太阳能腔式熔盐吸热器随时空变化的光-热-力耦合一体化方法、机理分析及其失效准则研究

何雅玲*, 杜保存, 王坤, 邱羽, 刘占斌

西安交通大学, 热流科学与工程教育部重点实验室, 西安 710049

* 联系人, E-mail: yalinghe@mail.xjtu.edu.cn

2017-09-18 收稿, 2017-11-22 修回, 2017-12-02 接受, 2017-12-22 网络版发表

国家自然科学基金重点项目(51436007)和国家自然科学基金创新研究群体项目(51721004)资助

摘要 基于本团队前期已提出的蒙特卡洛光线追迹(MCRT)与杰勃哈特(Gebhart)方法耦合的光学模型, 在综合考虑了吸热器内复杂的导热-对流-辐射耦合换热过程的前提下, 建立了塔式系统中熔盐吸热器的光-热-力耦合的一体化数值分析模型. 基于此模型, 探讨了典型工况下吸热器的太阳辐射能流、温度以及热应力的时空分布特性, 并考察了不同管材导热性能、熔盐流路布置方式对吸热器的光-热-力耦合特性的影响规律; 最后提出了光-热-力耦合条件下腔式熔盐吸热器应力失效的临界能流密度判定准则. 结果表明: 非均匀的辐射能流对吸热器的温度与热应力影响显著, 温度与热应力分布也呈强烈非均匀性; 辐射能流与热应力随时空变化显著, 但温度变化不明显, 正午时刻辐射能流与热应力峰值最高, 与上午11时和下午13时相比, 峰值热应力分别增加11%与10%; 不同管材对热应力的影响较为显著, 采用高导热性能的吸热管材可有效降低热应力, 与800H管材相比, 采用高导热性能的316H管材峰值热应力可降低37%; 采用低能流区向高能流区的熔盐流路布置方式吸热器温度分布更均匀, 有利于降低热应力峰值, 与相反的流路布置相比, 峰值热应力可降低20%; 管材断裂韧性可作为判断熔盐吸热器应力失效的重要指标, 由本文提出的应力失效的临界能流密度判定准则表明, 管材断裂韧性劣化越严重, 导致吸热器应力失效的临界能流密度越低, 增加吸热器失效的风险.

关键词 太阳能利用, 熔盐腔式吸热器, 光-热-力耦合, 应力失效

塔式太阳能热发电技术近年来发展较为迅速, 目前世界各国已建成多座示范电站, 其中熔盐热发电系统在塔式电站中最具有应用前景^[1]. 熔盐吸热器是塔式热发电系统实现光热转换的关键部件, 其安全性与稳定性会直接影响系统的正常运行. 已有文献表明^[2-5], 吸热器常经受高密度、非均匀能流密度照射, 会使吸热表面产生局部过热与温度梯度过大的不利现象. 局部过热易使吸热管壁产生高温熔盐腐蚀^[6]与高温蠕变^[7]现象, 同时较高的温度梯度也会

使管壁产生较高的热应力^[3,4]. 在热应力与化学介质腐蚀的协同作用下, 吸热管材应力强度性能会劣化, 若热应力高于管材劣化后的强度极限, 熔盐吸热管就会断裂失效. 此外, 云层遮挡、昼夜起停等引起的太阳辐射能流时空变化的运行特点, 使得吸热管壁温度反复变化, 在交变热应力作用下产生低周疲劳损伤^[8]. 同时, 高温蠕变与低周疲劳效应的综合作用更会使熔盐吸热器损伤加剧, 严重限制其使用寿命^[9].

引用格式: 何雅玲, 杜保存, 王坤, 等. 太阳能腔式熔盐吸热器随时空变化的光-热-力耦合一体化方法、机理分析及其失效准则研究. 科学通报, 2017, 62: 4307-4320
He Y L, Du B C, Wang K, et al. Study on the coupled photon-thermal-stress integration method, characteristics with time and failure criterion in the solar molten salt cavity receiver (in Chinese). Chin Sci Bull, 2017, 62: 4307-4320, doi: 10.1360/N972017-00991

目前针对熔盐吸热器应力特性的研究工作已开展了很多. 例如, 在假定吸热管单侧受热的前提下, Liao 等人^[10]对腔体吸热器中的单根吸热管内熔盐流动换热过程进行了计算, 结合强度理论提出了判断吸热管应力失效的临界能流公式, 并探讨了运行与结构参数对临界热流密度的影响. Alberto 等人^[11]针对外露式管式吸热器, 在获得吸热面的太阳能流分布的基础上, 基于强度理论推导了每根熔盐吸热管应力失效的临界能流密度公式, 并结合搜索与拟合算法提出了临界能流条件下防止吸热器失效的光学聚焦方法. 此外, 一些研究者也开展了 S-CO₂ 吸热器的应力寿命分析. 例如, Ortega 与 Neises 等人^[12-14]未考虑吸热器内部真实辐射热流与复杂耦合换热过程, 基于应用最为广泛的线性累积损伤理论对单根 S-CO₂ 吸热管的蠕变与疲劳寿命进行了理论与模拟研究.

可以看到, 针对腔式熔盐吸热器应力特性的研究工作目前主要集中在单根吸热管, 未考虑吸热器内部真实的能流分布特性以及耦合换热性能对应力分布规律的影响. 基于此, 本文以整个腔式熔盐吸热器为研究对象, 结合吸热器内部真实的随时空变化的非均匀能流密度分布, 同时考虑了腔体内复杂的导热-对流-辐射的耦合换热过程, 开展了光-热-力耦合的一体化数值模拟研究, 获得了典型工况下腔式熔盐吸热器的辐射能流密度、温度与热应力的分布规律, 并分析了吸热器的光-热-力耦合的时空分布特性. 接着, 着重考察了不同的吸热管材料与熔盐流路

布置方式对吸热器的光-热-力耦合特性的影响. 最后, 基于断裂力学理论, 提出了光-热-力耦合条件下腔式熔盐吸热器应力失效的临界能流密度评估准则.

1 研究对象

本文选用大汉定日镜场为光学计算物理模型^[15], 并以典型的腔式熔盐吸热器结构形式作为耦合换热性能与应力特性分析的研究对象, 以此为例来阐述本文提出的光-热-力耦合模型. 其中, 腔式熔盐吸热器内部有三个吸热面, 如图1所示. 吸热面1与吸热面3各由22个管板组成, 吸热面2由12个管板组成, 单个管板内均布置10根吸热管, 具体结构参数见表1. 吸热管材料与传热流体分别为塔式电站常用的316H 不锈钢与二元硝酸熔盐(40% wt KNO₃与60% wt NaNO₃的混合盐), 熔盐进口与出口温度分别为已建电站吸热器中典型的运行参数290与565℃^[16].

2 研究方法

首先通过蒙特卡洛光线追迹(MCRT)与杰勃哈特(Gebhart)耦合方法模拟得到吸热器内部随时空变化的太阳辐射能流分布; 接着, 将获得的随时空变化的辐射能流作为吸热器内复杂的导热-对流-辐射换热的热源, 进一步开展耦合换热模拟研究; 最后, 将通过耦合换热模拟方法计算得到的非均匀温度场作为应力分析的边界条件, 进行应力特性分析. 下面分别详细介绍腔式熔盐吸热器内部的太阳辐射能流密度分布、耦合换热性能以及热应力特性的模拟计算方法.

图1 (网络版彩色)腔式熔盐吸热器示意图. (a) 侧视图; (b) 俯视图

Figure 1 (Color online) Diagram of molten salt cavity receiver. (a) Side view; (b) top view

表 1 腔式熔盐吸热器结构参数

Table 1 Structural parameters of molten salt cavity receiver

参数	取值
吸热面数	3
正面吸热面尺寸 $W_p \times L$	2 m×6 m
侧面吸热面尺寸 $W_s \times L$	5.5 m×6 m
进光口尺寸 $W_a \times L_a$	5 m×5 m
管板数 N_p	56
单个管板中吸热管数 N_t	10
吸热管外径 d_{wo}	0.019 m
吸热管壁厚 δ	0.00125 m
吸热面热发射率 ε_w	0.8
其他面热发射率 ε_w	0.4

具体计算流程见图2所示。

2.1 光学模拟方法

太阳辐射能流分布是进行光-热-力耦合计算的关键前提。本文采用本团队已提出的蒙特卡洛光线追迹(MCRT)与杰勃哈特(Gebhart)方法耦合的一体化

光学模型,在全镜场条件下模拟计算腔式吸热器内部随时空变化的太阳辐射能流分布,具体计算过程参见本团队前期的研究文献[17]。然后,将获得的随时空变化的辐射能流分布作为耦合热源,再进一步开展腔式熔盐吸热器的耦合换热模拟研究。

2.2 耦合换热模拟方法

本文对腔式熔盐吸热器进行耦合换热模拟分析时,综合考虑了吸热管内的对流换热过程、吸热管壁导热过程、吸热管壁与外界环境的对流换热过程、以及腔体吸热管壁辐射换热过程等复杂的耦合换热方式。下面只介绍一些关键的计算步骤,更加详细的计算过程可参见本团队前期研究的文献[18]。

(i) 热平衡模型。对吸热器来说,吸热壁面接收到的热量 Q_{abs} 等于管内熔盐吸收的热量 Q_s 、与环境对流换热损失 Q_{conv} 、热辐射损失 Q_{radi} 与管壁的导热损失 Q_{cond} 之和,如公式(1)所示。

$$Q_{abs} = Q_s + Q_{conv} + Q_{radi} + Q_{cond} \quad (1)$$

为了便于对吸热器进行热分析计算,将三维结构的吸热管离散为二维单元 $[i,j,k]$,见图3,其中, i 为

图 2 (网络版彩色)腔式熔盐吸热器的光-热-力耦合计算流程

Figure 2 (Color online) Calculation of the coupled photon-thermal-stress conversion process

图3 (网络版彩色)吸热单元划分

Figure 3 (Color online) Mesh of active surfaces

单元编号, j 为吸热管编号, k 为管板编号. 图4为吸热单元 $[i, j, k]$ 热平衡示意图. 对吸热单元 $[i, j, k]$ 来讲, 其热平衡方程可写为

$$Q_{\text{abs,flux},[i,j,k]} + Q_{\text{abs,rad},[i,j,k]} = Q_{s,[i,j,k]} + Q_{\text{conv},[i,j,k]} + Q_{\text{cond,w},[i,j,k]} + Q_{\text{radi,emit},[i,j,k]} \quad (2)$$

式中, $Q_{\text{abs,flux},[i,j,k]}$ 为单元外壁面吸收的太阳辐射热量, W; $Q_{s,[i,j,k]}$ 为单元熔盐吸收的热量, W; $Q_{\text{conv},[i,j,k]}$ 为单元外壁面与大气环境对流换热损失, W; $Q_{\text{cond,w},[i,j,k]}$ 为相邻单元壁面间导热损失, W; $Q_{\text{radi,emit},[i,j,k]}$ 为单元发射的辐射损失, W; $Q_{\text{abs,rad},[i,j,k]}$ 为单元吸收其他单元的辐射热量, W.

(ii) 吸热管内流动换热模拟. 吸热单元 $[i, j, k]$

 图4 (网络版彩色)单元*i*热平衡示意图 (j #吸热管, k #管板)

 Figure 4 (Color online) Heat balance diagram of element i (j # tube, k # panel)

内熔盐吸热量见公式(3).

$$Q_{s,[i,j,k]} = c_{p,s,[i,j,k]} \times m_{s,t} \times (T_{s,[i,j,k],\text{out}} - T_{s,[i,j,k],\text{in}}), \quad (3)$$

同样, 公式(3)也可描述为

$$Q_{s,[i,j,k]} = \frac{A_{[i,j,k]} (T_{w_o,[i,j,k]} - T_{s,[i,j,k]})}{\frac{d_{w_o} - d_{w_i}}{2\lambda_{w,[i,j,k]}} + \frac{1}{h_{w_i,[i,j,k]}}}. \quad (4)$$

管内对流换热系数 $h_{w_i,[i,j,k]}$ 可由 Dittus-Boelter 公式^[19]求得:

$$Nu_{s,[i,j,k]} = 0.023 Re_{s,[i,j,k]}^{0.8} Pr_{s,[i,j,k]}^{0.4}. \quad (5)$$

吸热单元 $[i, j, k]$ 沿壁厚方向的热传导量为:

$$Q_{s,[i,j,k]} = \frac{2\pi \cdot \lambda_{w,[i,j,k]} \cdot \Delta l \cdot (T_{w_o,[i,j,k]} - T_{w_i,[i,j,k]})}{\ln(d_{w_o}/d_{w_i})}. \quad (6)$$

吸热器熔盐的出口温度为:

$$T_{s,\text{out}} = T_{s,\text{in}} + \frac{\sum_{k=1}^{N_p} \left[\sum_{j=1}^{N_t} \left(\sum_{i=1}^{N_y} \frac{Q_{s,[i,j,k]}}{c_{p,s,[i,j,k]}} \right) \right]}{m_{s,t} \cdot Nt}. \quad (7)$$

(iii) 对流换热损失. 吸热管外壁与环境的对流换热损失包括自然对流换热损失 $Q_{\text{conv,nc}}$ 与强制对流换热损失 $Q_{\text{conv,fc}}$, 如下所示:

$$Q_{\text{conv}} = Q_{\text{conv,fc}} + Q_{\text{conv,nc}} = \sum_{k=1}^{N_p} \left\{ \sum_{j=1}^{N_t} \left[\sum_{i=1}^{N_y} (Q_{\text{conv,fc},[i,j,k]} + Q_{\text{conv,nc},[i,j,k]}) \right] \right\}. \quad (8)$$

单元 $[i,j,k]$ 的自然对流换热损失为

$$Q_{\text{conv,nc},[i,j,k]} = h_{\text{wo,nc},[i,j,k]} \times A_{[i,j,k]} \times (T_{\text{wo},[i,j,k]} - T_{\text{abm}}). \quad (9)$$

管外自然对流换热系数 $h_{\text{wo,nc},[i,j,k]}$ 可由公式(10)求得[20].

$$h_{\text{wo,nc},[i,j,k]} = 0.81 (T_{\text{wo},[i,j,k]} - T_{\text{abm}})^{0.426}. \quad (10)$$

单元 $[i,j,k]$ 的强制对流换热损失为:

$$Q_{\text{conv,fc},[i,j,k]} = h_{\text{wo,fc},[i,j,k]} (T_{\text{wo},[i,j,k]} - T_{\text{amb}}) \frac{A_{\text{aper}} A_{[i,j,k]}}{\sum_{j=1}^n A_{[i,j,k]}}. \quad (11)$$

管外强制对流换热系数可由公式(12)求得[21].

$$Nu_{\text{wo,fc},[i,j,k]} = 0.0287 Re_{\text{amb,wo},[i,j,k]}^{0.8} Pr_{\text{amb,wo},[i,j,k]}^{1/3}. \quad (12)$$

(iv) 腔体内吸热管壁间的辐射换热. 同样采用Gebhart方法对腔体内的热辐射换热进行计算, 详细的计算过程不再赘述, 参见本团队前期研究的文献[18].

2.3 应力失效分析方法

由第1节对文献综述可知, 目前对腔式熔盐吸热器进行热应力分析的研究对象主要为单根吸热管, 且温度分布是在只考虑管壁导热与管内对流换热条件下获得的. 针对已有研究工作的不足, 本文采用2.2节介绍的导热-对流-辐射耦合换热模拟方法以获得腔式熔盐吸热器的温度分布, 在此基础上再开展应力特性分析; 进一步, 采用光-热-力耦合模拟方法不单是为了明晰腔式熔盐吸热器内部的热应力分布规律, 更是为了进一步探讨随时空变化的辐射能流条件下腔式熔盐吸热器是否会产生应力失效, 并给出相应的应力失效评估方法. 因此, 本文又开展了腔式熔盐吸热器的应力失效特性分析. 下面详细介绍对腔式熔盐吸热器进行应力特性分析与失效评估的相应方法与关键步骤.

首先介绍腔式熔盐吸热器应力特性的分析方法. 根据弹性力学理论可知, 腔式熔盐吸热器内吸热管的等效热应力 σ_{eq} 在柱坐标形式下可分解为三个方向的主应力: 径向热应力 σ_r 、切向热应力 σ_θ 与轴向热应力 σ_z , 见图5所示. 特别地, 对薄壁壳体结构的熔盐吸热管来说, 切向热应力 σ_θ 是造成吸热管壁应力失效的最大主应力[22]. 因此, 本文对腔式熔盐吸热器进行应力分析时以切向热应力为主要考察对象, 具体计算式见公式(13). 可以看到, 当熔盐吸热管的几

图5 吸热管壁三向应力状态

Figure 5 Principal stress of tube

何与物性参数一定时, 腔式熔盐吸热器的热应力分布规律主要取决于通过耦合换热模拟方法计算获得的吸热管壁的温度梯度 ΔT_w .

$$\sigma_\theta = \frac{\alpha_w E_w \Delta T_w}{2(1-\nu) \ln \left(\frac{r_{\text{wo}}}{r_{\text{wi}}} \right)} \times \left[1 - \ln \left(\frac{r_{\text{wo}}}{r_w} \right) - \frac{r_{\text{wi}}^2}{r_{\text{wo}}^2 - r_{\text{wi}}^2} \left(1 + \frac{r_{\text{wi}}^2}{r_w^2} \right) \ln \left(\frac{r_{\text{wo}}}{r_{\text{wi}}} \right) \right]. \quad (13)$$

下面详细介绍腔式熔盐吸热器应力失效的评估方法. 由于运行过程中在高温熔盐腐蚀作用下熔盐吸热管的应力强度性能会劣化, 若吸热管的应力强度因子 K_I 高于吸热管材劣化后的临界应力强度因子(断裂韧性) K_{Ic} , 吸热管壁就会应力断裂失效[23], 造成吸热器熔盐泄露, 严重影响整个热发电系统的安全运行. 根据断裂力学理论, 腔式熔盐吸热器应力断裂失效可采用线弹性断裂判据[23]进行安全评定, 即当运行过程中吸热管材的应力强度因子 K_I 达到断裂韧性 K_{Ic} 时, 就认为吸热管已经断裂失效, 如公式(14)所示. 也就是说, 为防止熔盐吸热器应力断裂失效, 熔盐吸热管在运行时的应力强度因子 K_I 必须低于管材的断裂韧性 K_{Ic} .

$$K_I \leq K_{Ic}. \quad (14)$$

由上可知, 应力强度因子 K_I 与断裂韧性 K_{Ic} 是对腔式熔盐吸热器进行应力断裂失效评估的关键参量, 下面详细介绍确定应力强度因子与断裂韧性的关键步骤.

(i) 熔盐吸热管壁的应力强度因子 K_I . 应力强

度因子 K_I 是表征材料断裂性能的重要参量, 计算式见公式(15)所示. 其中, σ_θ 为吸热管壁切向热应力, 由光-热-力耦合模拟方法计算获得; a 为熔盐吸热管壁产生的裂纹尺寸; $f(\xi)$ 为裂纹几何修正系数, $\xi=a/\delta$, δ 为吸热管壁厚. 从公式(15)可以看到, 切向热应力 σ_θ 与壁面裂纹尺寸 a 是控制断裂失效是否发生的关键因素. 根据断裂力学理论, 通常认为裂纹尺寸 a 达到0.1~0.3 mm时, 就意味着部件已经应力断裂失效[24]. 因此, 本文以0.1~0.3 mm的裂纹长度作为控制腔式熔盐吸热器是否产生断裂失效的关键参量.

$$K_I = \sigma_\theta \sqrt{\pi a} f(\xi). \quad (15)$$

(ii) 熔盐吸热管材的断裂韧性 K_{Ic} . 断裂韧性 K_{Ic} 也称临界应力强度因子, 是材料抵抗断裂的重要强度性能指标, 通常由实验测得. 值得注意的是, 在腐蚀环境中材料的断裂韧性 K_{Ic} 会明显劣化, 劣化后的断裂韧性 K_{ISCC} 一般是未腐蚀时断裂韧性 K_{Ic} 的0.2~0.5倍[24], 即:

$$K_{ISCC} = (0.2 \sim 0.5) K_{Ic}. \quad (16)$$

综上所述, 由于熔盐吸热管材的断裂韧性受腐蚀影响显著, 则根据公式(14)~(16), 腔式熔盐吸热器产生应力断裂失效的评估公式可改写为

$$\sigma_\theta \sqrt{\pi a} f(\xi) \leq K_{ISCC}. \quad (17)$$

3 结果与讨论

下面根据第2节介绍的光-热-力耦合的一体化模拟方法, 首先依次探讨了典型工况下吸热器的太阳辐射能流、温度以及热应力的时空分布特性; 接着, 着重考察了吸热管导热性能、熔盐流路布置方式对熔盐吸热器的光-热-力耦合特性的影响规律; 最后, 基于断裂力学理论, 提出了光-热-力耦合条件下腔式熔盐吸热器应力失效的判定准则.

3.1 时空分布特性

基于第2节介绍的腔式熔盐吸热器的光-热-力耦合模拟方法, 本文首先对熔盐流路布置方式为从高能流密度区至低能流密度区(布置-1)的腔式熔盐吸热器进行了光-热-力耦合模拟分析. 图6为相应的熔盐流路布置示意图. 图7给出了通过MCRT与Gebhart耦合的光学模拟方法获得的夏至日11:00, 12:00, 13:00等不同时刻吸热壁面的辐射能流分布云图, 并以此能流分布为热源项进行下一步的耦合换热模拟分析.

图6 (网络版彩色)吸热面熔盐流动布置方式示意图(布置-1)

Figure 6 (Color online) Diagram of molten salt flow layout (Layout-1)

图7 (网络版彩色)夏至日不同时刻吸热壁面的辐射能流分布. (a) 11:00; (b) 12:00; (c) 13:00

Figure 7 (Color online) Heat flux distribution on absorber surfaces at summer solstice with different time. (a) 11:00; (b) 12:00; (c) 13:00

可以看到,吸热器表面的能流分布极不均匀,吸热面2的能流密度远高于吸热面1与吸热面3;此外,时空变化对吸热器辐射能流的影响较为显著,正午时刻吸热面的辐射能流呈左右对称分布,且由于正午时刻下太阳高度角最大导致峰值能流密度最高;同时,由于不同时刻的太阳方位角发生变化,从而导致上午11时的辐射能流分布与下午13时略有不同。

图8给出了通过耦合换热模拟方法计算获得的夏至日11:00, 12:00, 13:00等不同时刻吸热外壁面的温度分布云图。可以看到,在非均匀的辐射能流照射下,吸热外壁面的温度分布也呈强烈的非均匀性,布

图8 (网络版彩色)夏至日不同时刻吸热外壁面的温度分布。(a) 11:00; (b) 12:00; (c) 13:00
Figure 8 (Color online) Temperature distribution on absorber surfaces at summer solstice with different time. (a) 11:00; (b) 12:00; (c) 13:00

置-1条件下,辐射能流较高的吸热面2的温度明显低于吸热面1与吸热面3;同时,不同时刻对吸热外壁面温度的影响不太明显,这是由于各时刻熔盐吸热量相同,即使太阳辐射能流分布在吸热外壁面上随时间发生变化,不同时刻下吸热外壁面温度的变化也不显著。

在获得腔式熔盐吸热器的非均匀温度分布后,采用2.3节介绍的力学分析方法,就可进行应力特性分析。根据公式(13)可知,当吸热器的结构与物性参数给定时,吸热壁面的温度梯度是影响热应力分布的主要因素。图9给出了夏至日11:00, 12:00, 13:00等不同时刻下吸热管外壁沿程的温度梯度分布。图10与图11分别给出了不同时刻下吸热外壁面的热应力分布云图与吸热管外壁沿程的热应力分布。可以看到,在非均匀的辐射能流照射下,吸热外壁面的热应力分布也呈现强烈的非均匀性,吸热面2的热应力远高于吸热面1与3,结合图7与图9可知,这是由于吸热面2较高的辐射能流使得壁面产生较大的温度梯度导致的;同时,外壁面的热应力分布会随时间产生偏移,但峰值热应力位置即吸热器易产生应力失效的区域不会随时间偏移,仍处于峰值能流位置;此外,由于正午12时的峰值能流最高,导致壁面温度梯度最大,使得峰值热应力也最大,为31 MPa,与上午11点与下午13时相比,峰值热应力分别增加11%与10%。

3.2 吸热管材的影响

吸热管的导热性能对吸热器内的耦合换热过程具有重要影响,进而影响吸热管壁温度梯度,而热应

图9 (网络版彩色)不同时刻对吸热管外壁沿程温度梯度的影响。(a) 11:00; (b) 12:00; (c) 13:00
Figure 9 (Color online) Temperature difference distribution on absorber walls at summer solstice with different time. (a) 11:00; (b) 12:00; (c) 13:00

图 10 (网络版彩色)不同时刻下吸热外壁面的热应力分布. (a) 11:00; (b) 12:00; (c) 13:00

Figure 10 (Color online) Thermal stress distribution on absorber surfaces at summer solstice with different time. (a) 11:00; (b) 12:00; (c) 13:00

力又随吸热管壁径向温度梯度的变化而变化. 因此, 接下来将探讨夏至日正午时刻的太阳辐射能流分布条件下, 吸热管材料对腔式熔盐吸热器的光-热-力耦合特性的影响. 图12给出了布置-1条件下, 316H、316L与800H三种典型吸热管材下吸热管外壁沿程的温度梯度分布. 可以看到, 不同管材对吸热外壁面温度梯度的影响较为显著, 800H管材下的温度梯度最大, 吸热管材为316H时的温度梯度最小. 这是因为相同辐射能流分布条件下, 800H管材导热性能最差导致壁面温度梯度最高, 而采用导热性能较好的

图 11 (网络版彩色)不同时刻下吸热外壁面沿程热应力分布. (a) 11:00; (b) 12:00; (c) 13:00

Figure 11 (Color online) Thermal stress distribution on absorber walls at summer solstice with different time. (a) 11:00; (b) 12:00; (c) 13:00

图 12 (网络版彩色)不同管材的沿程管壁温度梯度分布. (a) 316H; (b) 316L; (c) 800H

Figure 12 (Color online) Temperature difference distribution on absorber walls with different tube material. (a) 316H; (b) 316L; (c) 800H

316H管材, 壁面温度梯度最小.

图13与14分别给出了不同管材下吸热外壁面的热应力分布云图与管外壁沿程的热应力分布. 可以看到, 不同吸热管材对热应力的影响较为显著, 结合图12给出的沿程温度梯度分布可知, 由于800H管材导热性能最差, 导致热应力最大, 峰值热应力为49 MPa. 而采用导热性能较好的316H管材, 热应力最大值为31 MPa, 与800H管材相比, 热应力值降低了37%. 可见, 在吸热器的结构优化设计过程中, 应选用导热性能好的吸热管材, 以降低吸热器的热应力水平.

3.3 不同流路布置方式的影响

熔盐在吸热器内有不同的流路布置方式, 主要有从高能流密度区向低能流密度区的布置方式(布置-1)(如图6所示)与从低能流密度区向高能流密度区的布置方式(布置-2)(如图15所示). 由于熔盐不同的

图 13 (网络版彩色)不同管材下吸热外壁面的热应力分布情况
Figure 13 (Color online) Thermal stress distribution on absorber surfaces with different tube materials.(a) 316H; (b) 316L; (c) 800H

图 14 (网络版彩色)不同管材的沿程热应力分布(布置-1)
Figure 14 (Color online) Thermal stress distribution on absorber walls with different tube materials.(a) 316H; (b) 316L; (c) 800H

图 15 (网络版彩色)吸热面流路布置示意图(布置-2)
Figure 15 (Color online) Diagram of molten salt flow (Layout-2)

流路布置方式会影响吸热器的温度分布, 进而影响吸热器的热应力分布, 因此, 同样在典型的夏至日正午时刻的辐射能流分布条件下, 接下来又对比分析了这两种布置方式对腔式熔盐吸热器的光-热-力耦合特性的影响。

图16给出了两种布置方式下吸热外壁面的温度分布。从图16可以看到, 不同的布置方式对吸热外壁面的温度分布影响显著, 与布置-1相比, 布置-2条件

图 16 (网络版彩色)不同流路布置方式对吸热外壁面温度分布的影响。(a) 布置-1; (b) 布置-2
Figure 16 (Color online) Temperature distribution on absorber surfaces with different flow layouts. (a) Layout-1; (b) Layout-2

下吸热外壁面的温度分布更均匀. 图17给出了两种布置方式下吸热管壁的沿程温度梯度分布. 可以看到, 吸热壁面温度梯度随流路布置方式的变化也较为明显. 在吸热面2区域, 布置-2下的壁面温度梯度明显低于布置-1, 且分布更加均匀.

图18给出了两种布置方式下吸热外壁面的热应力分布云图. 可以看到, 不同流路布置方式对吸热外

壁面热应力的影响显著, 与布置-1相比, 布置-2下吸热外壁面的热应力分布更加均匀, 热应力会更低; 同时结合图19给出的吸热管外壁沿程的热应力可知, 布置-2下管外壁的峰值热应力与布置-1相比可降低20%. 因此, 为避免腔式熔盐吸热器产生应力断裂失效, 应优选熔盐从低能流区向高能流区的流路布置方式(布置-2).

3.4 应力失效准则

前面已分析了腔式熔盐吸热器随时空变化的光-热-力耦合特性, 并明晰了腔式熔盐吸热器的热应力分布规律. 为了进一步探讨随时空变化的辐射能流条件下腔式熔盐吸热器是否会产生应力失效, 本节基于光-热-力耦合模拟方法计算获得的腔式熔盐吸热器内部的非均匀温度分布特性, 并结合2.3节介绍的应力失效的分析方法, 提出了腔式熔盐吸热器应力断裂失效的临界能流密度的评估准则. 下面介绍关键的分析步骤.

由2.3节中的公式(17)可知, 当熔盐吸热管材的断裂韧性 K_{ISCC} 与允许存在的裂纹长度 a 等重要参数一定时, 热应力 σ_0 就成为了控制腔式熔盐吸热器是否应力断裂失效的关键因素. 同时, 从公式(13)可以看到, 热应力受壁面径向温度梯度 ΔT_w 影响, 而太阳辐射能流密度与腔体内复杂的耦合换热过程又影响壁面温度梯度. 基于此, 为了定量表征热应力、辐射能流密度以及腔体内耦合换热性能之间的关系, 以便于对熔盐吸热器进行断裂失效评估, 本文又进行了如下分析:

对腔式熔盐吸热器进行耦合换热分析时, 若吸

图 17 (网络版彩色)不同流路布置方式对吸热管壁沿程温度梯度的影响. (a) 布置-1; (b) 布置-2

Figure 17 (Color online) Temperature difference distribution on absorber walls with different flow layouts. (a) Layout-1; (b) Layout-2

图 18 (网络版彩色)不同流路布置方式下吸热外壁面的热应力分布. (a) 布置-1; (b) 布置-2

Figure 18 (Color online) Thermal stress distribution on absorber surfaces with different flow layouts. (a) Layout-1; (b) Layout-2

图 19 (网络版彩色)不同流路布置方式下吸热管外壁沿程热应力的分布. (a) 布置-1; (b) 布置-2

Figure 19 (Color online) Thermal stress distribution on absorber walls with different flow layouts. (a) Layout-1; (b) Layout-2

热器内的辐射能流密度给定, 且不考虑腔体内复杂的耦合换热过程, 则根据公式(18)可计算得到只考虑管壁径向导热过程时吸热管的温度梯度 $\Delta T_{w,t}$ 。然而, 由于运行过程中吸热管壁与外界环境之间存在对流与辐射换热过程, 这样通过耦合换热模拟计算获得的壁面实际温度梯度 ΔT_w 会低于只考虑管壁径向导热过程的温度梯度 $\Delta T_{w,t}$ 。

$$Q_{\text{abs,flux}} = \frac{\lambda_w}{r_w} \times \frac{\Delta T_{w,t}}{\ln(r_{wo}/r_{wi})}, \quad (18)$$

图20给出了只考虑管壁径向导热过程与综合考虑腔体内复杂的耦合换热过程时不同吸热管材的径向温度梯度分布规律。可以看到, 当吸热器的辐射能流给定时, 通过耦合换热分析获得的壁面径向温度梯度 ΔT_w 均低于只考虑管壁径向导热过程(未考虑其他复杂耦合换热过程)时的壁面温度梯度 $\Delta T_{w,t}$ 。公式(19)给出了二者的关系式。其中, n_{loss} 定义为由腔式吸热器与外界环境之间的对流-辐射换热过程引起的热损失因子。需要说明的是, 不同的腔式吸热器结构形式与吸热管材条件下吸热器与外界环境之间的对流-辐射换热损失不尽相同, 进而影响热损失因子的大小, 但其值应在0~1之间。以本文所建立的典型的腔式熔盐吸热器结构形式为例, 吸热管材分别为吸热器常用的316H、316L与800H材料时, 热损失因子最大值分别为0.29、0.32与0.33。

$$\Delta T_w = \Delta T_{w,t} \times n_{\text{loss}}, \quad (19)$$

此时, 将公式(19)代入公式(18), 则有:

$$Q_{\text{abs,flux}} = \frac{\lambda_w}{r_w} \times \frac{\Delta T_w}{\ln(r_{wo}/r_{wi})} \times \frac{1}{n_{\text{loss}}}, \quad (20)$$

式中, $Q_{\text{abs,flux}}$ 为吸热壁面接收的太阳辐射能流密度,

图 20 (网络版彩色)只考虑导热过程与综合考虑耦合换热过程时吸热壁面的温度梯度分布(布置-1)

Figure 20 (Color online) Distribution of temperature difference with different thermal performance analysis method (Layout-1)

n_{loss} 为吸热器的热损失因子, ΔT_w 为只考虑吸热管壁径向导热过程计算得到的壁面温差。

接下来结合公式(13)、(17)与(20), 可进一步以整理得到腔式熔盐吸热器断裂失效时的临界能流密度评估准则, 如公式(21)所示, 其中, B 与 K 分别为与吸热器结构、材料有关的常数。也就是说, 若已知吸热管材的断裂韧性 K_{ISCC} , 则根据公式(21)即可计算获得腔式熔盐吸热器应力断裂失效所需的临界能流密度值。

$$Q_{\text{abs,flux}} \leq \frac{K_{\text{ISCC}}}{\sqrt{0.7\pi} \times K \times B \times \sqrt{\delta} \times f(\xi)}, \quad (21)$$

$$\begin{cases} B = n_{\text{loss}} r_w \left[1 - \frac{r_{wi}^2}{r_{wo}^2 - r_{wi}^2} \left(1 + \frac{r_{wi}^2}{r_{wo}^2} \ln \left(\frac{r_{wo}}{r_{wi}} \right) \right) \right], \\ K = \frac{\alpha_w E_w}{2\lambda_w (1-\nu)}. \end{cases} \quad (22)$$

下面采用本文提出的失效准则对典型的316L吸热管材的腔式熔盐吸热器进行应力失效评估, 其中, 316L吸热管材的断裂韧性 K_{ISCC} 变化范围在10.67~26.67 MPa m^{1/2}之间^[25]。图21给出了典型316L吸热管材的腔式熔盐吸热器应力失效时所需的临界能流密度随不同断裂韧性 K_{ISCC} 的变化情况。可以看到, 吸热管壁应力断裂失效所需的临界能流密度随着材料断裂韧性的增加而升高。当吸热管材的断裂韧性 K_{ISCC} 为17.76 MPa m^{1/2}时, 腔式熔盐吸热器断裂失效所需的临界能流密度为1.0 MW m⁻²(为目前已建塔式

图 21 (网络版彩色)不同断裂韧性对吸热器应力失效所需临界能流密度的影响

Figure 21 (Color online) Influence of heat flux with different fracture toughness

电站中吸热器的峰值能流). 也就是说, 当316L吸热管材的断裂韧性 K_{ISCC} 高于 $17.76 \text{ MPa m}^{1/2}$ 时, 由于腔式熔盐吸热器断裂失效所需的临界能流密度高于目前塔式热发电系统中的峰值能流 1.0 MW m^{-2} , 吸热器在运行过程中不会发生应力断裂失效现象, 处于安全区. 反之, 当吸热管材的断裂韧性 K_{ISCC} 低于 $17.76 \text{ MPa m}^{1/2}$ 时, 则吸热器会存在应力断裂失效风险. 可以看到, 吸热管材的断裂韧性是影响腔式熔盐吸热器是否产生应力断裂失效的重要参量, 因此, 在腔式熔盐吸热器结构优化设计过程中, 应选择具有较高断裂韧性的吸热管材料, 以防止吸热器在高温流密度下产生应力断裂失效.

4 结论

本文针对腔式熔盐吸热器开展了随时空变化的光-热-力耦合一体化模拟研究与应力失效分析. 首先基于本团队前期已提出的蒙特卡洛光线追迹(MCRT)与杰勃哈特(Gebhart)耦合的光学模拟方法, 在综合考虑了腔体内复杂的导热-对流-辐射耦合换热过程的前提下, 建立了腔式熔盐吸热器的光-热-力耦合的一体化数值分析模型. 在此基础上, 探讨了吸热器的太阳辐射能流、温度与热应力的时空分布特性, 并重点分析了不同的吸热管材与熔盐流动布置方式对吸热器的光-热-力耦合特性的影响规律. 最后, 基于断裂力学理论, 提出了光-热-力耦合条件下腔式熔盐吸热器应力失效的临界能流密度评估准则. 得到的主要结论如下:

(1) 太阳辐射能流分布在吸热表面呈强烈的非

均匀性; 非均匀的辐射能流对吸热器的温度与热应力分布影响显著, 温度与热应力分布也呈现强烈非均匀性; 高能流密度区的吸热壁面热应力远高于低能流密度区吸热面, 峰值能流密度位置的热应力最大.

(2) 吸热壁面的辐射能流与热应力分布随时空变化显著, 但温度分布变化不明显; 例如, 正午时刻的峰值能流最高, 导致壁面热应力最大, 与上午11时与下午13时相比, 峰值热应力会增加10%.

(3) 相同的辐射能流条件下, 不同管材对吸热器温度的影响不明显, 但对热应力的影响较为显著, 采用高导热性能的吸热管材可使壁面获得更低的热应力. 例如, 与导热性能较差的800H管材相比, 采用高导热性能的316H吸热管材后峰值热应力可降低37%.

(4) 与此同时, 不同的熔盐流路布置方式也对吸热器的温度与热应力分布影响较为明显. 例如, 采用低能流密度区向高能流密度区的熔盐流路布置方式后吸热壁面的温度分布更均匀, 有利于降低热应力峰值, 与相反的流动布置方式相比, 峰值热应力可降低20%左右.

(5) 管材的断裂韧性是控制吸热器断裂失效的关键参数, 由本文提出的应力失效的临界能流密度判定准则表明, 管材的断裂韧性劣化越严重, 导致吸热器应力断裂失效所需的临界能流越低, 从而增加吸热器失效的风险. 例如, 当316L吸热管材的断裂韧性 K_{ISCC} 低于 $17.76 \text{ MPa m}^{1/2}$ 时, 吸热器应力断裂失效所需的临界能流会低于目前塔式热发电系统运行过程中的峰值能流 1.0 MW m^{-2} , 此时熔盐吸热器就可能会应力断裂失效.

参考文献

- 1 Ho C K, Iverson B D. Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power. *Renew Sust Energy Rev*, 2014, 29: 835–846
- 2 Qiu Y, He Y L, Li P W, et al. A comprehensive model for analysis of real-time optical performance of a solar power tower with a multi-tube cavity receiver. *Appl Energy*, 2017, 185: 589–603
- 3 He Y L, Wang K, Du B C, et al. Non-uniform characteristics of solar flux distribution in the concentrating solar power systems and its corresponding solutions: A review (in Chinese). *Chin Sci Bull*, 2016, 61: 3208–3237 [何雅玲, 王坤, 杜保存, 等. 聚光型太阳能热发电系统非均匀辐射能流特性及解决方法的研究进展. *科学通报*, 2016, 61: 3208–3237]
- 4 Du B C, He Y L, Zheng Z J, et al. Analysis of thermal stress and fatigue fracture for the solar tower molten salt receiver. *Appl Therm Eng*, 2016, 99: 741–750
- 5 He Y L, Xiao J, Cheng Z D, et al. A MCRT and FVM coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector. *Renew Energy*, 2011, 36: 976–985
- 6 Fernández A G, Cortes M, Fuentealba E, et al. Corrosion properties of a ternary nitrate/nitrite molten salt inconcentrated solar technology. *Renew Energy*, 2015, 80: 177–183

- 7 Yatomi M, Davies C M, Nikbin K M. Creep crack growth simulations in 316H stainless steel. *Eng Fract Mech*, 2008, 75: 5140–5150
- 8 Cabet C, Carroll L, Wright R. Low cycle fatigue and creep-fatigue behavior of Alloy 617 at high temperature. *J Press Vessel Technol*, 2013, 135: 061401
- 9 Fan Z C, Smith D J, Chen X D, et al. Creep-fatigue lives prediction and sensitivity study of 316H at 550°C. *Acta Metall Sin*, 2011, 24: 132–140
- 10 Liao Z R, Li X, Xu C, et al. Allowable flux density on a solar central receiver. *Renew Energy*, 2014, 62: 747–753
- 11 Sánchez-González A, Rodríguez-Sánchez M R, Santana D. Aiming strategy model based on allowable flux densities for molten salt central receivers. *Sol Energy*, 2016, doi.org/10.1016/j.solener.2015.12.055
- 12 Ortega J, Khivsara S, Christian J, et al. Coupled modeling of a directly heated tubular solar receiver for supercritical carbon dioxide Brayton cycle: Structural and creep-fatigue evaluation. *Appl Therm Eng*, 2016, 109: 970–978
- 13 Neises T W, Wagner M J, Gray A K. Structural design considerations for tubular power tower receivers operating at 650°C. In *Proceedings of the 8th International Conference on Energy Sustainability*, Boston, 2014
- 14 Ortega J D, Christian J M, Ho C K. Structural analysis of a direct heated tubular solar receiver for supercritical CO₂ brayton cycle. In: *Proceedings of the 9th International Conference on Energy Sustainability*, San Diego, 2015
- 15 Yu Q, Wang Z F, Xu E S, et al. Modeling and simulation of 1MWe solar tower plant's solar flux distribution on the central cavity receiver. *Simul Model Pract Theory*, 2012, 29: 123–136
- 16 Litwin R Z. Receiver system: Lessons learned from Solar Two. Sandia National Laboratories. 2002
- 17 Wang K, He Y L, Qiu Y, et al. A novel integrated simulation approach couples MCRT and Gebhart methods to simulate solar radiation transfer in a solar power tower system with a cavity receiver. *Renew Energy*, 2016, 89: 93–107
- 18 Wang K, He Y L, Qiu Y, et al. Integrated numerical study on the coupled photon-thermal conversion process in the central solar molten salt cavity receiver (in Chinese). *Chin Sci Bull*, 2016, 61: 1640–1649 [王坤, 何雅玲, 邱羽, 等. 塔式太阳能熔盐腔体吸热器一体化光热耦合模拟研究. *科学通报*, 2016, 61: 1640–1649]
- 19 Yang S M, Tao W Q. *Heat Transfer*. 4th ed. (in Chinese). Beijing: Higher Education Press, 2006. 243–252 [杨世铭, 陶文铨. *传热学*. 第四版. 北京: 高等教育出版社, 2006. 243–252]
- 20 Siebers D L, Kraabel J S. Estimating convective energy losses from solar central receivers. Sandia National Laboratories, Livermore, CA (USA). 1984
- 21 Li X, Kong W, Wang Z, et al. Thermal model and thermodynamic performance of molten salt cavity receiver. *Renew Energy*, 2010, 35: 981–988
- 22 Rodríguez-Sánchez M R, Soria-Verdugo A, Almendros-Ibáñez J A, et al. Thermal design guidelines of solar power towers. *Appl Therm Eng*, 2014, 63: 428–438
- 23 Chen C Y. *Fatigue and Fracture* (in Chinese). Wuhan: Huazhong University of Science & Technology Press, 2002. 95–109 [陈传尧. *疲劳与断裂*. 武汉: 华中科技大学出版社, 2002. 95–109]
- 24 Li Z N, Guan Z D, Zhang J K, et al. *Fracture Mechanics* (in Chinese). Beijing: Beihang University Press. 2012. 229–248 [酃正能, 关志东, 张纪奎, 等. *应用断裂力学*. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2012. 229–248]
- 25 Jia Q, Zhao P Y, Qing S X. Experimental study of 316L stainless steel three-point bend specimen fracture toughness under different strain rates. *China Meas Test*, 2016, 42: 13–16

Summary for “太阳能腔式熔盐吸热器随时空变化的光-热-力耦合一体化方法、机理分析及其失效准则研究”

Study on the coupled photon-thermal-stress integration method, characteristics with time and failure criterion in the solar molten salt cavity receiver

HE YaLing*, DU BaoCun, WANG Kun, QIU Yu & LIU ZhanBin

Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering of Ministry of Education, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China

* Corresponding author, E-mail: yalinghe@mail.xjtu.edu.cn

In this paper, the studies on the characteristics with time and failure criterion in the solar molten salt cavity receiver are carried out based on the coupled photon-thermal-stress integration method. Especially, the truly non-uniformed solar heat flux in the cavity receiver with different time are simulated using the optical simulation approach coupling the Monte Carlo ray tracing and Gebhart methods proposed by our team. Besides, the complex coupled heat transfer process of conduction, convection and radiative in the receiver are also comprehensively considered. Based on the integrally model, the solar flux, temperature and thermal stress on the absorber surfaces with different time are obtained. Then, the influences of different tube materials, flow layouts of molten salt on the coupling performances of photon-thermal-stress conversion process are discussed. Finally, the stress failure criterion in the molten salt cavity receiver is proposed based on the fracture mechanics theory. The results show that the temperature and thermal stress are influenced significantly by the non-uniformed solar flux, the distribution of temperature and thermal stress are also extremely non-uniformed. The solar flux and thermal stress change remarkably with different time, the peak heat flux and stress are maximum at 12:00 noon, and the peak thermal stress could increase by 11% and 10% compared with 11:00 and 13:00. It is also found that the peak thermal stress would be reduced effectively when the receiver tube with better thermal conductivity property and the molten salt flow layout which is from low-flux area to high-flux area are adopted. For example, compared with 800H receiver tube, the peak thermal stress of 316H tube could be reduced by 37%. Meanwhile, the peak thermal stress of flow layout which is from low to high flux area would be 20% lower than that with the opposite layout. The fracture toughness of receiver tube, which is influenced by the molten salt corrosion, is one of the key parameters to assess stress failure. Based on the stress failure criterion of critical solar flux proposed by this paper, the critical heat flux of stress failure would exhibit a decreasing trend when the fracture toughness degradation is serious in the molten salt receiver.

solar energy utilization, molten salt cavity receiver, coupled photon-thermal-stress, stress failure

doi: 10.1360/N972017-00991