

引用格式:黎昊为,左夏华,张岱凌,等.内置转子太阳能集热管流动与传热特性的数值模拟研究[J].北京化工大学学报(自然科学版),2023,50(2):89-96.

LI HaoWei, ZUO XiaHua, ZHANG DaiLing, et al. Numerical simulation of the boiling heat transfer performance of a solar collector tube with inserted rotors[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science), 2023, 50(2):89-96.

# 内置转子太阳能集热管流动与传热特性的数值模拟研究

黎昊为 左夏华 张岱凌 温 馨 阎 华 杨卫民 安 瑛\*

(北京化工大学 机电工程学院, 北京 100029)

**摘 要:**通过数值模拟方法模拟了非均匀加热工况下内置两叶片转子和低流阻转子的太阳能集热管的流动与强化传热特性,得到了集热管内的温度分布、湍动能分布、努塞尔数以及阻力系数等参数,并通过综合性能评价因子(PEC)对内置转子集热管的综合强化传热性能进行了衡量。结果表明:内置转子后,管内流体的温度分布更加均匀,并且升温速率明显提升,若控制出口温度一致,则内置两叶片转子集热管的长度相较于光管可减少 46.15%;内置两叶片转子和低流阻转子集热管内的努塞尔数和阻力系数相较于光管均有明显提升,其中内置两叶片转子集热管提升幅度较大,努塞尔数和阻力系数相较于光管分别提升 94%~190% 和 308%~449%;通过 PEC 对两种集热管的综合强化传热性能进行衡量,两种集热管的 PEC 值均大于 1,内置两叶片转子集热管具有最大值 1.82。

**关键词:**组合转子;太阳能集热管;强化传热;非均匀加热

**中图分类号:** TK172 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2023.02.011

## 引 言

中国陆地每年接收的太阳能辐射总量为 3 300 ~ 8 400 MJ/m<sup>2</sup>,相当于燃烧 2.4 × 10<sup>4</sup> 亿吨标准煤所释放的能量,然而我国的太阳能利用效率亟待提高<sup>[1]</sup>。发展太阳能产业对于我国实现“双碳”目标具有极大的推动作用<sup>[2]</sup>。

集热管是太阳能集热器的核心装置,由于太阳光照角度受时间和空间的影响较大,集热管周向热流存在不均匀性,导致较冷侧的介质难以与壁面进行热交换,从而使得传热效率降低,并且会产生较大的温度梯度<sup>[3-5]</sup>。管内插入物强化传热技术具有成本低廉、便于安装等优点<sup>[6]</sup>,国内外科研人员针对集热管在内置插入物后的流动与强化传热特性进行了大量研究。Zhu 等<sup>[7]</sup>通过数值模拟的方法研究了

内置波纹型带状插入物集热管的流动与传热特性,结果表明在内置插入物后,介质温度得到提高且热损失降低,综合换热因子最高达到 2.11。Song 等<sup>[8]</sup>通过数值模拟方法研究了内置纽带集热管内部的流动与传热特性,结果表明在内置纽带后集热管两端压差增大,但极大地降低了管壁的最大温度和温差,是增强集热器内部传热的可行方法。Yilmaz 等<sup>[9]</sup>通过改变螺旋线圈的间距以及宽度,研究了集热管中加入线圈后管内的强化传热性能和流动特性,结果表明线圈的加入增强了对热边界层的破坏效果从而使传热效率得到提升,最高提升幅度为 1.4%。Isravel 等<sup>[10]</sup>研究了常规纽带、带环纽带、改进型带环纽带在集热管中的传热特性,实验结果表明,带环纽带和改进型带环纽带的强化传热性能相较于常规纽带分别提升了 19% 和 24%。Raheem 等<sup>[11]</sup>研究了内置纽带太阳能集热管中纽带厚度、螺旋角和内径等结构参数对其传热及流动性能的影响,结果表明在研究范围内集热管的综合换热效率提高了 23%。

组合转子是一种内插式管内扰流元件,其材料易于获取且价格低廉,并可直接对现有设备进行改

收稿日期:2022-04-25

基金项目:国家自然科学基金(52176175)

第一作者:男,1997 年生,硕士生

\* 通信联系人

E-mail: anying@mail.buct.edu.cn

进以实现强化传热的作用,故无过多附加成本。本课题组已通过大量的实验与实际工业应用研究证实了组合转子在具有极其优异的强化传热性能的同时还具有良好的可靠性<sup>[12-18]</sup>。但以往的研究尚未涉及太阳能集热管这类非均匀加热工况,因此本文通过 ANSYS 软件中的 Fluent 模块对内置两叶片转子和低流阻转子太阳能集热管中的流动与传热特性进行了数值模拟研究,以期能为太阳能集热管进一步的研究工作乃至工业应用提供借鉴。

## 1 数值计算

### 1.1 物理模型建立与网格独立性检验

组合转子的装配方式如图 1 所示,主要由转子、限位件、挂件、转轴等几部分组成。转子通过转轴串起并由限位件分成不同的组,转轴两端由挂件固定于换热管两端,介质由入口进入管中后冲击转子使其旋转并自悬浮于管中,带动周围流体对管壁作螺旋运动。

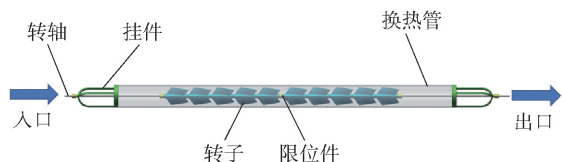


图 1 组合转子装配示意图

Fig. 1 Structure diagram of the circular tube with inserted rotors

管式太阳能集热器模型如图 2 所示,主要由外部透明真空管和内部集热管嵌套而成。集热管表面涂有吸热层以吸收太阳辐射,集热管管壁升温后与管内介质进行对流换热,外部透明真空管起保温隔热作用。

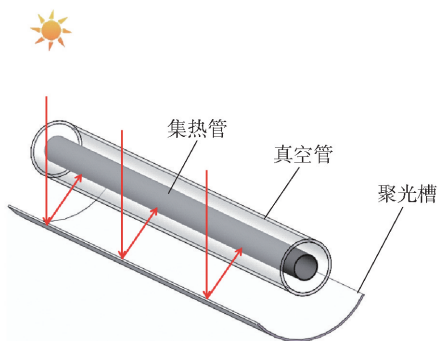


图 2 管式太阳能集热器模型示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the tubular solar collector

利用三维建模软件 Solidworks 建立内置转子集热管模型,由于限位件、挂件、转轴等部件对管内流

动与传热的影响较小,为简化计算过程对上述部件予以删除,并忽略集热管壁厚及真空管和聚光槽的影响,只考虑集热管与内部介质的热交换过程。转子外径为 22 mm,导程 200 mm,集热管长度为 400 mm,内径 24 mm,建立的内置两叶片转子和内置低流阻转子集热管模型如图 3 所示。采用四面体网格对模型进行划分,并通过进出口压差来进行网格独立性检验。网格独立性检验结果如图 4 所示。综合考虑计算精度与计算时间,分别选取 1 467 351 和 1 637 412 作为两叶片转子和低流阻转子的网格数。

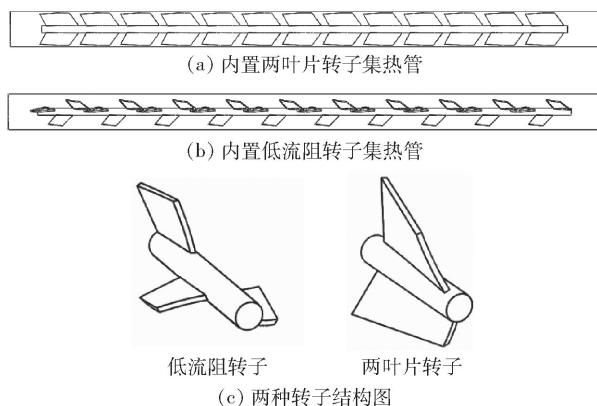


图 3 内置转子集热管示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the collector tube with built-in rotors

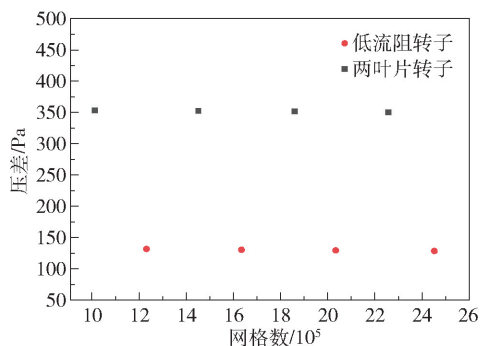


图 4 网格独立性检验结果

Fig. 4 Grid independence test results

### 1.2 边界条件

太阳能集热管表面热流密度分布较为复杂,在计算过程中需要对其进行简化,常用的简化方式有余弦分布<sup>[19]</sup>、矩形分布<sup>[20]</sup>和高斯分布<sup>[21]</sup>。综合考虑计算精度与计算成本,本文采用矩形分布对热流密度分布进行设置,即集热管下表面为均匀的热流密度,上表面为绝热<sup>[22]</sup>,如图 5 所示。热流密度  $q = 60 \text{ kW/m}^2$ ,雷诺数  $Re = 4\,800 \sim 19\,200$ ,入口流体温度为 293 K,转子转速由 Particle Image Velocimetry

(PIV) 试验获得<sup>[23]</sup>, 具体拟合关联式如表 1 所示。

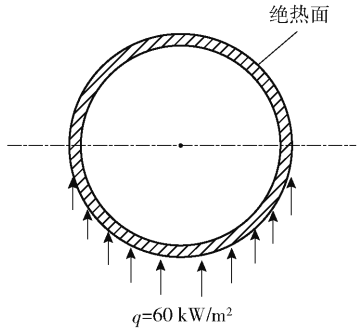


图 5 集热管壁面热流密度示意图

Fig. 5 Schematic diagram of the heat flux at the wall of the collector tube

表 1 转子转速拟合关联式

Table 1 Rotor speed fitting correlation formulae

转子形状	拟合关联式
两叶片转子	$n = -0.09143 + 1.21276 \frac{L_x}{L} + 0.23914Q_v -$
	$1.79575 \left( \frac{L_x}{L} \right)^2 - 0.00047863Q_v^2 - 0.06456 \frac{L_x}{L} Q_v$
低流阻转子	$n = -0.21929 - 0.0698 \frac{L_x}{L} + 0.13763Q_v -$
	$0.04302 \left( \frac{L_x}{L} \right)^2 - 0.000933667Q_v^2 - 0.0657 \frac{L_x}{L} Q_v$

$n$  为转速,  $L_x$  为转子的轴向距离,  $L$  为管长,  $Q_v$  为流量。

1.3 计算模型与求解器设置

在本文的太阳能集热管数值计算中,集热管内介质为液态水,假设工质为不可压缩流体,流动与换热过程遵循质量守恒、能量守恒与动量守恒。由于转子的扰动作用,管内流动为复杂的三维螺旋流动,因此选择对螺旋流具有较强预测能力的 RNG  $k-\varepsilon$  模型作为湍流模型,壁面作增强壁面处理,压力速度耦合采用 SIMPLE 算法,压力和动量的离散格式采用二阶迎风格式,湍流耗散率、能量、压力以及动量离散格式为二阶迎风格式。所使用的各方程分别如下。

连续性方程

$$\nabla(\mathbf{V}) = 0 \tag{1}$$

动量方程

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{V})}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V} \mathbf{V}) = -\nabla(\tau) \tag{2}$$

能量方程

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla[\mathbf{V}(\rho E + P)] = \nabla(k_{\text{eff}} \nabla T) \tag{3}$$

湍动能方程

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \rho \varepsilon \tag{4}$$

耗散率方程

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \tag{5}$$

式中,  $\mathbf{V}$  为速度矢量,  $E$  为系统焓值,  $P$  为流体内部压力,  $T$  为温度,  $\rho$  为密度,  $u_i$  为  $i$  方向速度,  $k_{\text{eff}}$  为有效湍动能,  $\mu_{\text{eff}}$  为有效黏度,  $k$  为湍动能,  $\varepsilon$  为湍动能耗散率,  $\alpha_k$ 、 $\alpha_\varepsilon$  为常数,  $C_{1\varepsilon}$  和  $C_{2\varepsilon}$  为  $k-\varepsilon$  方程常数。

2 模型验证

为验证模拟方法的准确性,将光管的模拟结果与实验结果及 Filonenko 经验公式进行比较,结果如图 6 所示。Filonenko 经验公式如下。

$$f = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2} \tag{6}$$

式中,  $f$  为阻力系数,  $Re$  为雷诺数。

由图 6 可以看出,本文模拟值及实验值在低雷诺数下与 Filonenko 经验公式的误差较大,但随着雷诺数的增加,误差逐渐减小,且整体趋势一致。在雷诺数为 4 800 时,模拟值与 Filonenko 经验公式和实验值的最大误差分别为 24.2% 和 7.8%;当雷诺数大于 9 600 时,三者间误差均在 5% 以内,准确度较高。

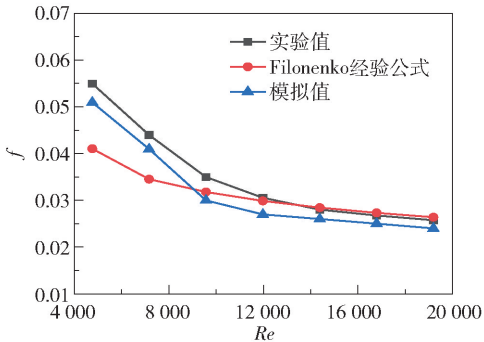


图 6 光管管内阻力系数

Fig. 6 Resistance coefficient in the plain tube

3 结果与讨论

3.1 集热管结构对传热性能的影响

雷诺数  $Re = 12\,000$  时内置两叶片转子集热管、内置低流阻转子集热管和光管在同一截面处的温度分布云图如图 7 所示。由图可知,光管内部流体的高温区仅集中在管子底部加热区附近,而管中心与上部区域流体由于难以与壁面进行热交换,温度几乎没有变化。在内置转子后集热管的截面温度分布

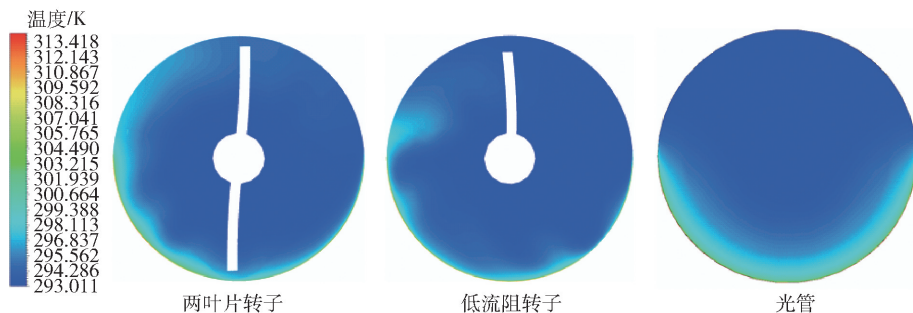


图7 3种结构集热管同一截面处的温度云图

Fig.7 Temperature contours of the same section of the three types of collector tube

更为均匀,这是由于转子的叶片将冷端附近冷流体裹挟至底部加热壁面,并将加热后的流体裹挟至冷端,这种置换运动极大地提升了集热管内的换热效率。与低流阻转子相比,两叶片转子叶片面积更大,每一次旋转可以裹挟更多的流体,因此其温度分布更加均匀。

图8所示为3种结构集热管在雷诺数为12 000时的径向温度分布。由图可知,在光管中高温流体几乎全部集中在距离加热壁面5 mm附近,在距离加热壁面10 mm至上壁面区域内的流体温度几乎没有变化。在内置转子后,加热壁面附近热流体厚度被减薄至约0.5 mm,并且在集热管冷端附近流体的温度相较于光管也有了明显提升,其中内置两叶片转子集热管内温度相较于内置低流阻转子集热管提升幅度更大。3种管子的轴向平均温度分布如图9所示。流体在3种管子内的温度均沿轴向流动而升高,但升高的速率不同,其中内置两叶片转子管内升温最快,内置低流阻转子管次之,光管最慢。若要求出口温度一致,则内置两叶片转子管相较于光管可以缩减管子长度的46.15%,极大减少了设备所占空间。

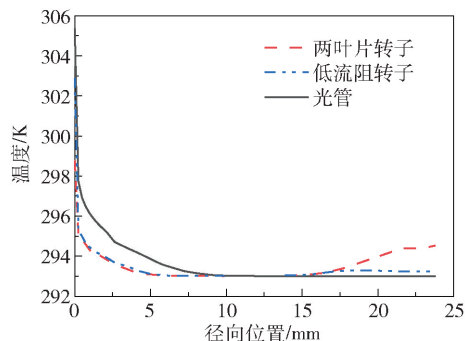


图8 流体温度沿集热管的径向分布

Fig.8 The radial distribution of fluid temperature along the collector tube

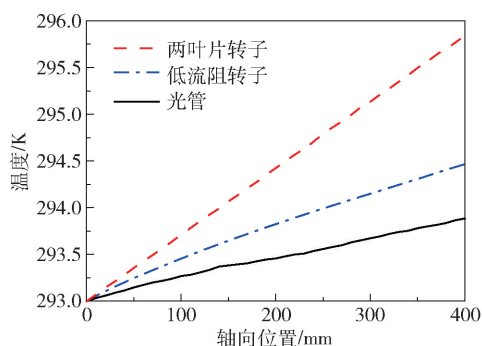
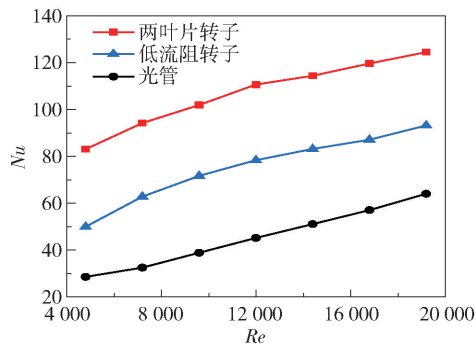


图9 流体温度沿集热管的轴向分布

Fig.9 The axial distribution of fluid temperature along the collector tube

图10所示为3种不同结构集热管内努塞尔数 $Nu$ 随雷诺数的变化曲线。由图可知,无论是内置转子集热管还是光管,其努塞尔数均随着雷诺数的增大而增大。在内置转子后,集热管内努塞尔数有了极为明显的提升。这是由于内置转子后,管内的湍流程度更加剧烈,边界层的厚度被极大削薄,流体由光管内的轴向流动转变为具有切向速度和径向速度的三维流动,使协同角降低<sup>[24]</sup>,并且转子叶片可对管内的冷热流体进行置换,从而提高了管内流体的平均温度。两叶片转子对努塞尔数的提升更为明显,相比于光管约提升了94%~190%,低流阻转子

图10  $Nu$  随雷诺数的变化曲线Fig.10 Variation curves of  $Nu$  with Reynolds number



则提升了约 45% ~ 93%。

3.2 集热管结构对流动的影响

图 11 所示为 3 种不同结构集热管在雷诺数为 12 000 时径向截面和纵向截面处的湍动能分布情况。由径向截面结果可知,光管管内湍动能分布呈对称状,在靠近壁面处由于受剪切应力作用,湍动能较大,在中心区域湍动能较小,速度变化较小。加装转子后,转子叶片附近流体湍动能急剧升高,并且在壁面和转子叶片空隙处出现湍动能极大值,这是由于转子叶片的扰动使流体流动状态发生突变,并对壁面附近的流动边界层造成破坏,从而产生了高湍动能区。与低流阻转子相比,两叶片转子的叶片面积更大,造成的扰动更加剧烈,因此其高湍动能区域面积更大。由纵向截面结果可知,光管管内的湍动能整体发展较为平缓,无剧烈波动;在内置转子管管内,流体在流经每个转子叶片作用区附近时湍动能便急剧上升,并呈现周期性变化,整体的湍动水平相较于光管有极大提升,管内的传热性能和阻力性能都有所上升。

图 12 所示为 3 种管子内的阻力系数  $f$  随雷诺

数的变化曲线。由图可知,加装转子后在管内会引入较大的阻力系数。这是由于转子的加入使得管内流通面积减小,湿润周长增加,并且转子的旋转会使得周围流体产生径向和切向的分速度,从而形成旋涡,阻碍了管内流体的流出。与光管相比,两叶片转子和低流阻转子的阻力系数分别提升了 308% ~ 449% 和 179% ~ 216%。低流阻转子相对于两叶片转子引入的阻力较小,这是由于低流阻转子对流体的裹挟程度与两叶片转子不同,流体在受两叶片转子叶片裹挟下的流动路径比低流阻转子作用下的流动路径要长。

3.3 综合评价因子

在管内加入插入物后,管内强化传热性能提升的同时会伴随阻力系数的提升,在实际的工业应用中则会表现为泵功的增加,因此需要引入综合评价因子来衡量一种强化传热技术是否在强化传热的同时具有节能的效果。在工程上普遍使用综合性能评价因子 (performance evaluation criterion, PEC) 来综合评价强化传热性能,其计算式为

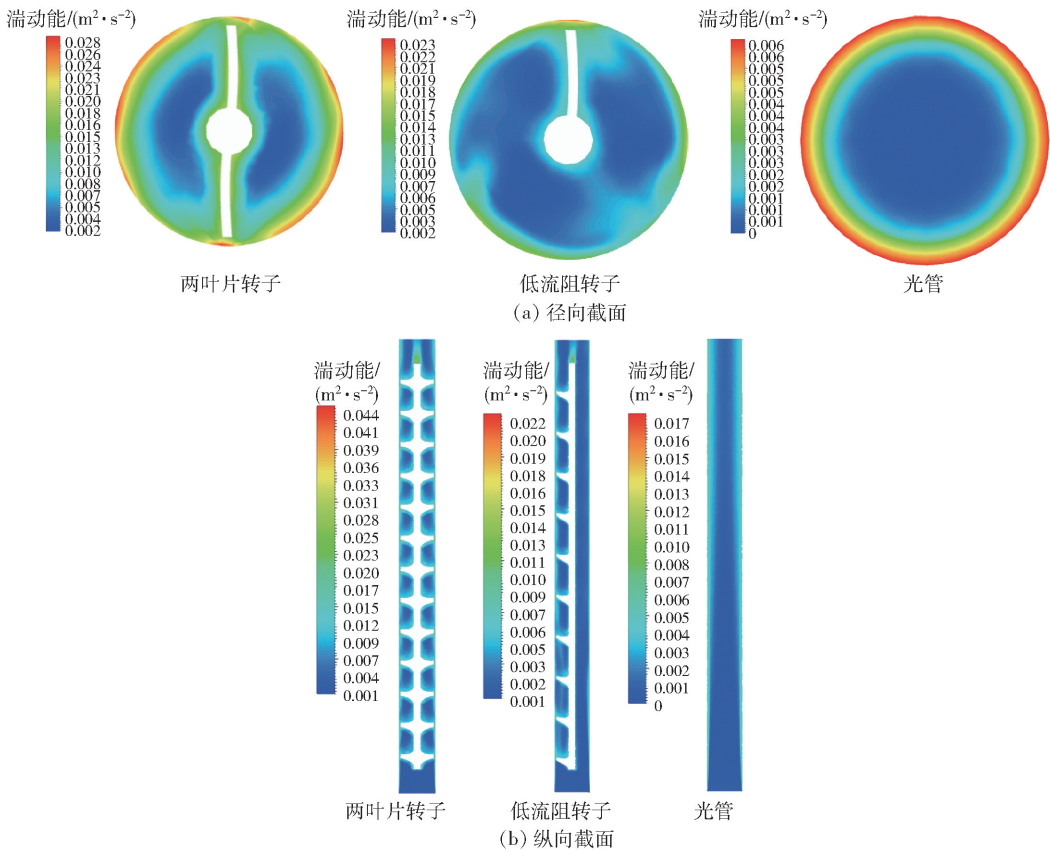
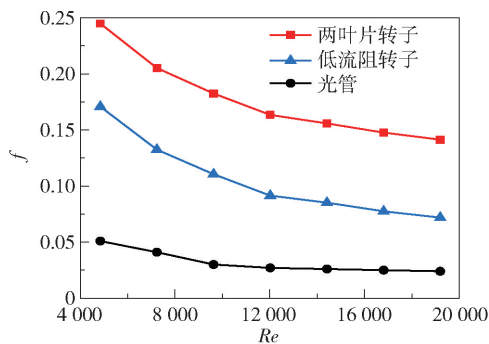


图 11 3 种结构集热管同一截面处的湍动能云图

Fig. 11 Contours of turbulent kinetic energy at the same section of collector tubes with three different structures

图 12  $f$  随雷诺数的变化曲线Fig. 12 Variation curves of  $f$  with Reynolds number

$$C_{\text{PEC}} = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (7)$$

式中,  $Nu$  和  $f$  为强化管中的努塞尔数和沿程阻力系数,  $Nu_0$  和  $f_0$  为光管中的努塞尔数和沿程阻力系数。若 PEC 值大于 1 则表示该种强化传热技术性能良好且具有节能的效果, 若 PEC 值小于 1 则表示该种强化传热技术性能较差。内置两种转子后集热管内的 PEC 随雷诺数的变化情况如图 13 所示。由图可知, 在模拟范围内内置两种转子集热管的 PEC 因子均随着雷诺数的升高而下降, 并且都大于 1, 说明两种转子在模拟工况下具有较好的强化传热效果。其中, 两叶片转子的 PEC 值要比低流阻转子高出 6.6% ~ 47.4%, 并且在低雷诺数的工况下其 PEC 有最大值 1.82。

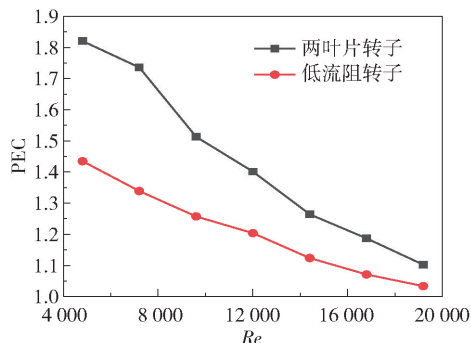


图 13 内置两种转子集热管内的 PEC 随雷诺数的变化曲线

Fig. 13 Variation curves of PEC with  $Re$  in the collector tube with two types of built-in rotors

## 4 结论

(1) 本文模拟范围内, 内置两叶片转子集热管、内置低流阻转子集热管相较于光管极大地缓解了非均匀加热水况下内部流体受热不均的问题, 并提高了管内流体的升温速率, 若控制出口温度一致, 则内

置两叶片转子集热管相较光管可以缩减 46.15% 的长度。

(2) 在内置转子后, 管内流体的湍动程度相较于光管有了极大提升, 两叶片转子相较于低流阻转子的叶片面积更大, 其对流体的扰动也更加剧烈, 对边界层的破坏作用更加明显, 因此内置两叶片转子集热管内的传热性能和阻力性能均要高于内置低流阻转子集热管和光管, 其  $Nu$  和阻力系数  $f$  相较于光管分别提高了 94% ~ 190% 和 308% ~ 449%。

(3) 通过综合性能评价因子 PEC 对两种集热管的强化传热性能进行衡量, 发现在模拟范围内, 两种集热管的 PEC 值均大于 1, 并随着雷诺数的升高而下降。内置两叶片转子集热管在低雷诺数工况下具有 PEC 最大值 1.82。

## 参考文献:

- [1] 路绍琰, 吴丹, 马来波, 等. 中国太阳能利用技术发展概况及趋势[J]. 科技导报, 2021, 39(19): 66 - 73.
- [2] LU S Y, WU D, MA L B, et al. Development situation and trend of solar energy technology industry in China [J]. Science & Technology Review, 2021, 39(19): 66 - 73. (in Chinese)
- [3] 张雅欣, 罗荟霖, 王灿. 碳中和行动的国际趋势分析[J]. 气候变化研究进展, 2021, 17(1): 88 - 97.
- [4] ZHANG Y X, LUO H L, WANG C. Progress and trends of global carbon neutrality pledges [J]. Climate Change Research, 2021, 17(1): 88 - 97. (in Chinese)
- [5] 赵翔艺. 螺旋和正弦波纹特征对槽式太阳能集热器性能影响的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2021.
- [6] ZHAO X Y. Research on the influence of spiral and sinusoidal corrugation characteristics on the performance of parabolic trough solar collector [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2021. (in Chinese)
- [7] 常春, 李石栋, 李鑫, 等. 周向非均匀热流边界条件下混合熔融盐在太阳能高温吸热管内的强化换热研究[J]. 中国电机工程学报, 2014, 34(20): 3341 - 3346.
- [8] CHANG C, LI S D, LI X, et al. Enhanced heat transfer characteristics of molten salt in solar thermal absorber tubes with circumferentially non-uniform heat flux boundary condition [J]. Proceedings of the CSEE, 2014, 34(20): 3341 - 3346. (in Chinese)
- [9] 常春, 张强强, 李鑫. 周向非均匀热流边界条件下太阳能高温吸热管内湍流传热特性研究[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(17): 104 - 109, 151.

- CHANG C, ZHANG Q Q, LI X. Turbulent heat transfer characteristics in solar thermal absorber tubes with circumferentially non-uniform heat flux boundary condition [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2012, 32(17): 104 – 109, 151. (in Chinese)
- [6] 曹洸, 杨辉, 杨卧龙, 等. 蒸发器管内沸腾传热强化方法研究进展[J]. *现代化工*, 2021, 41(2): 55 – 60.
- CAO S, YANG H, YANG W L, et al. Research progress on enhancement methods for in-tube boiling heat transfer in evaporator[J]. *Modern Chemical Industry*, 2021, 41(2): 55 – 60. (in Chinese)
- [7] ZHU X W, ZHU L, ZHAO J Q. Wavy-tape insert designed for managing highly concentrated solar energy on absorber tube of parabolic trough receiver[J]. *Energy*, 2017, 141: 1146 – 1155.
- [8] SONG X W, DONG G B, GAO F Y, et al. A numerical study of parabolic trough receiver with nonuniform heat flux and helical screw-tape inserts[J]. *Energy*, 2014, 77: 771 – 782.
- [9] YILMAZ İ H, MWESIGYE A, GÖKSU T T. Enhancing the overall thermal performance of a large aperture parabolic trough solar collector using wire coil inserts[J]. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2020, 39: 100696.
- [10] ISRAVEL R S, RAJA M, SARAVANAN S, et al. Thermal augmentation in parabolic trough collector solar water heater using rings attached twisted tapes[J]. *Materials Today: Proceedings*, 2020, 21: 127 – 129.
- [11] RAHEEM A, SIDDIQUE W, FAROOQUI Z H, et al. Performance evaluation of adding helical-screw tape inserts in parabolic solar trough collectors as source of cleaner energy production[J]. *Journal of Cleaner Production*, 2021, 297: 126628.
- [12] LI F X, DING Y M, GUAN C F, et al. Laboratory investigation and commercial test for rotors-assembled strand applied in smooth tube[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2008, 33(1): 1 – 9.
- [13] ZHANG Z, DING Y M, GUAN C F, et al. Heat transfer enhancement in double-pipe heat exchanger by means of rotor-assembled strands[J]. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 2012, 60: 26 – 33.
- [14] JIANG P, YAN H, ZHANG Z, et al. Simulation of circular tubes fitted with V cut and square cut rotors[J]. *Key Engineering Materials*, 2013, 561: 547 – 552.
- [15] ZHANG Z, YAN H, YANG W M, et al. Heat transfer enhancement in the tube fitted with left-right helical blade rotors[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 55(1/2): 95 – 101.
- [16] JIANG P, YANG W M, YAN H, et al. Performance assessment in a tube with rotor-assembled strands mixed by spiral slot rotor and low flow resistance rotor[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 52(1): 69 – 76.
- [17] 何立臣, 李芳, 谭伟华, 等. 电厂凝汽器组合转子运行状况分析[J]. *中国化工装备*, 2017, 19(1): 39 – 44.
- HE L C, LI F, TAN W H, et al. Analysis of operation state of assembled rotors in condenser of power plant[J]. *China Chemical Industry Equipment*, 2017, 19(1): 39 – 44. (in Chinese)
- [18] 何长江, 李芳, 张震, 等. 凝汽器管程组合转子运行寿命分析[J]. *北京化工大学学报(自然科学版)*, 2014, 41(5): 114 – 118.
- HE C J, LI F, ZHANG Z, et al. Service life analysis of rotor-assembled strands in a condenser tube side[J]. *Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science)*, 2014, 41(5): 114 – 118. (in Chinese)
- [19] 陆建峰, 丁静, 杨建平. 聚光太阳能吸热管的烟效率优化[J]. *太阳能学报*, 2010, 31(8): 1005 – 1010.
- LU J F, DING J, YANG J P. Exergetic optimization for concentrated solar receiver pipe[J]. *Acta Energetica Solaris Sinica*, 2010, 31(8): 1005 – 1010. (in Chinese)
- [20] 杨敏林, 杨晓西, 丁静, 等. 半周加热半周绝热的熔盐吸热管传热特性研究[J]. *太阳能学报*, 2009, 30(8): 1007 – 1012.
- YANG M L, YANG X X, DING J, et al. Heat transfer research on molten salt receiver with semi-circumference heat[J]. *Acta Energetica Solaris Sinica*, 2009, 30(8): 1007 – 1012. (in Chinese)
- [21] 王建楠, 李鑫, 常春. 太阳能塔式热电站熔融盐吸热器过热故障的影响因素分析[J]. *中国电机工程学报*, 2010, 30(29): 107 – 114.
- WANG J N, LI X, CHANG C. Analysis of the influence factors on the overheat of molten salt receiver in solar tower power plants[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2010, 30(29): 107 – 114. (in Chinese)
- [22] 崔文智, 李洪香. 非均匀热流密度下太阳能吸热管的温度特性[J]. *电源技术*, 2015, 39(5): 1040 – 1042, 1067.
- CUI W Z, LI H X. Temperature performance of solar thermal absorber considering non-uniform heat flux distribution[J]. *Chinese Journal of Power Sources*, 2015, 39(5): 1040 – 1042, 1067. (in Chinese)
- [23] 何立臣. 组合转子强化管内传热传质及混合特性研究

[D]. 北京: 北京化工大学, 2018.

HE L C. Research on the enhancement performance of heat and mass transfer and mixing in circular tube with assembled rotors [D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2018. (in Chinese)

[24] 姜鹏. 洁能芯的结构改进及其自清洁性能的研究

[D]. 北京: 北京化工大学, 2013.

JIANG P. The study of “JNX” structure and its self-cleaning performance [D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2013. (in Chinese)

## Numerical simulation of the boiling heat transfer performance of a solar collector tube with inserted rotors

LI HaoWei ZUO XiaHua ZHANG DaiLing WEN Xin YAN Hua YANG WeiMin AN Ying\*

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

**Abstract:** The flow and enhanced heat transfer characteristics under non-uniform heating conditions in a solar collector tube with built-in two-blade rotors and low-flow resistance rotors were simulated by numerical simulation methods. The temperature distribution, turbulent kinetic energy distribution, Nusselt number and resistance coefficient in the collector tube were obtained. The comprehensive heat transfer performance of the heat collector tube with built-in rotors was evaluated using the comprehensive performance evaluation criterion (PEC). The results show that after the rotor is built in, the temperature distribution of the fluid in the tube is more uniform, and the heating rate is significantly improved. If the outlet temperature is kept at the same value, the length of the heat collector tube with built-in two-blade rotors can be reduced by 46.15% compared with the plain tube. Compared with the plain tube, the Nusselt number and resistance coefficient of the heat collector tube with a two-blade rotor and low flow resistance rotor were significantly improved, particularly in the case of the heat collector tube with a built-in two-blade rotor, compared with the plain tube, the Nusselt number and resistance coefficient were increased by 94% – 190% and 308% – 449% respectively. The comprehensive enhanced heat transfer performance of the two types of heat collectors were evaluated using the PEC, and the maximum value is 1.82.

**Key words:** assembled rotors; solar collector tube; enhanced heat transfer; non-uniform heating

(责任编辑: 吴万玲)