

能流分布对超临界CO₂腔式太阳能吸热器热-力特性的影响

刘 敏, 饶政华, 刘继雄, 廖胜明

(中南大学能源科学与工程学院, 长沙 410012)

摘 要: 应用 ANSYS 建立以超临界 CO₂ 为循环工质的螺旋管腔式太阳能吸热器的热-力耦合模型, 得到不同能流分布形式下的温度场和应力场。依据 Mendelson-Roberts-Manson 方法, 研究不同能流分布对吸热管预期使用寿命的影响。研究表明, 能流分布形式对吸热器温度和应力分布及其使用寿命影响显著。在保持系统吸收总能量不变的情况下, 吸热器表面局部能流越大, 其局部温度越高, 局部蠕变损伤加剧, 影响系统使用寿命; 局部能流梯度越大, 其热应力越大, 加剧局部蠕变破坏, 影响其使用寿命。

关键词: 超临界 CO₂; 能流分布; 腔式太阳能吸热器; 热-力耦合; 蠕变-疲劳分析

中图分类号: TK513.3

文献标志码: A

0 引 言

近年来, 以超临界 CO₂ 为工质的布雷顿循环因其良好的热力学性能而日益受到重视, 应用于碟式太阳能发电系统具有潜在优势^[1-2]。吸热器是太阳能热发电的关键部件, 决定循环系统的最高温度。超临界 CO₂ 吸热器的运行压力高 (20~25 MPa), 以及系统频繁启停和云层遮挡易使吸热器表面能流分布发生变化并产生蠕变-疲劳损伤, 影响其使用寿命^[3]。

能流密度分布受到太阳能聚集装置的几何布置、受照面之间的辐射和管材表面吸收率等因素的影响, 而改变这些参数会在不同程度上影响吸热器的使用寿命^[4]。碟式系统中吸热器的几何结构会影响其对能量的吸收、反射和辐射损失^[5]。相比于圆锥形和球形吸热器, 圆柱形腔式吸热器经吸收、反射和辐射换热获得的表面能流分布更为均匀^[6]。目前, 关于吸热器热-力性能的研究大多针对熔盐工质^[7-8]。Neises 等^[1,9]对塔式、碟式太阳能吸热器的应力、应变情况进行了分析。于春亮等^[10]分别采用 H₂、N₂、空气和 He 作为传热工质, 分析了螺旋管吸热器温度场、应力场。Ho 等^[11]认为应充分考虑能流密度分布特性的影响以及管材对许用能流密度的限制; 同时, 太阳能吸热器工作温度较高, 系统

启停和遮挡对吸热器造成循环载荷, 需要对其进行蠕变-疲劳分析。黄凯欣等^[12]考虑管材蠕变-疲劳特性确定了超临界 CO₂ 吸热器许用的最大能流密度。然而, 关于不同能流分布形式下超临界 CO₂ 为工质的太阳能吸热器热-力耦合性能以及使用寿命的研究尚未有效开展。

本文应用 ANSYS 建立超临界 CO₂ 为工质的螺旋管腔式太阳能吸热器的热-力耦合模型, 得到不同能流密度分布下的温度场和应力应变场。依据 Mendelson-Roberts-Manson 方法^[1,13]研究不同能流分布形式对吸热管预期使用寿命及蠕变-疲劳损伤程度的影响。研究结果对超临界 CO₂ 腔式太阳能吸热器的优化设计和安全运行具有重要意义。

1 数学模型

1.1 模型描述

如图 1a 所示, 太阳光经由碟式聚光器反射聚集到吸热器采光口处并进入吸热器腔体内, 经壁面多次反射、吸收, 太阳辐射能被螺旋管内腔表面吸收并转化为热能。热量经管壁导热传递到管内壁面, 并与传热工质发生对流换热, 工质温度升高。图 1b 为圆柱形腔式螺旋管吸热器示意图。本研究中, 管壁材料为 Haynes 230

收稿日期: 2017-10-06

基金项目: 湖南省自然科学基金 (2016JJ2144)

通信作者: 饶政华 (1977—), 男, 博士、副教授, 主要从事太阳能热发电技术方面的研究。raoz@csu.edu.cn

镍合金, 传热工质为超临界 CO₂。

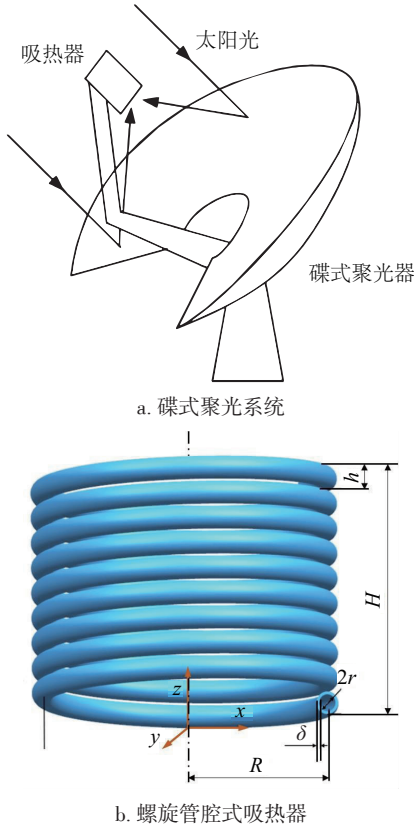


图 1 模型示意图

Fig. 1 Schematic sketch of model

1.2 能量计算模型

1.2.1 控制方程

吸热管的能量平衡控制方程如式(1)。

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (1)$$

式中, x, y, z ——三维直角坐标系下 3 个方向的坐标, m; T ——节点温度, °C。

假定表面均为漫灰表面, 因此螺旋管吸热器表面之间的辐射仅取决于它们之间的角系数。从 i 表面反射出的热流用式(2)计算。

$$q_{\text{rad}, i} = \varepsilon_i \cdot \sigma \cdot T_i^4 + (1 - \varepsilon_i) \cdot q_{\text{in}, i} \quad (2)$$

式中, $q_{\text{rad}, i}$ ——第 i 表面反射出的热流, W/m²; ε_i ——表面发射率; σ ——黑体辐射常数, 5.67×10^{-8} W/(m²·K⁴); T_i ——节点温度, K。入射热流 $q_{\text{in}, i}$ 由式(3)给出。

$$q_{\text{in}, i} = \sum_{j=1}^N X_{ij} q_{\text{rad}, j} \quad (3)$$

式中, X_{ij} —— i 表面对 j 表面的角系数。

为简化模型, 各管单元向腔口的辐射热损失均按总热量的 8.5% 计算^[16]。

1.2.2 边界条件

1) 螺旋管外壁面

内腔管壁有效能流密度分布 $q(x, y, z)$, $x^2 + y^2 \leq R^2$, 如式(4)。

$$q(x, y, z) = q_c(z) \cdot \frac{R - \sqrt{x^2 + y^2}}{r} \quad (4)$$

式中, $q_c(z)$ —— z 高度处受照面顶部的有效能流密度, W/m², $q_c(z)$ 分布受太阳光辐射强度、太阳能聚光装置结构以及辐射等因素的影响, 由下文具体给出; r ——吸热管半径, m; R ——腔体半径, m。

保温层侧壁面 ($x^2 + y^2 > R^2$) 设为绝热, 如式(5)。

$$q(x, y, z) = 0 \quad (5)$$

2) 螺旋管内壁面

管内壁面为对流换热边界条件, 如式(6)。

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = h(T_b - T_w) \quad (6)$$

式中, λ ——吸热管导热系数, W/(K·m); h ——对流换热系数, W/(K·m²); T_b ——流体截面平均温度, °C; T_w ——管内壁面温度, °C。

沿管轴向划分若干计算单元, 各单元的流体截面平均温度 $T_{b, i}$ 如式(7) (其中 $q(z)$ 由式(8)给出)。

$$T_{b, i} = T_{b, i-1} + \frac{q(z) \cdot 2\pi R \cdot \Delta H}{c_p \cdot m} \quad (7)$$

$$q(z) = q_c(z) - h_z \cdot (T_i - T_f) - \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_i^4 - T_f^4) \quad (8)$$

式中, c_p ——比热容, J/(kg·K); m ——质量流量, kg/s; R ——吸热管内腔半径, mm; $\Delta H = H/n$, H 为腔体高度, m, n 为计算节点数; h_z ——自然对流换热系数, W/(m²·K); T_f ——环境温度, K; ε ——外表面表面发射率。

假设对流换热系数 h 沿周向均匀分布, 只沿轴向变化^[3]。螺旋管内的对流换热系数 h 由 Gnielinski 关联式乘以螺旋管修正系数 C_r 确定, f 为管内湍流流动的 Darcy 阻力系数, 由式(10)确定, Cr 由式(11)确定。

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr_f}{1 + 12.7 \sqrt{f/8} (Pr_f^{2/3} - 1)} \left(\frac{T_f}{T_w} \right)^{0.45} \cdot c_r \quad (9)$$

$$f = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2} \quad (10)$$

$$c_r = 1 + 1.77 \left(\frac{d}{R} \right) \quad (11)$$

式中, Nu ——努赛尔数; Re ——雷诺数; Pr ——普朗特数; T_f ——流体平均温度, K; T_w ——管内壁面温度, K; d ——吸热管直径, mm。

1.3 应力应变计算模型

基于线弹性分析方法对吸热管进行结构强度计算。管壁承受的载荷包括能流导致的温度载荷和高压超临界 CO₂ 导致的压力载荷。温度载荷通过顺序耦合将迭代计算所得的温度场施加到吸热管上, 压力载荷来自管内超临界 CO₂。在应力应变方程求解过程中, 对进出口管壁面施加端面约束, 其各方向位移均为 0。

管壁的应力、应变由机械应力和热应力共同引起。机械力所产生的应力、应变由材料力学和弹性力学的原理计算, 而温度变化产生的应力、应变则用热弹性力学的原理计算, 然后对两者求和。在直角坐标系下, 热弹性力学基本控制方程如下:

1) 热应力的广义虎克定律

$$\varepsilon_{x_i} = \frac{1}{2G} \left(\sigma_{x_i} - \frac{\nu}{1+\nu} \Theta \right) + \alpha \Delta T \quad (12)$$

$$\gamma_{x_i x_j} = \frac{\tau_{x_i x_j}}{G}, \quad i \neq j \quad (13)$$

式中, G ——剪切弹性模量, $G = E(2 + 2\nu)^{-1}$, Pa; E ——杨氏模量, Pa; α ——热膨胀系数, K⁻¹; Θ ——体积应力, $\Theta = \sum \sigma_{x_i}$, Pa; ΔT ——温度差, K。

2) 热弹性力学的平衡微分方程-位移方程

$$(\lambda_1 + G) \frac{\partial e}{\partial x_i} + G \nabla^2 u_i - \beta \frac{\partial (\Delta T)}{\partial x_i} + X_i = 0 \quad (14)$$

式中, e ——体积应变, $e = \sum \varepsilon_{x_i}$; β ——热应力系数, $\beta = \alpha(3\lambda_1 + 2G)$; λ_1 ——拉梅常数, $\lambda_1 = E\nu(1 + \nu)^{-1}(1 - 2\nu)^{-1}$; X_i ——单位体积的体积力在坐标轴 x_i 上的分量; ∇^2 ——拉普拉斯算子。

3) 热弹性力学的变形连续方程—协调方程

$$\nabla^2 \sigma_{x_i} + \frac{1}{1+\nu} \frac{\partial^2 \Theta}{\partial x_i^2} = -\alpha E \left[\frac{1}{1+\nu} \nabla^2 (\Delta T) + \frac{1}{1+\nu} \frac{\partial^2 (\Delta T)}{\partial x_i^2} \right] \quad (15)$$

$$\nabla^2 T_{x_i x_j} + \frac{1}{1+\nu} \frac{\partial^2 \Theta}{\partial x_i \partial x_j} = -\frac{\alpha E}{1+\nu} \frac{\partial^2 (\Delta T)}{\partial x_i \partial x_j} - \left(\frac{\partial X_j}{\partial x_i} + \frac{\partial X_i}{\partial x_j} \right), \quad i \neq j \quad (16)$$

1.4 蠕变-疲劳分析模型

利用计算得到的应力、应变值, 根据管壁材料 Haynes 230 的应变循环失效图^[14], 查出相应应变情况下的预计疲劳损伤时间。对应的预计蠕变损伤时间由 Mendelson-Roberts-Manson 公式^[13]求得。

$$\lg t = -26.64 + 44158 \frac{1}{T} + 4.72 \lg \sigma - 11337 \lg \sigma \frac{1}{T} \quad (17)$$

式中, t ——预期使用寿命, h; T ——节点温度, K; σ ——节点应力, MPa。

蠕变损伤和疲劳损伤的总和超过材料的蠕变-疲劳损伤容许值 D 即为失效, 如式(18)。

$$\sum_{j=1}^p \left(\frac{n}{N_d} \right)_j + \sum_{k=1}^m \left(\frac{t}{T_d} \right)_k \leq D \quad (18)$$

式中, $\sum_{j=1}^p \left(\frac{n}{N_d} \right)_j$ ——累计疲劳损伤; $\sum_{k=1}^m \left(\frac{t}{T_d} \right)_k$ ——累计蠕变损伤; n ——循环加载次数; N_d ——许用循环次数; t ——循环加载时间, h; T_d ——许用使用寿命(即为式(17)中求得的 t), h; D ——容许值对于材料 Haynes 230, 取 1^[15]。

2 结果与讨论

2.1 计算条件

以碟式太阳能热发电系统螺旋管腔式吸热器为研究对象, 管材为 Haynes 230, 传热介质为超临界 CO₂。表 1 为计算所需的主要参数。表 2 为对应工况下超临界 CO₂ 的热物性参数。利用 ANSYS 软件, 基于方程(1)~方程(16)计算得到吸热器壁面的温度场、应力应变场, 并根据方程(17)、方程(18)进行蠕变-疲劳分析, 研究不同能流分布对螺旋管腔式吸热器热、力特性及预期使用寿命的影响。

表 1 模型主要几何参数和材料物性

Table 1 Main geometrical parameters and material properties in calculation

参数	数值
管材密度 $\rho/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	8970
管材杨氏模量 E/Pa	1.77×10^{11}
管材泊松比 ν	0.31
管材热膨胀系数 α/K^{-1}	1.41×10^{-5}
管材导热系数 $\lambda/\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	16.4
工质工作压力 p/Pa	0.2×10^8
工质质量流量 $m/\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.08
工质进口温度 $T_{in}/^\circ\text{C}$	400
工质出口温度 $T_{out}/^\circ\text{C}$	500
对流换热系数 $h_{\infty}/\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	7.67
环境温度 $T_f/^\circ\text{C}$	27
外表面表面发射率 ε	0.3
管内径 r/mm	5
管壁厚 δ/mm	2
吸热器腔体半径 R/mm	90
吸热器腔体高度 H/mm	150
螺旋吸热器圈高 h/mm	15

在吸热器吸收总能量(16225 W)保持不变的情况下,选取4种典型的吸热器表面沿 z 轴方向能流密度分布形式 $q_c(z)$,如图2所示。其中,a为均匀能流分布形式;b为余弦形能流分布形式;c为基于蒙特卡罗光线追踪法模拟得到的吸热管表面吸收率 α 为0.6的能流分布形式^[16];d为作者基于蒙特卡罗光线追踪法、采用ASAP软件模拟得到的吸热管表面吸收率 α 为1.0的能流分布形式。

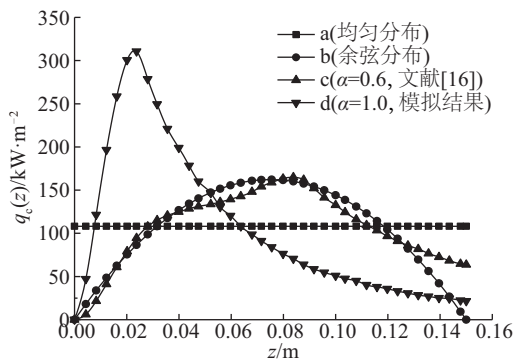


图2 4种典型吸热器表面沿 z 轴方向的能流密度分布

Fig. 2 Four typical distributions of energy flux density on receiver surfaces along z -axis

表2 超临界CO₂主要物性参数

Table 2 Main physical properties of supercritical CO₂

参数	数值
比热容 $c_p/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	1.227
密度 $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	143.7
导热系数 $\lambda/\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	0.562×10^{-3}
动力黏度 $\mu/\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$	0.345×10^{-4}
普朗特数 Pr	0.754
雷诺数 Re	0.295×10^6

2.2 能流分布对温度场的影响

根据图2得到不同能流分布形式下螺旋管内流体平均温度随 z 值的变化,如图3所示。由图3可知,由于系统吸收的总能量不变,各能流形式下流体进、出口温度一致。局部能流越大的地方流体升温越显著。流体平均温度的变化会造成管内对流换热系数的变化(如式(9)),进而影响管壁内部温度分布及吸热器的热量传递。

图4为不同能流分布下螺旋管管壁温度分布。如图4a所示,由于均匀能流的施加,内壁温度随着 z 均匀增大,靠近出口处的温度达到峰值。与其他情况相

比,图4b和图4c未出现大的温度变化,螺旋管温度场的分布明显更为均匀。由图2可知,当 $z < 0.13\text{ m}$ 时,能流分布b和c的形式较为接近,因此其温度场分布也较为接近。当 $z \geq 0.13\text{ m}$ 时,能流分布c的下降趋势更为平缓,其温度梯度也更小。在图4d所示的温度场中,由于局部能流密度过于集中($0 < z < 0.04\text{ m}$),温度峰值附近($z = 0.024\text{ m}$)的温度梯度显著高于其他情况。

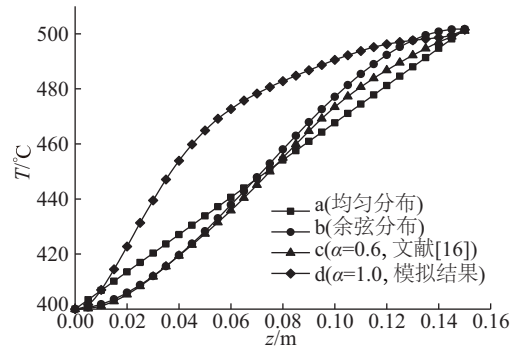


图3 不同能流分布条件下管内流体平均温度随高度的变化

Fig.3 Variations of bulk temperatures of fluid in spiral tube along height under different energy flux distributions

温度/°C
420 430 440 450 460 470 480 490 500 510 520 530 540 550 560

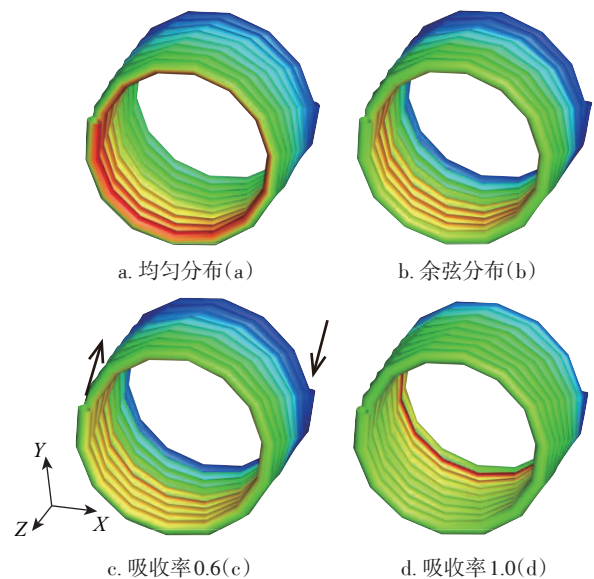


图4 不同能流分布条件下螺旋管壁面温度分布图

Fig. 4 Distributions of wall temperature of spiral tube under different energy flux density distribution

2.3 能流分布对应力场的影响

图5给出不同能流分布条件下螺旋管管壁等效应力分布。螺旋管等效应力由热应力与机械应力叠加而

成。由于不同能流分布下螺旋管进出口的端面约束及管内流体压力均相同,故螺旋管受到的机械应力均相同,应力场的分布仅受热应力的影响。根据广义虎克定律(式(12)),内部温差是热应力的来源。由上述温度场分析可知,均匀分布下管壁各处产生的温度梯度不变,其热应力相对较均匀(如图 5a);均匀分布(如图 5a)下螺旋管等效应力整体上明显大于能流分布 b(如图 5b)和 c(如图 5c);根据式(17),能流分布 a 对系统造成的蠕变损伤影响也更大。相比于能流分布 b,能流分布 c 产生的热应力更小,因此对系统造成的蠕变损伤也 smaller。能流分布 d 下的局部($z=0.024\text{ m}$ 处)等效应力最大(如图 5d),其对系统所产生的蠕变损伤也最大。

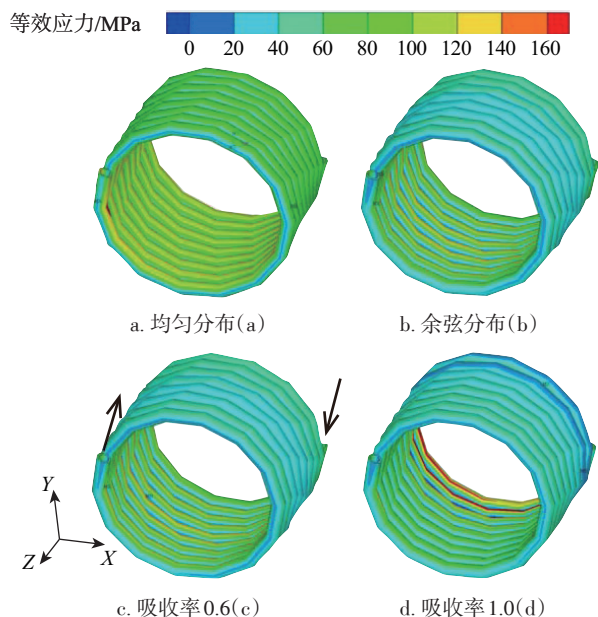


图5 不同能流分布条件下螺旋管壁面应力分布图

Fig. 5 Distributions of wall stress of spiral tube under different energy flux density distribution

2.4 能流分布对吸热管使用寿命的影响

太阳能热发电系统的设计运营期一般为 30 a,可折算为循环 10000 次和系统运行 100000 h^[12]。根据模拟结果,在所考虑的入口温度范围内,螺旋管所产生的应变均处于 0.1% 以下。结合 Haynes 230 应变循环失效图^[15],查得前述应变所产生的累计疲劳损伤值远远小于 Neises 等推荐的累计疲劳损伤值 0.1^[1]。因此,本文模拟条件下,累计疲劳损伤可忽略。

基于前文模拟结果,得到不同能流分布条件下吸热器预期使用寿命的对数 $\lg t$ 随流体入口温度的变化情况,如图 6。图中虚线位置代表累计蠕变损伤 $D=1$ ^[15],当 $\lg t$ 低于虚线位置便认定吸热器发生蠕变破坏。根

据式(17),系统预期使用寿命由节点温度和节点等效应力共同决定。随着入口温度升高,尽管温差所产生的热应力变化不大,但管内各处局部温度均增大。因此,4 种能流分布下的预期使用寿命均随入口温度的升高而减小。相比于其他情况,能流分布 c 下的预期使用寿命更长。能流分布 d 在峰值处过于集中、能流梯度最大,在同等条件下产生的局部热应力最大,因此造成的局部蠕变损伤最大。相较于能流分布 b 和 c,均匀能流分布 a 下系统等效力更大,造成的局部蠕变损伤也相对更大。相比于余弦能流分布 b,能流分布 c 在 $z>0.13\text{ m}$ 时温度梯度相对较小,因此在温度相近的情况下,其热应力相对较小、造成的局部蠕变损伤也相对较小。

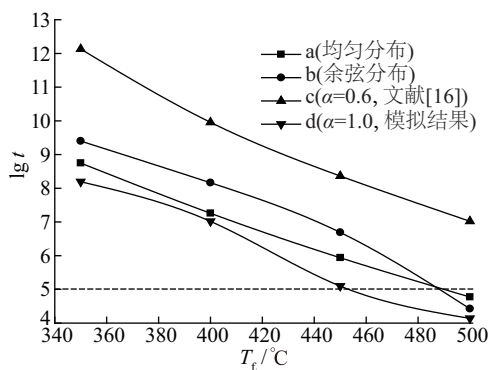


图6 不同能流条件下,吸热管预期使用寿命的对数 $\lg t$ 随管路入口温度 T_{in} 的变化

Fig. 6 Variations of $\lg t$ (t is expected service life of receiver in unit of hour) with inlet fluid temperature under different energy flux distributions

2.5 管壁厚对吸热管使用寿命的影响

为确定管壁厚对吸热管使用寿命的影响,计算得到了在前文所得最优能流分布形式(c 曲线)下,入口温度 550 °C、管内径 10 mm 等条件保持不变,管壁厚由 1.0 mm 增至 2.8 mm 时吸热管累计蠕变损伤及其对数 $\lg t$ 的变化,如图 7 所示。图中虚线位置代表累计蠕变损伤 $D=1$ ^[15],当累计蠕变值 $D>1$ 时吸热器产生蠕变破坏。如图 7 所示,随着壁厚的增大,吸热管预期使用寿命先增后减,同时累计蠕变损伤先减后增;当壁厚达到 2.6 mm 时,预期使用寿命增至最长;当壁厚小于 1.05 mm 时,预期使用寿命小于 10^5 h ,表示吸热管产生蠕变破坏。这是因为吸热管的累计蠕变损伤主要是通过预期使用寿命求得,而预期使用寿命又由等效应力和节点温度共同决定(式(17))。当入口温度保持不变时,预期使用寿命由等效应力(即热应力和机械应力的合

力)所决定。当能流密度保持不变时,随着壁厚的增加,系统各处机械应力随之减小;而受照面与非受照面之间的温差增大,导致系统热应力增大。当热应力的增量小于机械应力的减小量,导致总等效应力减小,吸热管预期使用寿命增加。当壁厚超过 2.6 mm 时,热应力的增量大于机械应力的减小量,导致总等效应力增加,吸热管预期使用寿命随之减小。

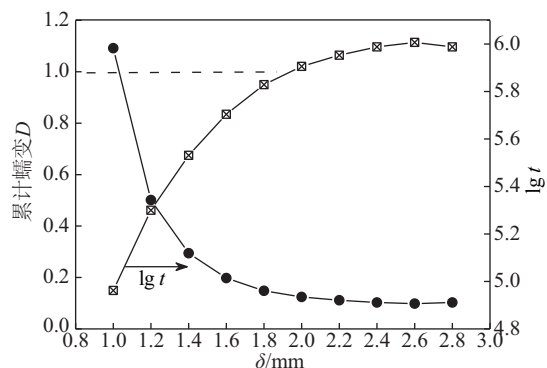


图7 管壁厚 δ 对系统累计蠕变损伤 D 及预期使用寿命的影响

Fig.7 System cumulative creep damage D and expected life with wall thickness δ changes

3 结 论

利用 ANSYS 建立超临界 CO₂为工质的螺旋管腔式太阳能吸热器的热-力耦合模型,得到不同能流密度分布下的温度场和应力场。依据 Mendelson-Roberts-Manson 方法,研究不同能流分布形式对吸热管预期使用寿命的影响,得到以下主要结论:

1)在保持系统吸收总能量不变的情况下,能流分布越集中,局部能流梯度越大,由温差产生的热应力越大,越容易产生局部蠕变破坏;局部能流越小,所产生的局部温度越小,对吸热器造成的局部蠕变破坏越小。

2)对吸热管施加均匀能流分布时,沿 z 方向的温度梯度基本不变,形成的热应力也相对均匀。但由温度梯度产生的等效应力明显高于其他 3 种分布形式,因此对系统造成的蠕变损伤也相对较大。

3)吸热管表面吸收率为 0.6 时的能流分布形式接近余弦分布,两者能流增加趋势相对较平缓,所产生的热应力也相对较小。但余弦能流分布下,尾部能流下降趋势较大,产生的温差和热应力也较大。故在此次研究中,相比于其他 3 种分布形式,表面吸收率为 0.6 的能流分布形式能有效提高吸热管的使用寿命。

4)保持入口温度 550 ℃、管径 10 mm 等条件不变,随着壁厚的增大,吸热管累计蠕变损伤先减后增,在壁

厚达到 2.6 mm 时,吸热管累计蠕变损伤值降至最低;当壁厚低于 1.05 mm 时,吸热管累计蠕变损伤值超过 1,极易造成蠕变-疲劳破坏。

[参考文献]

- [1] NEISES T W, WAGNER M J, Gray A K. Structural design considerations for tubular power tower receivers operating at 650 ℃ [C]//ASME 2014, International Conference on Energy Sustainability Collocated with the ASME 2014, International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology, Boston, USA, 2014: V001T02A045.
- [2] 王开正, 徐肖肖, 刘朝, 等. 超临界 CO₂在螺旋管中换热特性的数值模拟[J]. 太阳能学报, 2017, 38(4): 1102-1108.
WANG K Z, XU X X, LIU C, et al. Numerical simulation of heat transfer characteristics of supercritical CO₂ in spiral tube[J]. Acta energiae solaris, 2017, 38(4): 1102-1108.
- [3] LIAO Z, LI X, XU C, et al. Allowable flux density on a solar central receiver[J]. Renewable energy, 2014, 62(3): 747-753.
- [4] LI Z, TANG D, DU J, et al. Study on the radiation flux and temperature distributions of the concentrator - receiver system in a solar dish/Stirling power facility[J]. Applied thermal engineering, 2011, 31(10): 1780-1789.
- [5] SHUAI Y, XIA X L, TAN H P. Radiation performance of dish solar concentrator/cavity receiver systems [J]. Solar energy, 2008, 82(1): 13-21.
- [6] DAABO A M, MAHMOUD S, AL-DADAH R K. The effect of receiver geometry on the optical performance of a small-scale solar cavity receiver for parabolic dish applications[J]. Energy, 2016, 114: 513-525.
- [7] YANG X, YANG X, DING J, et al. Numerical simulation study on the heat transfer characteristics of the tube receiver of the solar thermal power tower [J]. Applied energy, 2012, 90(1): 142-147.
- [8] 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.
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.

- [9] 王富强, 帅永, 谈和平. 腔式太阳能吸热器的热分析[J]. 工程热物理学报, 2011, 32(5): 843-846.
WANG F Q, SHUAI Y, TAN H P. Thermal analysis of solar cavity type receiver[J]. Journal of engineering thermophysics, 2011, 32(5): 843-846.
- [10] 于春亮, 王幸智, 王富强, 等. 螺旋盘管腔式太阳能吸热器的热力耦合特性[J]. 工程热物理学报, 2012, 33(12): 2133-2136.
YU C L, WANG X Z, WANG F Q, et al. Thermal-mechanical coupling analysis of spiral tube in solar cavity receiver[J]. Journal of engineering thermophysics, 2012, 33(12): 2133-2136.
- [11] HO C K, IVERSON B D. Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power[J]. Renewable and sustainable energy reviews, 2014, 29: 835-846.
- [12] 黄凯欣, 饶政华, 廖胜明. 超临界 CO₂ 太阳能吸热器许用能流密度研究[J]. 太阳能学报, 2018, 39(1): 44-50.
HUANG K X, RAO Z H, LIAO S M. Allowable flux density of supercritical CO₂ solar receiver[J]. Acta energiae solaris sinica, 2018, 39(1): 44-50.
- [13] ENO D R, YOUNG G A, SHAM S. A unified view of engineering creep parameters[C]//ASME 2008 Pressure Vessels and Piping Conference. American Society of Mechanical Engineers, Chicago, USA, 2008: 777-792.
- [14] QIU K, YAN L, NI M, et al. Simulation and experimental study of an air tube-cavity solar receiver[J]. Energy conversion & management, 2015, 103: 847-858.
- [15] ORTEGA J D, CHRISTIAN J M, HO C K. Structural analysis of a direct heated tubular solar receiver for supercritical CO₂ Brayton cycle [C]//ASME 2015, International Conference on Energy Sustainability Collocated with the ASME 2015 Power Conference, the ASME 2015, International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology, and the ASME 2015 Nuclear Forum, San Diego, USA, 2015.
- [16] WANG F, LIN R, LIU B, et al. Optical efficiency analysis of cylindrical cavity receiver with bottom surface convex[J]. Solar energy, 2013, 90(4): 195-204.

EFFECTS OF ENERGY DENSITY DISTRIBUTION ON THERMAL-MECHANICAL COUPLING BEHAVIORS OF SOLAR CAVITY RECEIVER WITH SUPERCRITICAL CO₂

Liu Min, Rao Zhenghua, Liu Jixiong, Liao Shengming

(School of Energy Science and Engineering, Central South University, Changsha 410012, China)

Abstract: A thermo-mechanical coupling model for helical tube cavity solar receiver with supercritical CO₂ as working fluid was developed by using ANSYS. The temperature fields and stress fields under the different flux density distributions were obtained. By using the Mendelson-Roberts-Manson method, the effect of flux density distribution on the expected service life of the receiver was studied. The results show that the energy flow distribution has a significant effect on the temperature and stress distribution of the heat absorber and its service life. In the case of maintaining the total energy absorbed by the system, the local energy flow of the heat sink surface is larger, the local temperature is higher and the local creep damage is aggravated, which affects the service life of the system. A high local energy gradient results in the increases in thermal stress and local creep damage, affecting its service life.

Keywords: supercritical CO₂; energy flux distribution; cavity solar receiver; thermo-mechanical coupling; creep-fatigue analysis