

刘繁茂,张磊,蒋彭,等.太阳能斯特林热机渐开线管簇式吸热器设计与性能仿真[J].湖南科技大学学报(自然科学版), 2019,34(1):54-63.doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2019.01.009

Liu F M, Zhang L, Jiang P, et al. Design and Performance Simulation of Involute Cluster Pipe Type Heat Absorber for Solar Stirling-engine[J]. Journal of Hunan University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2019, 34(1): 54-63.doi: 10.13582/j.cnki.1672-9102.2019.01.009

太阳能斯特林热机渐开线管簇式 吸热器设计与性能仿真

刘繁茂*,张磊,蒋彭,彭佑多

(湖南科技大学 先进矿山装备教育部工程研究中心,湖南 湘潭 411201)

摘要:针对太阳能斯特林热机直接照射型管簇式吸热器,采用等温分析法与湍流强制传热理论,综合考虑加热管簇的流通容积、工质的流阻损失和加热管簇传热能力,得到了基于基本输入热与基于最佳长径比的加热管簇换热长度与管数的定量设计公式.在此基础上,以改善光热转换特性为目的构建了一种新型加热管簇空间位置曲线方程,并以有效功率1 kW 太阳能斯特林热机加热管簇设计为例建立了该加热管簇的三维实体模型.通过 Fluent 仿真分析了该加热管簇的流动与换热特性.结果表明:1 kW 有效功率管簇式吸热器所需加热管数为28根,单根加热管长度为31 cm;渐开线加热管结构避免了管内工质流动出现二次流,降低了加热管弯管部分工质压力损失;加热管管壁温度分布相对均匀.

关键词:太阳能斯特林热机;渐开线加热管;直接照射式吸热器;流动与换热

中图分类号:TK512

文献标志码:A

文章编号:1672-9102(2019)01-0054-10

Design and Performance Simulation of Involute Cluster Pipe Type Heat Absorber for Solar Stirling-engine

Liu Fanmao, Zhang Lei, Jiang Peng, Peng Youduo

(Engineering Research Center for Advanced Mine Equipment of Ministry of Education,

Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China)

Abstract: For a pipe-type direct-illumination solar receiver of stirling-engine, the quantitative design formula of the heat transfer length and pipe number of the heating pipe cluster based on the basic input heat and the optimal length-diameter ratio was obtained based on isothermal analysis method and turbulent forced heat transfer theory. This method was the trade-off between flow volume of heat pipe cluster, flow resistance loss of the working fluid and the heat transfer capacity of heat pipe cluster. A new equation of curve of the spatial position of heat pipe cluster was constructed for the purpose of improving the characteristics of light and heat conversion. The three-dimensional model of the heat pipe clusters whose effective power equals 1 kW was established and the flow and heat transfer characteristics of heat pipe clusters was analyzed by Fluent simulation. The results are as follows: the number of heat pipe is 28 required by 1kW effective power heat pipe-type solar receiver and the

收稿日期:2017-06-29

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51576061);湖南省科技计划资助项目(2012FJ6121);湖南省自然科学基金资助项目(2016JJ2052)

*通信作者,E-mail:liufanmao@hotmail.com

length of single heat pipe is 31 cm; the secondary flow phenomenon of working fluid is not easy to produce due to the involute heat pipe structure and pressure drop of working fluid in bending parts of heat pipe is decreased; the temperature distribution of heat pipe wall is relatively uniform.

Keywords: Solar Stirling-engine; involute heat pipe; direct-illumination solar receiver; flow and heat transfer

碟式太阳能斯特林热发电技术^[1-2]是可再生能源领域中前景光明的新技术,其中斯特林热机是这一光热发电系统的核心装备,斯特林热机的性能决定了整个系统的性能,其中斯特林热机的热交换器组件性能尤为关键.作为光-热能量转换的界面,吸热器是耐高温高压的气密构件,其性能是反映热交换器组件性能的决定因素之一.与其他类型的吸热器相比,管簇式吸热器具有更大的换热能力,因此太阳能斯特林热机采用管簇式吸热器居多.由于太阳光与加热管外表面的换热系数较低,为了确保达到一定的换热量,加热管的外表面积应尽量大一些.因此,太阳能斯特林管簇式吸热器大多采用由许多小口径(内径 3~5 mm)加热管组成的加热管簇.保证加热管簇的性能是太阳能斯特林管簇式吸热器设计的关键目标.

目前对吸热器的研究主要集中在管壁热应力、壁面能流分布以及管内工质的传热特性上.Odeh 等^[3]对蒸汽发生式的太阳能吸热器进行了建模分析,对比分析了不同导热工质情况下吸热器的热损失和温度分布特征.张学学等^[4]在考虑周向非均匀热流边界条件下建立了水平管内受迫层流与自然对流的混合对流换热的数学模型,且分析了管壁的导热和流体工质的变物性影响,结果表明水平管内层流的对流换热受重力影响.H.Yapici 等^[5]数值模拟了管外壁非均匀热流边界条件下管壁导热和对流耦合的传热过程,研究了不同流速下管壁和流体的温度分布,研究表明热管内表面沿轴向方向温度逐渐递增,而随流速增大,管壁内表面的温度逐渐减小.刘志刚等^[6]研究了碟式聚光器焦斑处的辐射能流分布以及吸热器关键尺寸对热损失的影响,设计了一种新型腔式吸热器.俞乔力等^[7-8]针对管簇式吸热器的腔体壁温和保温层的热损失进行了研究,但其研究的管簇式吸热器没有考虑腔体能流分布特征.王磊磊等^[9]数值模拟了一种太阳能管簇式吸热器热管壁面的能流分布.李铁等^[10]在假设热管壁面等热流分布的前提下对渐开线布置的吸热器加热管的热性能进行了数值模拟研究,但并未形成渐开线加热管的数理模型.综上所述,从斯特林热机有效功率出发,建立管簇式吸热器渐开线加热管簇设计方法,综合考虑加热管簇通流容积和流阻损失的平衡,推导加热管簇管数与管长的数理关系式,开展针对太阳能斯特林吸热器加热管簇式空间造型与位置研究,尽量提高吸热器加热管的太阳光辐射面积,对于提高太阳能光热发电用吸热器整机性能有重要意义.

本文首先从有效功率出发,基于最佳长径比和基本输入热的要求,理论推导了一定有效功率的斯特林热机所需要的吸热器加热管管数和管长定量计算公式,在此基础上得到了 1 kW 有效功率斯特林热机加热管管长和管数的数值解,然后给出了一种太阳能利用率更高的渐开线式加热管簇的空间位置曲线方程,并结合管长和管数的数值解,建立了 1 kW 有效功率的斯特林热机管簇式吸热器的三维实体模型,最后通过 Fluent 数值模拟了这种渐开线加热管的流动与温度特性,为进一步研究渐开线管簇式吸热器提供理论参考.

1 太阳能斯特林吸热器加热管簇设计方法

太阳能斯特林管簇式吸热器设计比较复杂,目前并未形成完整的设计方法,更多依靠设计者的工程实践经验来确定吸热器相关位型参数.其中,加热管簇的设计是核心.太阳能斯特林管簇式吸热器的设计,主要是解决加热管簇的通流容积、工质的流阻损失和加热管传热能力之间的矛盾,解决各加热管的流动与换热不均匀性、太阳能入射能流密度与各加热管的换热不均匀性等问题.显然,加热管的传热能力、通流容积和流阻损失三者之间相互矛盾.同时,从工程实践中发现,加热管的尺寸与布置形式对斯特林热机性能的影响很大.因此,本文旨在建立基于斯特林热机有效功率的加热管簇重要参数管数、管长、空间位置定量设计模型.

1.1 理论模型

斯特林热机(结构模型如图 1 所示)的实际工作过程异常复杂,其中许多问题尚未被人们认识清楚.目

前在工业界,常常采用施密特分析法来分析计算斯特林热机的循环过程^[11],但其计算结果往往不太精确.在此基础上本文采用基于施密特分析法的马提尼等温分析法来计算额定功率的热机吸热器所需管长、管数.现假定如图1所示的马提尼温度模型, W 表示冷、热腔循环功, V 表示各腔行程容积, m 表示各腔循环工质质量, T 表示各腔温度,温度间具有如下的关系^[12]:

$$T_E = T_H - \Delta T_{HE}, \Delta T_{HE} = 60 \sim 100 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$T_C = T_K + \Delta T_{KC}, \Delta T_{KC} = 20 \sim 50 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$T_R = (T_H - T_K) / \ln(T_H / T_K).$$

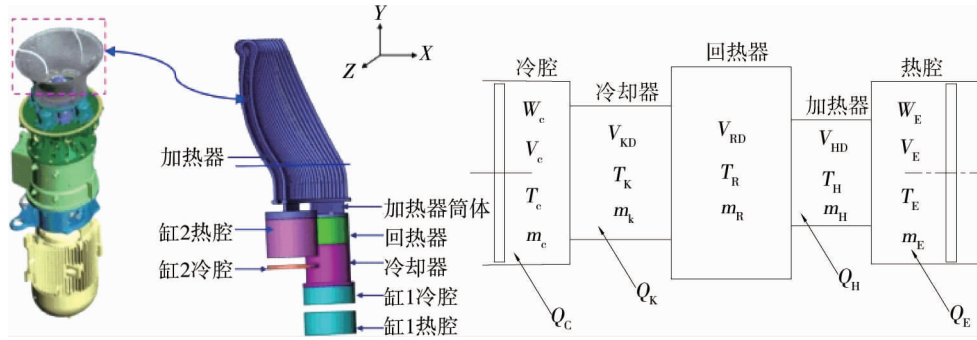


图1 四缸斯特林热机结构及温度模型

1.2 斯特林热机主要设计参数的数学模型

根据 Beale 公式中斯特林热机的有效输出功率 P_0 与平均循环压力 P_m , 活塞的行程容积 V_0 , 发动机的转速 n 的关系, 有效输出功率 P_0 可表示为^[13]

$$P_0 = \frac{B_n Z V_0 P_m n}{60}. \quad (1)$$

式中: B_n 为斯特林热机的比尔数, 计算经验式为 $B_n = \zeta(T_E - T_C) / (T_E + T_C)$ (ζ 为功率转换系数; T_E 为热腔工质温度; T_C 冷腔工质温度); n 为斯特林热机的转速, r/min; Z 为斯特林热机的汽缸数, 本文 Z 取 4.

因此, 斯特林热机的单缸活塞行程容积 V_0 可以用有效功率 P_0 表示为

$$V_0 = \frac{60 P_0 (T_E + T_C)}{n Z P_m \zeta (T_E - T_C)}. \quad (2)$$

四缸双作用斯特林热机驱动机构一般有曲柄连杆和斜盘机构, 本文研究对象采用斜盘驱动, 当假定活塞杆件滑动速度 v_{pm} , 活塞行程容积 V_0 可表示为

$$V_0 = \pi \left(\frac{D_{CY}}{2} \right)^2 \frac{v_{pm}}{2\omega}. \quad (3)$$

式中: D_{CY} 为活塞缸直径, cm; ω 为循环频率, Hz; S_p 为活塞最大行程, cm.

综合式(2)和式(3)得到斯特林热机活塞缸直径 D_{CY} 关于有效输出功率 P_0 的表达式:

$$D_{CY} = \sqrt{\frac{480 \omega P_0}{\pi Z P_m \zeta v_{pm}} \frac{T_E + T_C}{T_E - T_C}}. \quad (4)$$

斜盘驱动的斯特林热机, 其冷、热腔的瞬时容积可表示为斜盘转角 α 的正切函数:

$$V_{CX} = \frac{4}{\pi} (D_{CY}^2 - D_{OP}^2) R \tan \theta (1 - \sin \alpha); \text{ (cm}^3\text{)} \quad (5)$$

$$V_{EX} = \frac{\pi}{4} D_{CY}^2 R \tan \theta (1 - \cos \alpha). \text{ (cm}^3\text{)} \quad (6)$$

式中: D_{OP} 为活塞杆直; θ 为斜盘倾角; α 为斜盘转角.

斯特林热机的容积压缩比 ε_V 为热机最大循环容积 V_{Tmax} 和最小循环容积 V_{Tmin} 的比值, 而热机循环容积是包含了各部分无益容积的, 通过容积压缩比 ε_V 可以分别确定吸热器, 回热器, 冷却器的无益容积, 容

积压缩比 ε_V 的计算式为

$$\varepsilon_V = \frac{V_{T_{\max}}}{V_{T_{\min}}} = \frac{1.71 + \chi}{0.29 + \chi} \quad (7)$$

式中: χ 为循环系统总的无益容积, $\chi = \chi_H + \chi_R + \chi_K$, χ_H 为吸热器的无益容积比; χ_R 为回热器的无益容积比; χ_K 为冷却器的无益容积比。

基本输入热 Q_E 是指为了获得输出功率 P_{out} , 斯特林吸热器转换太阳焦斑能流而得到热量。施密特循环效率表征为热腔温度 T_E 和冷腔温度 T_C 为温度上下限的卡诺效率, 即 $\eta = 1 - T_C/T_E$, 由此延伸的斯特林热机吸热器循环过程中的基本输入热:

$$Q_E = P_{out}/\eta = P_{out}/(1 - T_C/T_E) \quad (8)$$

式中: P_{out} 为输出功率, $P_{out} = W_{CE}(n/60)$; W_{CE} 为斯特林热机的循环功, 可表示为^[14]

$$W_{CE} = \frac{\pi P_m (\sqrt{1 - B^2} - 1)}{B} [V_E \sin(\beta - \varphi) + V_C \sin \beta] \quad (9)$$

式中: $B = \sqrt{\tau^2 + 2\tau\kappa \cos \varphi + \kappa^2}$, τ 为温度比, 为冷却器温度 T_K 与加热器温度 T_H 的比值; κ 为行程容积比, 为冷腔最大行程容积 $V_{CX_{\max}}$ 与热腔最大行程容积 $V_{EX_{\max}}$ 的比值; φ 为循环系统的相位领先角, 本文中 $\varphi = 90^\circ$ 。

1.3 基于湍流强制对流换热的加热管管长和管数数学模型一

本次研究的斯特林热机吸热器为管簇式吸热器, 其传热主要通过热管外管壁与环境的辐射传热、对流传热、管外壁与管内壁的热传导和管内壁与管内气体工质对流换热完成, 加热管的传热可以归类为管类湍流强制对流传热, 采用格尼林斯基公式^[15]:

$$Nu_H = \frac{(f_H/8)(Re_H - 1000)Pr_H}{1 + 12.7\sqrt{f_H/8}(Pr_H^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_H}{l_H} \right)^{2/3} \right] C_{th} \quad (10)$$

式中: Nu_H 为管内工质的努塞尔数; f_H 为管内湍流流动的 Darcy 阻力系数, 其表达式为 $f_H = (1.82 \lg Re_H - 1.64)^{-2}$; Re_H 为管内工质的雷诺数, $Re_H = 4R_{HH}G_H/u_{GH}$ (u_{GH} 为氢气的动力粘度, $u_{GH} = [196.14 + 0.464(T_H - 293) - 0.093P_m]10^{-6}(\text{g}/(\text{cm} \cdot \text{s}))$); R_{HH} 为加热管的液力半径, $R_{HH} = 1/2d_H$; G_H 为加热管单位通流面积的工质流量; Pr_H 为加热管内工质的普朗特数; d_H 为热管的内径; l_H 为加热管的换热长度; C_{th} 为格尼林斯基公式修正系数, 对气体工质而言 $C_{th} = (T_H/T_{HW})^{0.45}$, 其中 $T_H/T_{HW} = 0.5 \sim 1.5$, T_{HW} 为热管外壁温度, $C_{th} = 0.965$ 。

加热管的工质流量 G_H 可表示为热管单位通流面积 A_H 中流过的工质平均质量流率 m_H , 而平均质量流率 m_H 为工质稳定流入时间比例 F_{ht1} 和流出时间比例 F_{ht2} 之间热区工质的质量变化量, 综上所述得到的 G_H 表达式为

$$G_H = \frac{(M_{th_{\max}} - M_{th_{\min}})MM_W\omega}{A_H F_{ht}} \quad (11)$$

式中: A_H 为加热管通流面积, $A_H = N_H d_H^2 \pi / 4$ (N_H 为吸热器的加热管数); M 为热区工质的摩尔量; M_W 为工质的摩尔重, 氢气为 4 g/mol ; F_{ht} 为工质的流动时间比例; $M_{th_{\max}}$ 为热区工质的最大比例量; $M_{th_{\min}}$ 为热区工质的最小比例量; 热区工质质量占总工质质量的百分比 $M_{th} = PV_{EX}/MRT_H$ (P 为工质循环压力, R 为理想气体常数, 其值为 $8.314 \text{ J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$), 如图 2 所示。

努塞尔数表征了流体对流换热强烈程度的一个准数, 以及流体底层的导热阻力与对流传热阻力的比, 依据传热学相关理论可表示为

$$Nu_H = \frac{h_H d_H}{\lambda} \quad (12)$$

式中: h_H 为管内工质与加热管管壁的强制对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; d_H 为加热管内径; λ 为管内工质

的导热系数,查物性表得氦气的导热系数为 $0.363 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ [16].

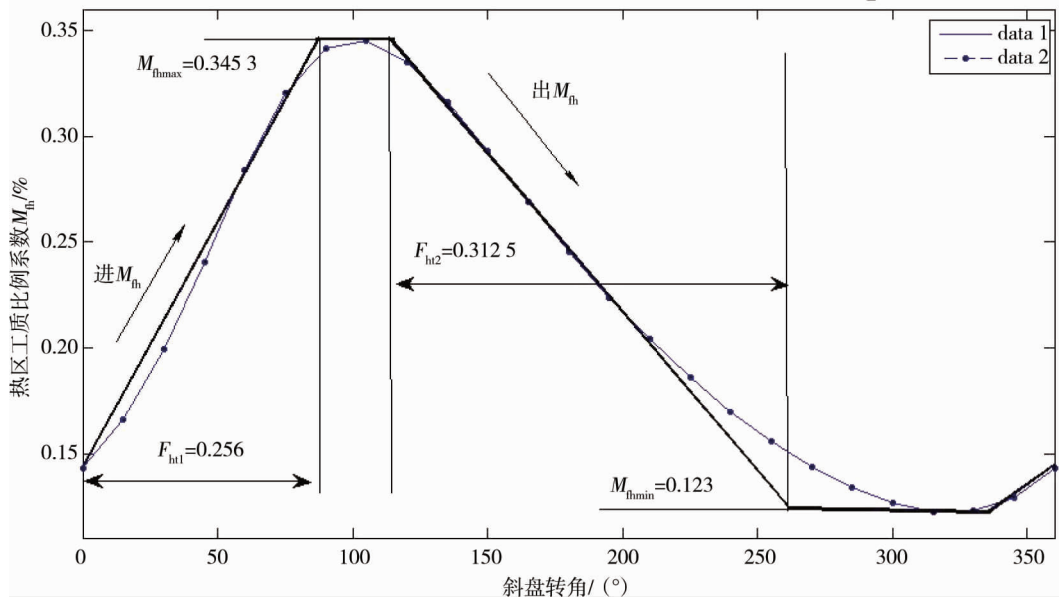


图2 热区工质比例量 M_h 与斜盘转角 α 的变化关系

已知斯特林热机总基本输入热 Q_E , 此热量为总的热区工质强制对流传热后吸收的热量, 假设每根热管吸收热量为 Q'_H , 则 Q'_H 可表示为 $Q'_H = Q_E/N_H$, 而单根热管的吸热量依据传热学基本关系式可表示为

$$Q'_H = \pi d_H l_H h_H (T_{HW} - T_H). \quad (13)$$

综合式(1)~式(13)的理论推导得到的吸热器加热管长度 l_H 和管数 N_H 的数学模型一:

$$\frac{\pi(\sqrt{1-B^2}-1)}{B\eta} \left\{ \frac{P_0}{B_n Z} [\sin(\beta-\alpha) + \sin\beta] - \frac{\pi}{240} P_m n D_{op}^2 S_p \sin\beta \right\} + \Delta Q'_E - \pi \lambda N u_H (T_{HW} - T_H) N_H l_H = 0. \quad (14)$$

1.4 基于最佳长径比建立加热管管长和管数的数学模型二

吸热器中工质循环换热主要存在2种损失,一是工质的流阻损失,二是周期换热损失(等温模型中假设了吸热器和热腔中工质温度一致,冷却器与冷腔中工质温度一致,而实际情况的周期循环中吸热器、冷却器与工质必然要发生温差,从而引起功率损失) [17]. 通过2项损失之和与基本输出功率的比值微分后可得到一定有效功率的斯特林热机吸热器热管的长径比公式,微分后得到的最佳长径比公式为

$$\frac{l_H}{d_H} = \sqrt{\frac{E_2}{E_1}} \frac{T_H}{T_K} \gamma_H^{0.2} \beta_H^{0.6} + f_{\beta H} + f_{\gamma H} + f_{\delta H}. \quad (15)$$

式中: $f_{\beta H}, f_{\gamma H}, f_{\delta H}$ 为相关修正系数 ($f_{\beta H} = -356\beta_H + 100$, $f_{\gamma H} = 0.01\gamma_H^{-11}$, $f_{\delta H} = -75.7(T_H/T_C) + 152$);

$E_1 = (\frac{N_K}{N_H})^{1.8} (\frac{F_{Cr}}{F_{Ck}})^{1.8} E_3$, $E_2 = (\frac{N_K}{N_H})^{0.2} E_4$, $\gamma_H = \frac{P_m d_H^3}{\omega V_C u_{GH}}$, $\beta_H = \frac{\sqrt{RT_H} d_H^2}{\omega V_C}$, 其中 N_K 为冷却管管数, N_H 为吸热器加热管数, F_{Cr} 为回热器容积流率修正系数, u_{GH} 为氦气的动力粘度, F_{Ck} 为冷却器容积流率修正系数, E_3 , E_4 为中间变量. 关于中间变量 E_3, E_4 :

$$E_3 = \frac{0.68}{\pi^{2.8} (N_K)^{1.8}} \left(\frac{\sin\varphi}{\cos\theta'} \right)^{1.8} \left[\sin\varphi + \frac{1}{6} \sin(2\theta' - \varphi) + \frac{1}{2} \sin(2\theta' + \varphi) \right] F_{Ck}^{1.8}; \quad (16)$$

$$E_4 = \frac{25}{(\pi N_K)^{0.2}} \left(\frac{\cos\theta'}{\sin\varphi} \right)^{0.8} \frac{\gamma - 1}{\gamma} P_{rk}^{-0.6}. \quad (17)$$

式中: θ' 为中间变量, $\theta' = \tan^{-1}(\frac{V_E/V_C + \cos\varphi}{\sin\varphi})$; φ 为循环系统的相位领先角; γ 为氦气的比热比, $\gamma =$

$C_p/C_r = 1.66$; P_{rk} 为冷却器中的水的普朗特数;

综合式(15)~式(17)推导的考虑流阻和周期换热损失的加热管管长和管数的数学模型二:

$$72\left(\frac{F_{\text{Ck}}}{F_{\text{Cr}}}\right)^{0.9} N_{\text{H}}^{0.8} \left(\frac{\cos\theta'}{\sin\varphi}\right)^{1.3} \left[1 - \frac{2}{3}\cos(2\theta')\right]^{0.5} \left(\frac{T_{\text{H}}}{T_{\text{K}}}\right)^{0.2} \gamma_{\text{H}}^{0.2} \beta_{\text{H}}^{0.6} + f_{\beta\text{H}} + f_{\gamma\text{H}} + f_{\delta\text{H}} - \frac{l_{\text{H}}}{d_{\text{H}}} = 0. \quad (18)$$

2 数学模型验证及管簇设计实例

上述的数学模型一和数学模型二得到了由有效功率推导加热管长、管数的通用表达式,为验证模型的可行性,分别模拟了湘电集团 38 kW,通用公司 4L23 型 90 kW^[18] 以及 Ford 公司 4-215DA 型 127 kW^[19] 这 3 种热机的吸热器管长、管数值,如表 1 所示.通过与实际值进行对比发现模拟值相对实际值的误差范围小于 5%,验证了模型的正确性.现对 1 kW 有效功率的斯特林热机渐开线管簇式吸热器进行实例设计,通过模型一和模型二推导的 1 kW 有效功率热机所需加热管管数 $N_{\text{H}} = 28$ 根,每根加热管管长 $l_{\text{H}} = 31$ cm.

表 1 模拟与实际值对比

有效功率/kW	模拟值		实际值	
	管长/cm	管数/根	管长/cm	管数/根
38	44.3	140.4	41.8	144
90	48.6	108.7	45	104
127	50.3	86.2	46.2	88

如图 3 所示为 1 kW 有效功率的斯特林热机渐开线管簇式吸热器模型,采用内管与外管嵌套而成,其空间形状为改进的倒圆锥台.图 4 为图 3 中渐开线管簇式热管在 XOY 平面的投影图,其具有这样的特点:它能保证热管在由中心向周边扩散的过程中,同一形状的渐开线族群能够有序紧密的贴合,尽可能多的将某一投影太阳光斑覆盖住,因此,太阳能斯特林吸热器热管适合设计成渐开线形状,以便能够在有限的空间里扩大吸热器的受辐射面积,达到高效吸收太阳能的目的.

如图 5 所示,描述渐开线热管中心线空间位置的曲线方程采用参数化方法.首先定义 3 个参数描述加热管中心线空间位置变化规律, k 表征母线斜率, ψ 表征基圆半径 $r_0 \sim r_f$ 渐变过程中的曲率半径变化,在圆柱坐标系中 θ 定义了中心线上起始点在基圆圆周方向的角度变化关系.其中 θ_{ini} 为起始加热管中心线在基圆圆周方向的角度,则渐开线热管中心线定义式为

$$k = z_f / (r_f^2 - r_0^2)^{1/2}; \quad (19)$$

$$\psi(r) = ((r/r_0)^2 (k^2 + 1) - 1)^{1/2}; \quad (20)$$

$$\theta(r) = \psi - k - \tan^{-1} k + \theta_{\text{ini}}. \quad (21)$$

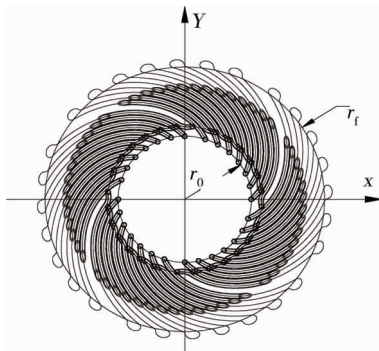


图 4 渐开线加热管在 XOY 平面的投影

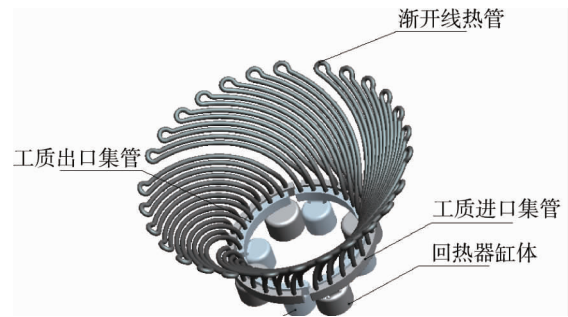


图 3 吸热器渐开线加热管簇三维模型

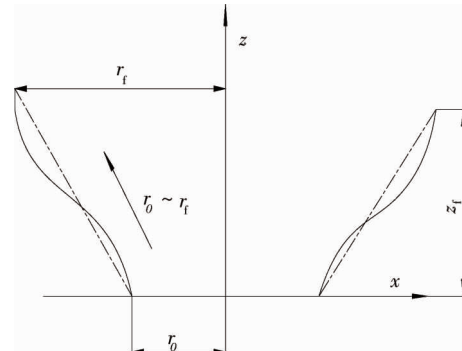


图 5 渐开线加热管中心线在 XOZ 平面的投影

3 渐开线加热管性能仿真

3.1 网格模型与热流边界条件

为验证所设计的渐开线热管的流动与换热性能,现对单根加热管的性能进行 Fluent 仿真分析,采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型,基于分离式求解器来求解三维流动问题,分离算法中压力和速度耦合采用 SIMPLE 算法,压力和动量离散格式为二阶迎风格式.单根渐开线加热管的实体模型如图 6 所示,其结构尺寸为加热管垂直高度为 85 mm,管内直径为 4 mm,壁厚为 1 mm,加热管总长为 310 mm,弯管部分圆弧 1 半径为 3.86 mm,圆弧 2 半径为 5.67 mm.通过 Gambit 软件对加热管进行网格划分,由于加热管弯管部分曲率半径大,容易导致网格倾斜度过大,因此采用分体网格划分的方法,弯管部分较其他部分而言要求网格精度高且细密,采用六面体非结构性网格,加热管的总体网格如图 7 所示.

本文为模拟实际情况下加热管壁面的非均匀热流分布,将加热管分为 7 段,以加热管壁面作为体热源施加热流条件,具体情况如图 7 所示.入口边界条件设为速度入口,其值由第一部分所求的平均质量流率可以确定为 6.308 m/s,流体温度为 330 K;工作介质为氦气,设置其物性参数^[20],加热管材料为紫铜,定压比热容为 381 J/(kg·K),密度为 8 978 kg/m³,导热率为 387.6 W/(m·K),出口边界条件设为压力出口.

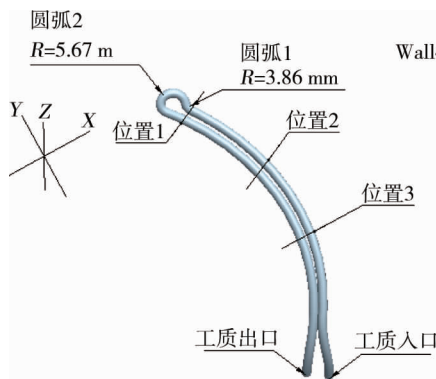


图 6 渐开线加热管模型

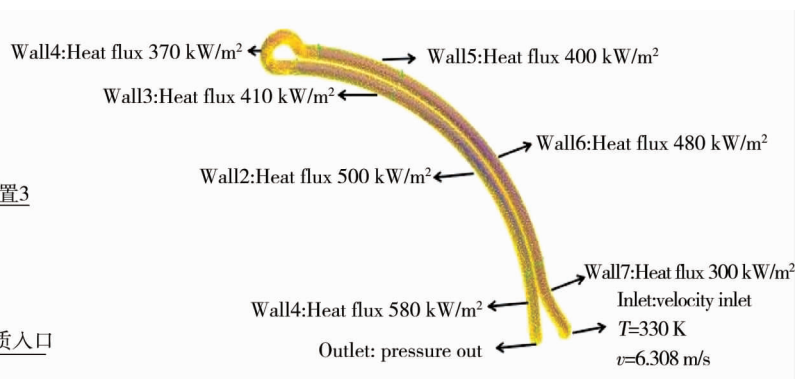


图 7 加热管网格模型及热流边界

3.2 性能仿真结果及分析

图 8 和图 9 为管壁压力沿 z 轴方向的分布曲线,从图中可看出,工质进口段管壁压力与工质出口段管壁压力在同一 z 轴位置呈近似对称分布,而弯管部分 wall4,存在压力损失,其主要出现在 $z=80$ mm 的弯管进口与出口位置.

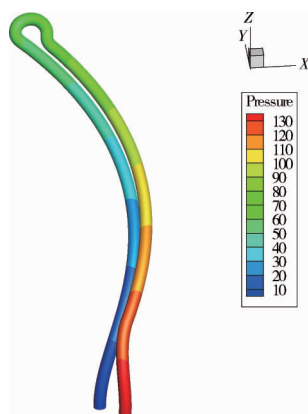


图 8 管壁压力云图

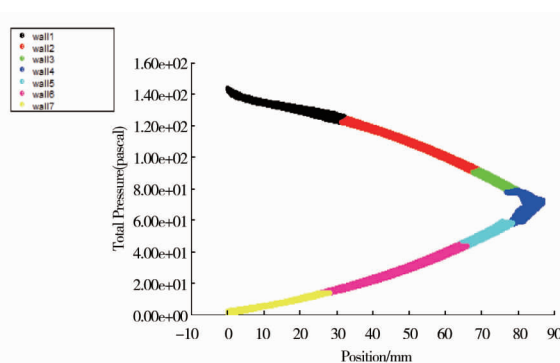


图 9 管壁压力曲线

图 10 分别为工质进出口截面速度场分布云图(图 10a),弯管进出口的位置 1 截面速度场分布云图(图 10b),位置 2 截面速度场分布云图(图 10c),以及位置 3 截面速度场分布云图(图 10d).通过不同截面

的速度场对比图可知:工质近壁面存在明显的粘滞效应,使得近壁面处工质速度场为零;工质速度场沿壁面向管中心均匀递增,没有出现二次回流现象,具有较好的流动性能;结合图 7 和图 8 可看出弯管部分的进出口速度场受压力损失的影响,相应的出现速度场同心圆的偏心现象,且加热管中心处存在速度损失,但最终在截面位置 2 和截面位置 3 处速度场的偏心现象得到改善。

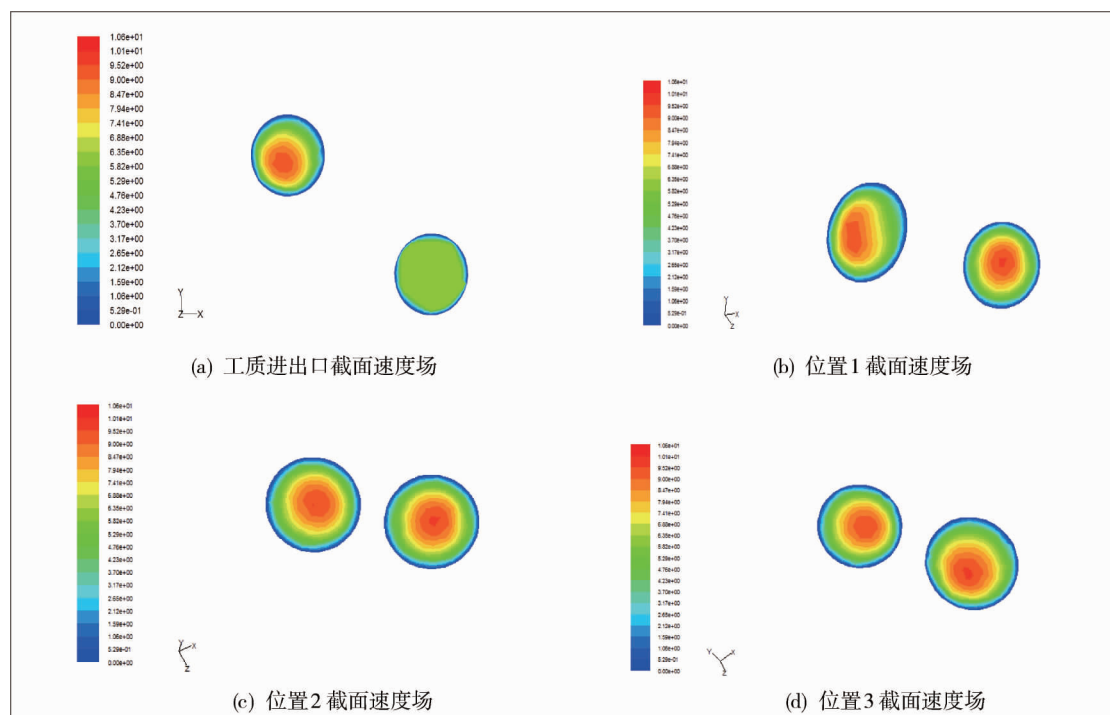


图 10 加热管不同截面处工质速度场分布

如图 11 和图 12 所示分别为加热管壁面的温度场云图和曲线图,从图中可看出:加热管壁面温度从工质入口处到出口处均匀增加,且出口工质温度能达到热腔所需的温度;其中加热管内壁面温度明显低于外壁面温度,这是由于加热管内壁面接受的太阳辐射热低于外壁面,但总体来说渐开线加热管管壁的受辐射面积较大,太阳能利用率高。

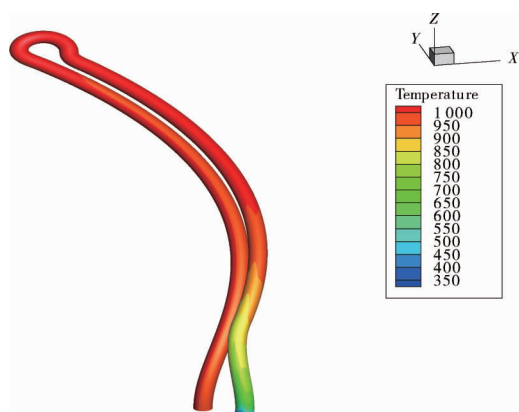


图 11 加热管壁面温度云图

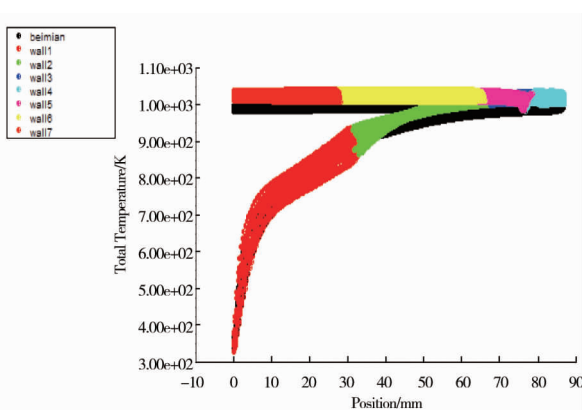


图 12 加热管壁面温度曲线

如图 13 所示分别为工质进出口截面温度分布云图(图 13a),位置 3 截面温度场分布云图(图 13b),位置 2 截面温度场分布云图(图 13c),以及位置 1 截面温度场分布云图(图 13d).从图中不同截面位置的温度云图对比可知:工质温度从管壁向中心均匀递减,加热管内壁面温度普遍低于外壁面温度,符合热流密度分布情况;流体温度的最高温度可以达到 1 020 K,出现在弯管部分的内壁面,这是由于弯管部分外壁面存在压力损失,导致工质速度场产生向内壁面的偏心力,因此内壁面温度较高;工质出口最高温度出现

在外壁面处,最高为 1 000 K.

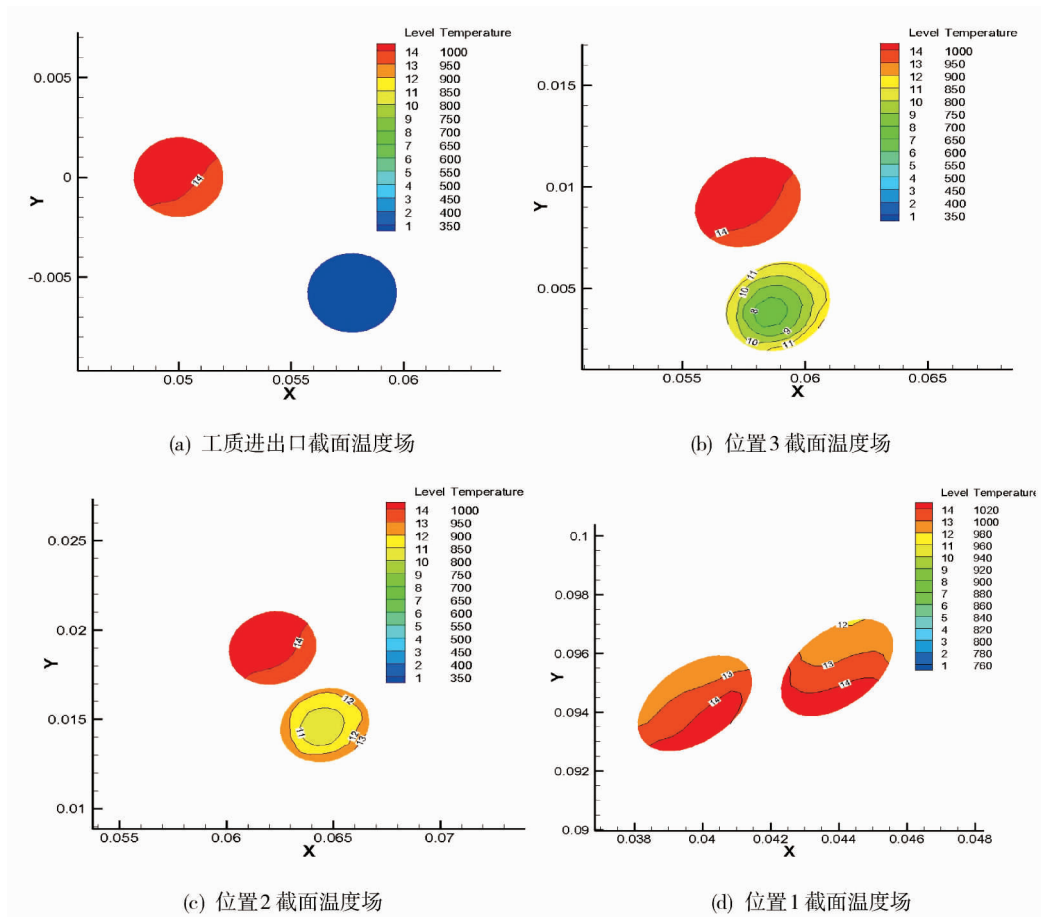


图 13 加热管不同截面处工质温度场分布

4 结论

1) 基于最佳长径比的要求,通过确定斯特林热机的基本输入热,得到一种已知有效功率计算热机吸热器加热管管数及管长的定量设计模型,并通过该数学模型确认了以氦气为工质的 1 kW 有效功率斯特林热机吸热器所需加热管数为 28 根,单根加热管长度为 31 cm.

2) 基于高效率吸收太阳能的要求,给出了一种新型渐开线管簇式吸热器加热管簇中心线空间曲线方程,构建了 1 kW 有效功率斯特林热机吸热器加热管簇三维实体模型.

3) 针对所设计的渐开线加热管,通过对流动与温度特性的研究发现渐开线加热管在弯管部分存在压力损失,使得弯管出口截面的流体同心圆产生离心现象,但最终渐开线的结构能有效改善弯管部分带来的不良现象,使得出口端截面的离心现象并不明显,且管壁温度上升较快,能有效获得较高的工质出口温度.

参考文献:

- [1] 杨敏林,杨晓西,林汝谋,等. 太阳能热发电技术与系统[J].热能动力工程, 2008,23(3):221-229.
- [2] Remero M, Marcos M J, Tellez F M, et al. Distributed power from solar tower systems: AMIUS approach[J].Solar Energy, 2000, 67(3): 249-264.
- [3] Odeh S D, Morrison G L, Behnia M. Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors [J].Solar Energy, 1998, 62(6): 395-406.
- [4] 张学学,张超,刘静.周向不均匀热流边界条件下管内层流混合对流换热[J].清华大学学报(自然科学版), 1997, 37

(2):73-76.

- [5] Yapici H, Albayrak B. Numerical solution of conjugate heat transfer and thermal stress in a circular pipe externally heated with non-uniform heat flux[J]. *Energy Conversion and Management*, 2004,45(6):927-937.
- [6] 刘志刚,张春平,赵耀华,等. 一种新型腔式吸热器的设计与实验研究[J]. *太阳能学报*, 2005, 26: 332-337.
- [7] Chou Q L, Ge X S, Cheng S X, et al. An efficient cavity receiver for solar energy heat collector[J]. *China Journal of Nature*, 1995, 18(1): 56-58.
- [8] 俞乔力,葛新石,程曙霞,等.腔体式吸收器与真空管吸收器的热性能比较[J].*工程热物理学报*, 2010,31(3):451-453.
- [9] 王磊磊,黄护林. 一种太阳能吸热器的结构优化及性能仿真[J]. *太阳能学报*,2012,12:2098-2104.
- [10] 李铁,张璟,唐大伟. 太阳能斯特林机用新型吸热器的设计与模拟[J]. *工程热物理学报*,2010,31(3):415-453.
- [11] Urieli I, Berchowitz D M. Stirling cycle engine analysis[M]. Bristol: A. Hilger, 1984.
- [12] Martini W R. Stirling Engine Design Manual[R]. DOE/NASA/3152-78/1,1983.
- [13] Reader G T, Hooper C. Stirling Engines[M]. Cambridge University Press, 1983.
- [14] 钱国柱. 热气机原理与设计[M]. 北京:国防工业出版社,1987.
- [15] 王经. 传热学与流体力学基础[M]. 上海:上海交通大学出版社,2007:130-131.
- [16] 金东寒. 斯特林发动机技术[M]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2009:46-47.
- [17] 常腾飞,彭佑多,王旻辉,等. 碟式太阳能光热转化单元热损失数值分析[J]. *热能动力工程*,2014(1):97-102.
- [18] Heffner F E. Additional dimensions of 4L23 engine. Personal Communication,1978.
- [19] Rea S N, Smith J L. The influence of pressure cycling on thermal regenerators[J]. *Journal of Engineering for Industry*, 1967, 89(3): 563-569.
- [20] Linstrom P J, Mallard W G. National institute of standards and technology (NIST) chemistry webbook[J]. NIST Standard Reference Database, 2005.