

垂直环管内旋流换热与流动的数值模拟研究

伍思敏,冯家杰,陈泽彬,陈佰满

(东莞理工学院 化学工程与能源技术学院,广东 东莞 523808)

摘要:基于垂直环管内旋流对流动边界层的扰动机理,采用数值模拟的方法研究了叶片角度、雷诺数以及进口水温对管内换热以及流动特性的影响,揭示了重力对环管内旋流流动的内在影响机制。结果表明:与水平环管相比,垂直环管的综合换热性能变化平缓,主要受到重力对压降的影响;与雷诺数相比,叶片角度对流场以及温度场的影响最显著;在雷诺数小于15 000,叶片角度为30°时管内的换热性能最佳。

关键词:垂直环管;轴向叶片;对流换热;综合换热性能;数值模拟

中图分类号:TK221 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.04.013

[引用本文格式]伍思敏,冯家杰,陈泽彬,等.垂直环管内旋流换热与流动的数值模拟研究[J].热能动力工程,2023,38(4):95-101. WU Si-min, FENG Jia-jie, CHEN Ze-bin, et al. Numerical simulation research of flow and heat transfer with swirling flow in vertical annular tubes[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(4): 95-101.

Numerical Simulation Research of Flow and Heat Transfer with Swirling Flow in Vertical Annular Tubes

WU Si-min, FENG Jia-jie, CHEN Ze-bin, CHEN Bai-man

(School of Chemical Engineering and Energy Technology, Dongguan University of Technology, Dongguan, China,
Post Code: 523808)

Abstract: Based on the disturbance mechanism of swirling flow on boundary flow region in vertical annular tubes, the effects of different vane angles, Reynolds numbers and inlet water temperature on heat transfer and flow characteristics in tubes were studied by numerical simulation method. The internal influence mechanism of gravity on swirling flow in annular tube was revealed. The results show that the comprehensive heat transfer performance of vertical annular tube changes gently compared with horizontal annular tube, mainly affected by the influence of gravity on pressure drop; the vane angles have the most significant effects on flow and temperature fields compared with the Reynolds numbers; when the Reynolds number is less than 15 000 and the vane angle is 30°, the heat transfer performance in tubes is the best.

Key words: vertical annular tube, axial vane, convective heat transfer, comprehensive heat transfer performance, numerical simulation

收稿日期:2022-03-08; 修订日期:2022-07-25

基金项目:广东省自然科学基金(2019A1515010460);广东省分布式能源系统重点实验室资助项目(2020B1212060075)

Fund-supported Project: Natural Science Foundation of Guangdong Province(2019A1515010460); Guangdong Provincial Key Laboratory of Distributed Energy System(2020B1212060075)

作者简介:伍思敏(1997-),女,东莞理工学院本科生。

通讯作者:陈佰满(1984-),男,东莞理工学院副教授。

引 言

旋流能够形成螺旋流动,增强流体的扰动强度,从而达到减薄边界层的目的。然而,目前对于旋流强化传热的研究大多以水平流动为主。在实际应用中,重力对流动与换热的影响不容忽视^[1-2]。Chang 等人^[3]对垂直圆管内旋流场的速度分布进行的研究,表明,轴向速度会随着旋流强度和雷诺数的变化而变化,但却低于水平环管;王娜等人^[4]对内置旋流片的垂直缩放管进行的数值模拟研究表明,内置旋流片增强了垂直缩放管的扰动强度;Funahashi 等人^[5]通过实验研究了垂直管内气液两相旋流流动对壁面摩擦的影响规律,结果表明,与无旋流的工况相比,其摩擦系数增大了几倍。

本文采用数值模拟的方法对内置旋流器的垂直环管流动与传热特性进行研究,利用综合传热因子评价垂直环管内的对流换热效果。

1 数值模拟分析

1.1 物理模型的建立

旋流器的实际尺寸如图 1 所示。旋流器的叶片角度分别为 30° 、 45° 和 60° ,流道数均为 4,总长度 360 mm,当量直径 16 mm;垂直环管的总长度 360 mm,外径 50 mm,壁厚 2 mm;旋流器安装在垂直环管的进口处,取重力方向为正方向。

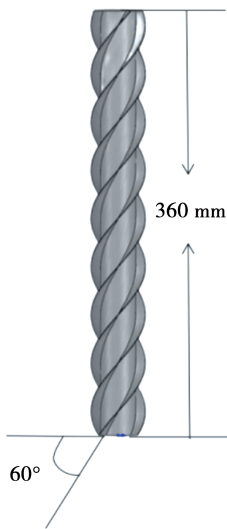


图 1 旋流器的尺寸

Fig. 1 Size of swirler

1.2 网格划分

考虑到计算结果的可靠性以及计算时间成本,采用非结构性网格。为了真实地还原出实际情况,划分外管以及旋流器为固体域,其余部分为流体域,网格划分如图 2 所示。

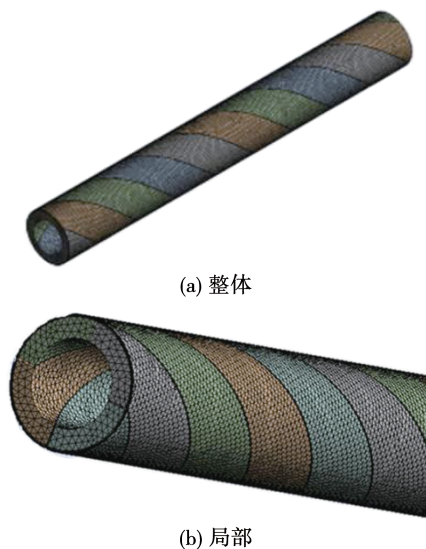


图 2 网格划分示意图

Fig. 2 Schematic diagram of mesh division

1.3 条件设定

运用 Fluent 软件对数值模型进行求解计算,采用 SIMPLE 算法进行压力与速度耦合求解;采用一阶迎风格式求解对流项;选择 Green-gauss Node-based 格式求解梯度项;压力项的求解选择二阶格式;残差收敛的标准设为 1×10^{-6} ;工质为水。

选择压力求解器,对流体域进行稳态求解。假设壁面无渗透,不滑移。雷诺数分别设置为 5 000, 10 000, 15 000 和 20 000。设置外壁面为恒壁温 80°C ,其余壁面均为绝热。

1.4 参数计算

对于模拟计算涉及的计算方法如下所示,物性参数均按中性温度参考取值。

$$I = 0.16 Re^{-1/8} \quad (1)$$

式中: I —湍流强度; Re —雷诺数。

$$\eta = (Nu/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3} \quad (2)$$

式中: η —综合换热性能因数; Nu —环管努塞尔数; Nu_0 —光管努塞尔数; f —环管摩擦系数; f_0 —光管摩擦系数。

$$Nu = hd/\lambda \tag{3}$$
式中: h —对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; d —特征直径, m ; λ —流体导热系数, $W/(m \cdot K)$ 。

$$h = Q/(A\Delta T_m) \tag{4}$$
式中: A —换热面积, m^2 ; Q —换热量, J ; ΔT_m —对数平均温差, K 。

$$Q = c_p \dot{m} \Delta T \tag{5}$$
式中: c_p —流体比定压热容, $KJ/(kg \cdot K)$; $\dot{m}$ —质量流量, K ; ΔT —进出口温差, K 。

$$\Delta T_m = \Delta T / \ln \left(\frac{T_w - T_{in}}{T_w - T_{out}} \right) \tag{6}$$
式中: T_w —壁面温度, K ; T_{in} —进口温度, K ; T_{out} —出口温度, K 。

$$\dot{m} = uSp \tag{7}$$
式中: u —流体截面平均速度, m/s ; S —截面积, m^2 ; ρ —流体密度, kg/m^3 。

$$f = 2\Delta p \cdot d / L\rho u^2 \tag{8}$$
式中: Δp —进、出口压差, Pa ; L —环管总长, m 。

光管努塞尔数采用 Gnielinski 经验公式计算:

$$Nu_0 = \frac{(f_0/8)(Re - 1\,000)Pr}{1 + 12.7(f_0/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \tag{9}$$

式中: Re —雷诺数; Pr —普朗特数。

光管摩擦系数采用 Petukhov 经验公式计算:

$$f_0 = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \tag{10}$$
$$\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_{el} + \Delta p_a + \Delta p_c \tag{11}$$

式中: Δp_f —摩擦压降, pa ; Δp_{el} —重力压降, Pa ; Δp_a —加速压降, pa ; Δp_c —局部形阻压降, Pa 。

1.5 模型验证

1.5.1 网格质量验证

通过平均质量、纵横比和扭曲度来判断网格质量。平均质量在 0 ~ 1 内为较好,且越接近 1 越好。由图 3 可知,网格平均质量主要在 0 ~ 1 内。

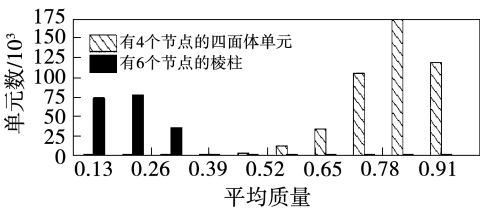


图 3 平均质量判断
Fig. 3 Mean quality judgment

纵横比在 1 ~ 10 范围内较好,且越接近 1 越好。由图 4 可知,网格纵横比主要为 1 ~ 10,在可接受的范围内。

扭曲度在 0 ~ 1 范围内较好,且越接近 0 越好。由图 5 可知,网格扭曲度主要在 0 ~ 1 范围内。

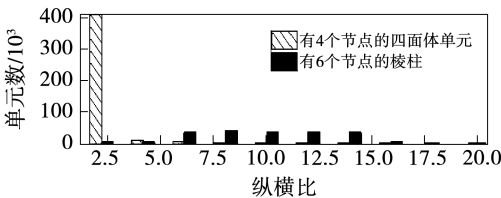


图 4 纵横比判断
Fig. 4 Aspect ratio judgment

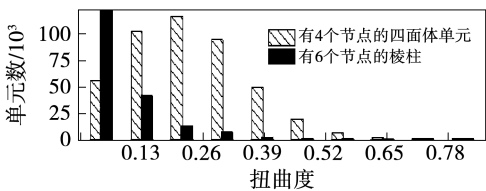


图 5 扭曲度判断
Fig. 5 Skewness judgment

由以上分析可知,数值模型的网格质量在可接受的范围内,符合仿真计算的需求。

1.5.2 网格独立性验证

表 1 为不同网格数下换热及流动特性对比。从表中可知,当网格数量为 471 088 时,计算结果的相对误差均在 2% 以内。因此,选择网格数为 471 088 的数值模型更加可靠。

表 1 不同网格数下换热以及流动特性对比

Tab. 1 Comparision of heat transfer and flow characteristics in different mesh numbers

网格数	η	$\delta(\eta)/\%$	Nu	$\delta(Nu)/\%$	f	$\delta(f)/\%$
366 951	1.285	0.465	173.381	0.246	4.315	0.046
471 088	1.291	0	172.955	0	4.317	0
542 304	1.305	1.084	173.600	0.373	4.319	0.046

其中:

$$\delta(\eta) = \frac{|\eta - (\eta)_{方式2}|}{\eta} \times 100\% \tag{12}$$

$$\delta(Nu) = \frac{|Nu - (Nu)_{方式2}|}{Nu} \times 100\% \tag{13}$$

$$\delta(f) = \frac{|f - (f)_{\text{方式2}}|}{f} \times 100\% \quad (14)$$

1.5.3 模型精度验证

图 6 为数值模型的精度验证。通过对比光管的模拟数据与实验数据^[4]发现,两者的相对误差在 10% 以内。因此,数值模型的精度在可接受的范围之内。

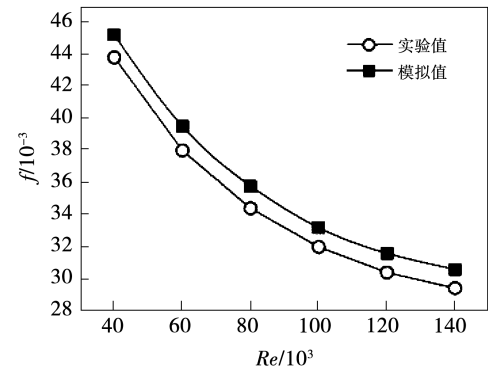


图 6 精度检验
Fig.6 Accuracy test

2 模拟结果及分析

2.1 压力及流线分析

选取叶片角度为 60°、进口水温为 30 ℃、雷诺数为 5 000 的数值模型作为分析对象,对管内流场的压力分布进行整体分析。

图 7 和图 8 分别为管内流场的压力云图和压力流线图。进口附近压力最大,沿水流方向压力不断减少,出口附近压力最小。压力分布区间并没有形成规律且均匀的压力强度分布,反而呈现区间递减分布的现象,说明旋流器的长度并非越长越适用于管内流动。流线呈现一致的均匀螺旋性,说明旋流一直维持着相同的流动形态。

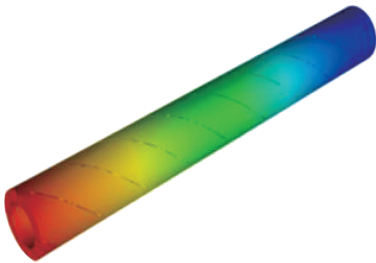


图 7 压力云图
Fig.7 Perssure nephogram

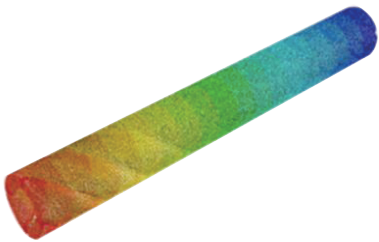


图 8 压力流线图
Fig.8 Pressure streamline chart

2.2 重力对垂直环管换热性能的影响

选取叶片角度为 60°、进口水温为 30 ℃ 的数值模型为分析对象,研究重力的存在对管内流场的影响程度。

图 9 为重力对环管内换热性能的影响程度。水平环管的综合传热因子 η 大于垂直环管的。与水平环管相比,垂直环管的综合换热性能变化平缓,其原因主要是重力对压降的影响。

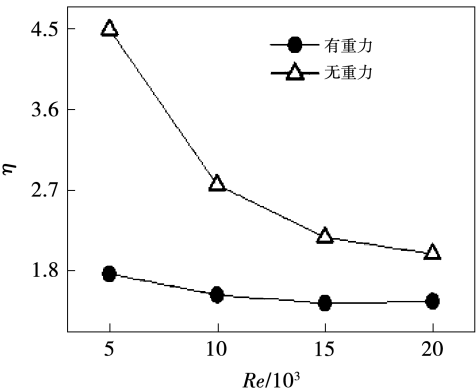


图 9 重力对环管内换热性能的影响
Fig.9 Influence of gravity on heat transfer performance of annular tube

2.3 进口水温和雷诺数对垂直环管换热性能的影响

选取旋流器叶片角度为 60° 的数值模型为对象,分析在不同进口水温和雷诺数下,垂直环管内旋流换热与流动特性的变化规律。

图 10 为雷诺数对垂直环管内对流换热量的影响规律。随着进口水温的增加,流体与壁面间的对流换热热量减少。随着雷诺数的增加,对流换热热量增加。主要的原因是流体与壁面间的换热温差会随着进口水温的增加而减小,从而导致流体与壁面

之间的换热量减少。当雷诺数增加时,流体的扰动强度增大,从而达到流体与壁面间换热量增大的效果。

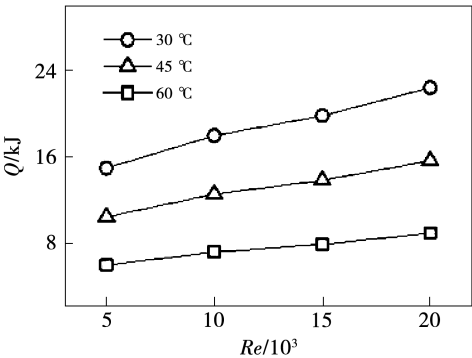


图 10 雷诺数对垂直环管内对流换热量的影响规律
Fig. 10 Influence of Reynolds number on convective heat transfer in vertical annular tube

图 11 为不同雷诺数下垂直环管内的换热特性。随着进口水温的增加努塞尔数减小,随着雷诺数的增加努塞尔数增加。主要的原因,对流换热系数随着进口水温的增加而降低。同样,水的导热系数增加。因此随着进口水温的增加,努塞尔数反而降低。

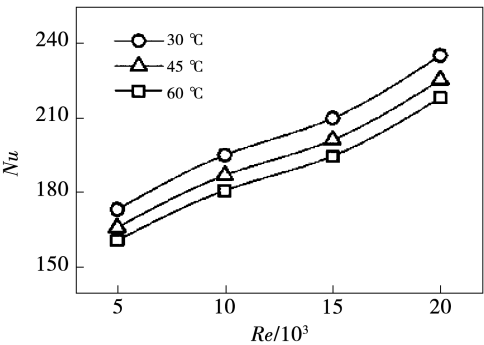


图 11 不同雷诺数下垂直环管内的换热特性
Fig. 11 Heat transfer characteristics with different Reynolds numbers in vertical annular pipe

图 12 为不同雷诺数下垂直环管的流动特性。随着雷诺数的增加,摩擦系数减小。这是由于流体的平均速度随着雷诺数的增加而增加,导致流体加速冲刷壁面,减小了流体与壁面间的摩擦阻力,使得垂直环管的进、出口压差减小,最终导致摩擦系数减小。

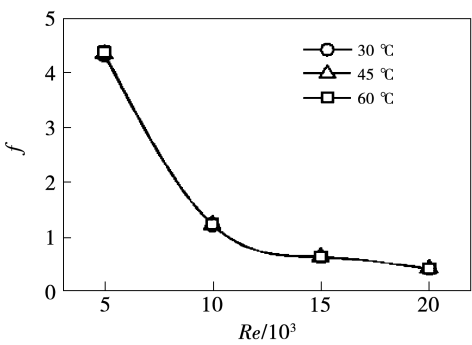


图 12 不同雷诺数下垂直环管的流动特性
Fig. 12 Flow characteristics with different Reynolds numbers in vertical annular pipe

图 13 为不同雷诺数下垂直环管的综合换热性能。当雷诺数小于 15 000 时,垂直环管的综合换热性能随着雷诺数的增加而减小;当雷诺数大于 15 000 时,综合换热性能反而随着雷诺数增加而增大。

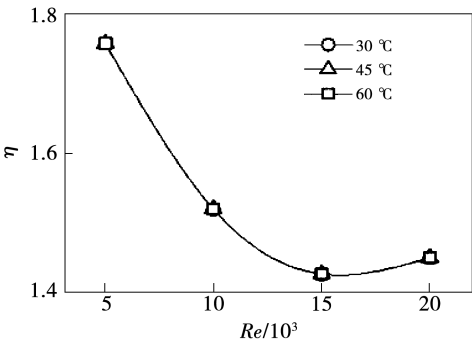


图 13 不同雷诺数下垂直环管的综合换热性能
Fig. 13 Comprehensive heat transfer performance with different Reynolds numbers in vertical annular pipe

2.4 叶片角度对垂直环管换热性能影响

选取进口水温为 30 °C 的数值模型为对象,分析叶片角度对垂直环管流动和传热特性的影响规律。

图 14 为不同叶片角度下垂直环管的换热特性。当叶片角度为 30°时,其换热强度最大。与雷诺数相比,叶片角度对流场以及温度场的影响最显著。

图 15 为不同叶片角度下垂直环管的压降。当叶片角度为 30°时,管内流场的压降最大。叶片角度的改变会引起摩擦压降、加速压降和局部形阻压降的变化。摩擦压降由流体与壁面的接触产生,而叶片角度为 30°的流道最长,流体的摩擦压降最大。由于旋流器流道为螺旋型流道,所以流体的运动方向时刻都在改变。当叶片角度为 30°时,流动方向

的改变角度最大,流体的局部形阻压降最大。

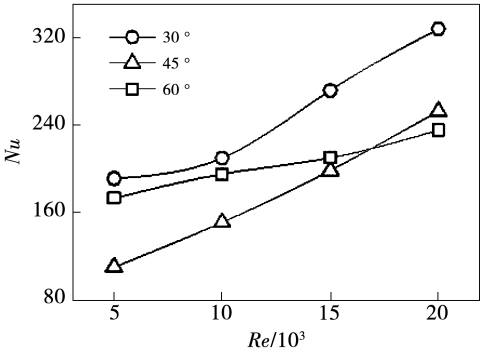


图 14 不同叶片角度下垂直环管的换热特性
Fig. 14 Heat transfer characteristics in vertical annular pipe with different vane angles

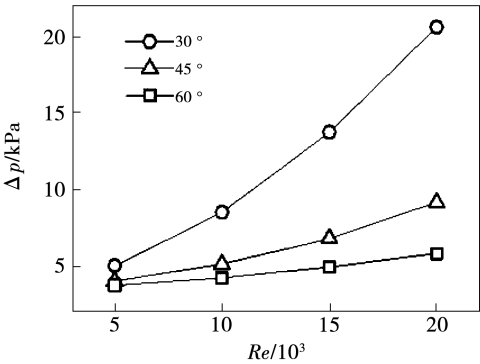


图 15 不同叶片角度下垂直环管的压降
Fig. 15 Pressure drop in vertical annular pipe with different vane angles

图 16 为不同叶片角度下垂直环管的流动特性。叶片角度为 30°时,流体的摩擦系数最大。主要原因是,流体压降是影响摩擦系数的主要因素,且流体的压降与摩擦系数呈正比例关系。

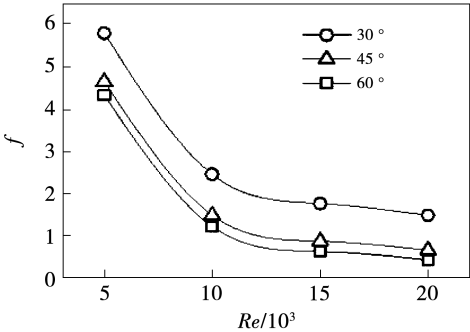


图 16 不同叶片角度下垂直环管的流动特性
Fig. 16 Flow characteristics in vertical annular pipe with different vane angles

图 17 为不同叶片角度下垂直环管的综合换热性能。由图 17 可知,叶片角度为 60°时,垂直环管的综合换热强度最大。当叶片角度为 30°时,随着进口水温的增加,综合传热因子降低。在雷诺数小于 12 500 时,随着雷诺数的增加综合传热因子降低;在雷诺数大于 12 500 时,随着雷诺数的增加综合传热因子增加;叶片角度为 45°时,随着雷诺数的增加综合传热因子增加;叶片角度为 60°时,在雷诺数小于 17 000 时,随着雷诺数的增加综合传热因子降低;在雷诺数大于 17 000 时,随着雷诺数的增加综合传热因子增加。

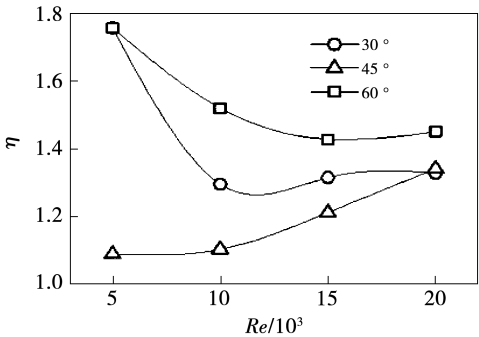


图 17 不同叶片角度下垂直环管的综合换热性能
Fig. 17 Comprehensive heat transfer performance in vertical annular pipes with different vane angles

2.5 不同雷诺数下的综合传热因子

表 2 ~ 表 5 汇总了雷诺数为 5 000, 10 000, 15 000 和 20 000 时的综合传热因子。由表 2 可知,当雷诺数为 5 000 时,叶片角度为 30°或 60°时的流动传热效果最佳;由表 3 ~ 表 5 可知,当雷诺数为 10 000, 15 000 以及 20 000 时,叶片角度为 60°时流动传热效果最佳。

表 2 雷诺数为 5 000 时的综合传热因子
Tab. 2 Comprehensive heat transfer factors with Reynolds number of 5 000

叶片角度/(°)	进口温度/℃	综合传热因子
30	30	1.755 369 5
30	45	1.755 368 3
30	60	1.755 369 4
45	30	1.089 323 7
45	45	1.089 340 4
45	60	1.089 350 1
60	30	1.754 701 6
60	45	1.754 700 8
60	60	1.754 701 6

表 3 雷诺数为 10 000 时的综合传热因子
Tab.3 Comprehensive heat transfer factors
with Reynolds number of 10 000

叶片角度/(°)	进口温度/℃	综合传热因子
30	30	1.294 612 1
30	45	1.283 687 1
30	60	1.256 883 1
45	30	1.102 040 9
45	45	1.102 035 5
45	60	1.102 036 2
60	30	1.518 851 4
60	45	1.518 862 7
60	60	1.518 862 2

表 4 雷诺数为 15 000 时的综合传热因子
Tab.4 Comprehensive heat transfer factors with
Reynolds number of 15 000

叶片角度/(°)	进口温度/℃	综合传热因子
30	30	1.313 507 1
30	45	1.300 797 1
30	60	1.268 972 9
45	30	1.211 349 2
45	45	1.211 349 8
45	60	1.211 349 3
60	30	1.427 129 8
60	45	1.427 130 1
60	60	1.427 116 7

表 5 雷诺数为 20 000 时的综合传热因子
Tab.5 Comprehensive heat transfer factors with
Reynolds number of 20 000

叶片角度/(°)	进口温度/℃	综合传热因子
30	30	1.327 115 9
30	45	1.313 149 5
30	60	1.278 476 0
45	30	1.339 737 2
45	45	1.339 734 7
45	60	1.339 734 7
60	30	1.449 937 0
60	45	1.449 935 3
60	60	1.449 933 3

3 结 论

本文通过数值模拟的方法来研究内置旋流器的垂直环管内的流动与换热的特性,得出结论:

- (1) 在雷诺数为 8 000、叶片角度为 30°时,管内的换热性能最佳。
- (2) 在雷诺数大于 5 000、叶片角度为 60°时,管内换热性能最佳。
- (3) 在雷诺数大于 10 000、叶片角度为 30°时,随着进口水温的增加综合传热因子降低。
- (4) 与雷诺数相比,叶片角度对流场以及温度场的影响最显著。
- (5) 与水平环管相比,垂直环管的综合换热性能变化平缓,主要受到重力对压降的影响。

参考文献:

[1] 邓颂九. 传热与节能[J]. 华南工学院学报,1981(2):133.
DENG Song-jiu. Heat transfer and energy saving [J]. Journal of South China University of Technology,1981(2):133.

[2] 冯家杰. 重力轴向分力及自转流动对旋流管内对流传热的影响研究[D]. 广东:广东工业大学,2020.
FENG Jia-jie. Effect of gravity axial component and rotational flow on convective heat transfer in a swirl tube [D]. Guangdong: Guangdong University of Technology,2020.

[3] CHANG T H,DOH D H. Velocity profiles with swirling flow in a vertical circular tube [J] Journal of Visualization, 2012, 16: 53-64.

[4] 王 娜,邓先和,张连山,等. 自然对流垂直管内插旋流片的强化传热研究[J]. 石油化工,2013,42(10):1117-1122.
WANG Na,DENG Xian-he,ZHANG Lian-shan,et al. Natural convection heat transfer enhancement in vertical tubes equipped with twisted-tapes [J]. Petrochemical Technology, 2013, 42 (10): 1117-1122.

[5] FUNAHASHI H,KIRKLAND K V,HAYSAHI K,et al. Interfacial and wall friction factors of swirling annular flow in a vertical pipe [J]. Nuclear Engineering and Design,2018,330(4):97-105.

(丛 敏 编辑)