
3	288.00	313.68	40.98

至此上述数值分析表明, 在研究参数范围内, 中等温差下(不大于 55 K)物性变化对相似条件的破坏影响可忽略; 当管排流动马赫数不大于 0.1 时, 可认为雷诺数不变时管径对传热努塞尔数影响很小, 基于常规尺寸管束的实验关联式仍然适用于小管径管束。而当管径减小至管排马赫数大于 0.1 时, 即使雷诺数不变, 努塞尔数也会随着管径减小而增大, 且管径越小增加幅度越大, 此时应用基于常规尺寸管束的实验关联式所得预测值会比实际值偏低。

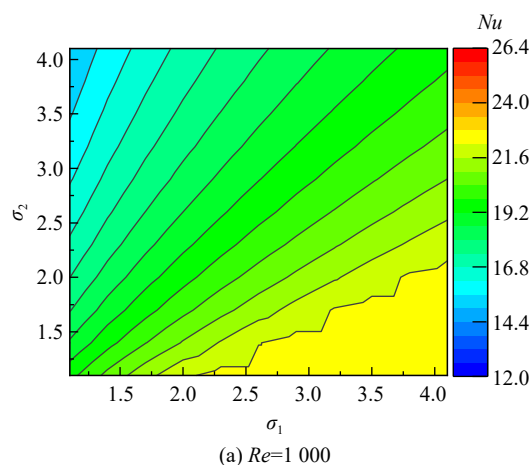
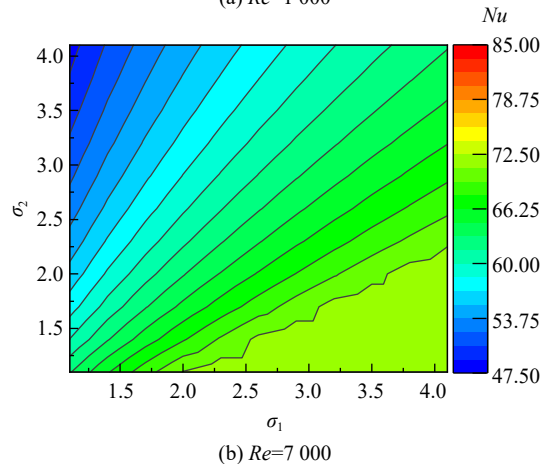
2.2 管间距比对努塞尔数的影响

该部分研究内容对应参数范围为 $D=5\text{ mm}$, $1.1 \leq \sigma_1, \sigma_2 \leq 4.0$, $1\,000 \leq Re_{\max} \leq 7\,000$ 。特别地, 该参数范围内管排流动 $Ma < 0.1$, 马赫数的影响可以忽略。CFD 部分计算结果如图 12 所示, 为便于比较, 图 13、图 14 给出了文献 [32] 和茹氏公式的预测结果。

(a) $Re=1\,000$

图 12 Nu 随管间距比的变化 (CFD)Fig. 12 Variation of Nu with tube pitch ratios (CFD)图 13 Nu 随管间距比的变化 (文献 [32])Fig. 13 Variation of Nu with tube pitch ratios (Ref.[32])

计算结果表明雷诺数不变时管间距比对管外 Nu 有显著影响, 其中茹氏公式和文献 [32] 的预测值与 CFD 计算结果存在不同程度的差异, 但可以发现 CFD 结果中 Nu 的分布趋势更接近于文献 [32], 这说明更具体的分段拟合公式可以更好地预测管间距比对管外 Nu 的影响。总的来说,

图 14 Nu 随管间距比的变化 (茹氏公式)Fig. 14 Variation of Nu with tube pitch ratios
(Zukauskas correlation)

σ_1 、 σ_2 、 Re 和 Nu 之间存在复杂的函数关系, 但可以从 CFD 结果中提取 3 个显著特征。在雷诺数和管径保持不变的前提下, 有:

第一, 当 $\sigma_1 \leq 1.8$ 时, Nu 随 σ_2 变化很小。

第二, 当 $1.8 < \sigma_1 \leq 3.5$ 时, Nu 随着 σ_2 的增加而急剧减小; 当 σ_2 保持不变时, Nu 先随 σ_1 增加而增加 ($\sigma_1 < 2.4$), 而后随着 σ_1 的继续增加而减少 ($\sigma_1 > 2.4$), 且 Re 较大时该特征变得更加明显。此外, CFD 计算结果和文献 [32] 表明, 在大约 $2 < \sigma_1 < 3.3$ 、 $1.1 < \sigma_2 < 1.8$ 的特殊管间距比范围内, Nu 较在其他管间距比时明显增大, 且在计算范围内 σ_2 最小时存在最佳 σ_1 。因此, 换热器设计者可以在该范围内选择合适的管间距比以获得更好的传热性能。

第三, 与茹氏公式不同, CFD 结果表明当 $\sigma_1/\sigma_2 > 2$ 时, σ_1 、 σ_2 对 Nu 仍有不可忽略的影响, 而且即使 σ_1/σ_2 的比值保持不变, Nu 也会发生变化。

对于交错管束, 横向和纵向管间距比决定了管束间的流动模式 [33], 不同的流动模式对应不同

的流动结构,具有特定的热量和动量传输特征^[34]。为探究不同管间距比下管束对应的流动模式,表5给出了相同雷诺数下几个典型管间距比对应的 Nu 计算结果和预测结果,图15、图16给出了对应的管外无量纲速度场($u/u_{\max}$)和无量纲湍流强度场(I)。

表5 典型管间距比下的 Nu 预测对比
Table 5 Comparison of Nu with some typical tube pitch ratios

图号	$\sigma_1\text{-}\sigma_2$	Nu		
		CFD	文献 [32]	茹氏公式
图 15(a)	1.4-1.4	56.1	66.6	63.0
图 15(b)	2.6-2.6	61.9	67.7	63.0
图 15(c)	4.1-4.1	59.2	60.9	63.0
图 15(d)	2.6-1.1	79.0	84.1	72.0
图 15(e)	4.1-1.1	51.6	67.3	72.0

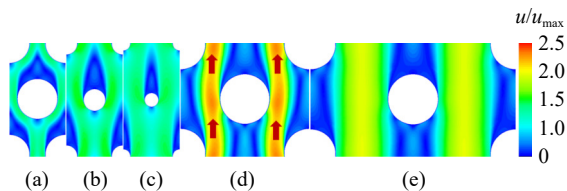


图15 典型管间距比下的无量纲速度场($Re=7000$)

Fig. 15 Variation of dimensionless velocity field with some typical tube pitch ratios ($Re=7000$)

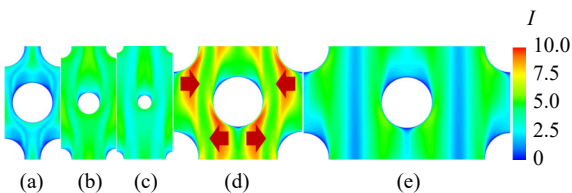


图16 典型管间距比下的无量纲湍流强度场($Re=7000$)

Fig. 16 Variation of dimensionless turbulent intensity field with some tube pitch ratios ($Re=7000$)

从表5、图15和图16中可以有3点发现:

1) 图15(a)~图15(c)和图16(a)~图16(c)都满足 $\sigma_1=\sigma_2$, 但它们的无量纲速度场和湍流强度场之间存在明显差异,这解释了CFD结果和文献[32]预测的图15(a)~图15(c)和图16(a)~图16(c)的 Nu 不同于茹氏公式,即在满足 $\sigma_1=\sigma_2$ 的条件下 Nu 却不相等。

2) 图15(d)~图15(e)和图16(d)~图16(e)满足 $\sigma_1/\sigma_2>2$, 但两者的无量纲速度场和湍流强度场变化很大,导致 Nu 在 $\sigma_1/\sigma_2>2$ 的条件下差异明

显,同样解释了CFD结果和文献[32]预测的图15(d)~图15(e)和图16(d)~图16(e)的 Nu 有别于茹氏公式。

3) 图15(d)和图16(d)的无量纲速度场和湍流强度场解释了 Nu 在 $2<\sigma_1<3.3$, $1.1<\sigma_2<1.8$ 的特殊管间距比范围内明显增大的原因,即 Re 保持不变时,较大的速度分布和较剧烈湍流脉动往往会带来更好的对流传热性能。如图15、图16中的红色箭头所示,当 $\sigma_1=2.6$, $\sigma_2=1.1$ 时,两列管束之间形成了无量纲速度很大的流动通道,而且该流动通道两侧以及管束尾流区的湍流强度也相当剧烈,这意味着从管束前部冲击区域、管束后端尾流区与主流之间存在高效率的质量和热量传输,并最终表现为较大的管外 Nu 。

图17给出了相同雷诺数下管束周向无量纲速度型随管间距比的变化结果,其中横坐标为以管束前滞止点为 0° 起沿逆时针方向的周向角度(θ)。可以看到管束的周向无量纲速度分布和流动分离角随管间距比变化显著,这也是管间距比影响管束 Nu 的流动机理之一。

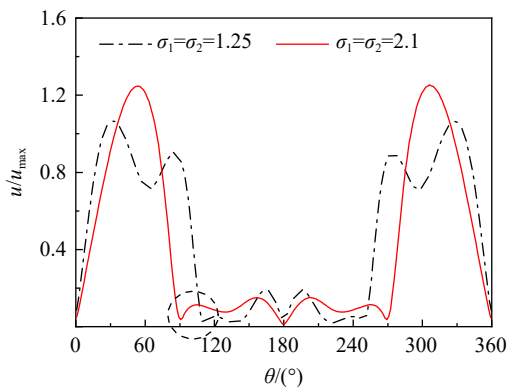


图17 管束周向无量纲速度型随管间距比的变化($Re=5000$)

Fig. 17 Variation of tube bundle circumferential dimensionless velocity profile with tube pitch ratios ($Re=5000$)

3 结 论

本文以横掠叉排管束为对象,研究了管径、管间距比和雷诺数对其管外传热特性的影响规律,并分析了传热现象背后的流动机制,得出以下结论:

1) 雷诺数和管间距比相同且管排流动马赫数小于0.1时,管束管径对管外努塞尔数影响很小,原因是管束外部主流的流动特征随管径变化较小,此时基于大管径实验数据的经典关联式仍

然适用于小管径管束的流动传热预测。而当雷诺数较大或者管径减小至管排流动马赫数大于 0.1 时, 即使雷诺数不变, 努塞尔数也会随着管径减小而增大, 且管径越小增加幅度越大, 此时应用基于常规尺寸管束的实验关联式所得预测值会比实际值偏低。

2) 管间距比决定了管束外部主流的流动特征和管束边界层附近的温度型分布, 从而导致质量和热量传输模式的差异, 并最终影响到传热努塞尔数。总的来说, 大流速和强湍流脉动倾向于导致较高的努塞尔数。

3) 雷诺数和管径不变时, 在 $2 < \sigma_1 < 3.3$ 、 $1.1 < \sigma_2 < 1.8$ 的特殊管间距比范围内努塞尔数值较大, 且在计算范围内 σ_2 最小时存在最佳 σ_1 , 换热器设计者可在该范围合理选取管间距比从而获得更好的换热性能。此外, 需要更为具体的分段函数来拟合传热关联式以更精准地预测管间距比对管外努塞尔数的影响。

参考文献:

- [1] SEKULIC D P. Compact heat exchangers[M]. Cham, Switzerland: Springer, 2018: 1501-1520.
- [2] XU G, ZHUANG L, DONG B, et al. Optimization design with an advanced genetic algorithm for a compact air-air heat exchanger applied in aero engine[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 158: 119952.
- [3] 庄来鹤, 徐国强, 闻洁, 等. 基于典型飞行任务的 CCA 技术优势分析[J]. *航空动力学报*, 2022, 37(7): 1363-1378.
ZHUANG Laihe, XU Guoqiang, WEN Jie, et al. Superiority analysis of introducing CCA technology into aero-engine under typical flight mission[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2022, 37(7): 1363-1378. (in Chinese)
- [4] BRUENING G B, CHANG W S. Cooled cooling air systems for turbine thermal management[R]. ASME Paper 99-GT-014, 1999.
- [5] KIM C S, KIM H J, CHO J R, et al. Manufacturing and mechanical evaluation of cooled cooling air (CCA) heat exchanger for aero engine[J]. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2016, 17(9): 1195-1200.
- [6] WANG C C, HSIEH Y, LIN Y. Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1997, 119(1): 109-117.
- [7] TANG S, YANG K T. Thermal performance of a single-row fin-and-tube heat exchanger[J]. *Journal of Thermal Science*, 2005, 14(2): 172-180.
- [8] TAHSEEN T A, ISHAK M, RAHMAN M M. An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and unfinned tube banks heat exchanger[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015, 43: 363-380.
- [9] AHMED G R, YOVANOVICH M M. Analytical method for forced convection from flat plates, circular cylinders, and spheres[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 1995, 9(3): 516-523.
- [10] KHAN W A, CULHAM J R, YOVANOVICH M M. Analytical model for convection heat transfer from tube banks[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2006, 20(4): 720-727.
- [11] KHAN W A. Modeling of fluid flow and heat transfer for optimization of pin-fin heat sinks[D]. Waterloo, Canada: University of Waterloo, 2004.
- [12] WUNG T S, CHEN C J. Finite analytic solution of convective heat transfer for tube arrays in crossflow: Part I flow field analysis[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1989, 111(3): 633-640.
- [13] CHEN C J, WUNG T S. Finite analytic solution of convective heat transfer for tube arrays in crossflow: Part II heat transfer analysis[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1989, 111(3): 641-648.
- [14] DHAUBHADEL M N, REDDY J N, TELIONIS D P. Finite-element analysis of fluid flow and heat transfer for staggered bundles of cylinders in cross flow[J]. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 1987, 7(12): 1325-1342.
- [15] COLBURN A P. A method of correlating forced convection heat-transfer data and a comparison with fluid friction[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1964, 7(12): 1359-1384.
- [16] GRIMISON E D. Correlation and utilization of new data on flow resistance and heat transfer cross-flow of gases over tube banks[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1937, 59: 583-594.
- [17] ZUKAUSKAS A. Heat transfer from tubes in crossflow[J]. *Advances in Heat Transfer*, 1987, 18: 87-157.
- [18] BORRAJO-PELÁEZ R, ORTEGA-CASANOVA J, CEJUDO-LÓPEZ J M. A three-dimensional numerical study and comparison between the air side model and the air/water side model of a plain fin-and-tube heat exchanger[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30(13): 1608-1615.
- [19] XIE G, SUNDEN B, WANG Q, et al. Performance predictions of laminar and turbulent heat transfer and fluid flow of heat exchangers having large tube-diameter and large tube-row by artificial neural networks[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52(11/12): 2484-2497.
- [20] ZHANG Y, CHEN Z. The effect of a gap between layers on the heat transfer performance of aligned tube banks[J]. *Heat Transfer Engineering*, 1992, 13(2): 33-41.
- [21] CHANG N C, LI C J, WANG C C. Performance of bare-tube bundle having small diameter tube: with and without partial bypass[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2015, 67: 73-80.
- [22] BACELLAR D, AUTE V, HUANG Z, et al. Airside friction and heat transfer characteristics for staggered tube bundle in crossflow configuration with diameters from 0.5 mm to 2.0 mm[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 98: 448-454.
- [23] JEONG J H, NAM K W, MIN J K, et al. The effects of the evaluation method on the average heat transfer coefficient for a mini-channel tube bundle[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(25/26): 5481-5490.
- [24] CHEN K, GUO L, XIE X, et al. Experimental investigation on enhanced thermal performance of staggered tube bundles wrapped with metallic foam[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 122: 459-468.
- [25] XIE J, LI S, YAN H, et al. Numerical analysis on thermal-hydraulic performances of staggered tube bundles for an aero-engine compact precooler[J]. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2020, 141(1): 387-399.

- [26] KIM T. Effect of longitudinal pitch on convective heat transfer in crossflow over in-line tube banks[J]. *Annals of Nuclear Energy*, 2013, 57: 209-215.
- [27] PASINATO H D, DORELLA J J, GOROSITO A R. Fluid flow and heat transfer numerical prediction of cross flow heat exchanger[J]. *Mecánica Computacional*, 2016, 34(27): 1891-1905.
- [28] LEMMON E W, HUBER M L, MCLINDEN M O. NIST reference fluid thermodynamic and transport properties: Version 9.1[DB/OL]. [2022-03-02]. Gaithersburg, Maryland: National Institute of Standards and Technology Standard Reference Data Program, 2013. <https://www.nist.gov/srd/refprop>.
- [29] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. *AIAA Journal*, 1994, 32(8): 1598-1605.
- [30] ATLAR M, GÖREN Ö. Effect of turbulence modelling on the computation of the near-wake flow of a circular cylinder[J]. *Ocean Engineering*, 2010, 37(4): 387-399.
- [31] ZUKAUSKAS A, ULINSKAS R. Heat transfer in tube banks in crossflow[M]. New York: Hemisphere Publishing, 1988.
- [32] 吴味隆. 锅炉及锅炉房设备[M]. 4版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2006: 204-205.
- [33] HU J C, ZHOU Y. Flow structure behind two staggered circular cylinders. Part 1 downstream evolution and classification[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2008, 607: 51-80.
- [34] HU J C, ZHOU Y. Flow structure behind two staggered circular cylinders: Part 2 heat and momentum transport[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2008, 607: 81-107.

(编辑: 陈 越)