槽式太阳能集热管传热损失性能的数值研究

熊亚选, 吴玉庭*, 马重芳, Modibo Kane TRAORE, 张业强

北京工业大学传热强化与过程节能教育部重点实验室暨传热与能源利用北京市重点实验室, 北京 100124

* E-mail: wuyuting@bjut.edu.cn

收稿日期: 2009-02-05; 接受日期: 2009-06-11

国家自然科学基金重点项目(批准号: 50736005)和北京市自然科学基金重点项目(批准号: 3081002)资助

摘要 通过分析槽式太阳能集热管热损失的计算方法和传热过程, 建立了槽式太阳能集热管传热损失性能计算分析的二维稳态经验模型, 模型的计算结果与试验数据基本一致, 验证了模型的有效性. 利用该二维稳态经验模型系统地研究了环境风速、温差、选择性涂层和环形空间气体压力对两种商业化槽式太阳能集热管传热损失性能的影响, 并进行了对比分析. 结果表明: 选择性涂层的性能和环形空间气体压力是影响集热管热损失的两个主要因素, 也是保持集热管热性能的关键; 环境风速对集热管热损失影响相对较小, 而工作温差对集热管热损失的影响较大; 新一代集热管在热性能上有了很大提高.

关键词

槽式太阳能集热管
二维经验模型
热性能
环形空间压力
选择性涂层
环境风速

槽式太阳能集热管(以下简称集热管, HCE)是槽式太阳能聚光集热器的关键部件之一, 由玻璃套管、同轴位于其内部的且外表面涂有太阳选择性吸收涂层的金属吸热管、波纹管、玻璃金属封等部分组成, 玻璃套管与金属吸热管之间抽成真空状态, 其结构如图 1 所示. 在集热管工作的过程中, 金属吸热管吸收太阳辐射并将其转化为高温热能, 然后将收集到的热能传递给集热管内流动的传热流体, 在这个过程中伴随着大量的热损失. 该热损失通过玻璃套管、波纹管及集热管端部的支撑部位等 3 部分热损失组成, 其占聚光集热系统能量损失的很大一部分, 是衡量集热管热性能的重要参数, 因此对槽式太阳能集热管热性能的研究显得尤为重要.

对槽式太阳能集热管热损失性能的研究可分为两种不同的方法: 工作状态测量法和背太阳测量法. 工作状态测量法是指聚光集热器处于工作状态时, 对集热管的热性能进行试验研究. 该方法只能在白

图 1 槽式太阳能真空集热管

1, 波纹管; 2, 玻璃套管; 3, 吸热管; 4, 吸气剂; 5, 吸气剂支架

天太阳辐射正常的情况下进行. 背太阳测量法是指遮挡来自太阳的直接或间接辐射, 使之不能辐射到被测集热管上, 实现集热管自身的热能平衡的方法. 该方法可在白天、晴天的晚上或室内进行. 文献[1, 2]采用背太阳测量法, 利用稳态热平衡原理对槽式太阳能集热管的热损失性能进行了试验研究, 得到了稳态平衡条件下集热管部分热性能参数; 文献[3~5]采用背太阳测量法, 利用准静态平衡原理对槽式太阳能集热管的热性能进行了试验研究, 得到了准静态条件下集热管的部分热性能参数; 考虑到集热管

现场采用背太阳测量法的不便, 文献[6, 7]采用工作状态测量法, 利用能够屏蔽太阳光的热红外成像仪或高温计, 分别对现场集热管的金属吸热管和玻璃套管外壁温度进行测量, 定性地对现场集热管的热性能进行评估, 进行集热管热性能有效性判断。

Soteris Kalogirou 等人^[8]对直接蒸汽系统进行了数值模拟, 对直接蒸汽的槽式太阳能聚光集热系统进行了优化计算与性能评估。该文主要从系统的角度对组成系统的各个部件的热损失进行了计算, 研究了太阳辐射强度(每天不同时刻)对蒸汽产量的影响, 对系统的主要部件进行了优化, 以提高蒸汽产量为目的。该文的目的是对整个蒸汽产生系统进行建模, 进行系统优化及系统性能评估, 最终是为了使系统的启动所需能量最小化。王志峰^[9]通过对单轴跟踪太阳聚集系统(PTC)进行了光学分析, 研究了聚光器聚光后聚焦在金属吸热管外表面辐射能流分布状况, 通过求解连续性方程、动量守恒方程、能量守恒方程和 $k-\varepsilon$ 湍流模型及边界条件所组成非线性方程组, 对以金属吸热管外壁面为边界的金属吸热管内传热流体的混合流动及传热过程进行了数值研究。上述文献及与其类似的文献均没有涉及到集热管传热过程的建模, 更没有研究以下几方面的问题: 选择性涂层对集热管热性能的影响; 环形空间对集热管热性能的研究; 环境风速对集热管热性能的影响等问题。

现有集热管热性能的试验研究只能对宏观的外部影响因素如特定环境风速、天空温度在某些特定条件下进行试验研究, 无法对环形空间在不同压力条件下、太阳选择性吸收涂层性能衰减对集热管性能参数进行研究, 环境风速较大条件下进行集热管性能试验研究也比较困难。因此, 上述试验研究方法具有一定的局限性。

作为槽式太阳能聚光集热关键技术研究的一部分, 槽式太阳能集热管的设计与优化是上述课题中非常重要的一部分。本文采用背太阳测量法与稳态传热平衡原理相结合的思想, 通过虚拟外部热源加热使集热管自身达到传热平衡的思想对集热管的传热过程进行建模。本模型也是对文献[1, 2]中试验研究方法的数值建模。

文中经验模型的建立将为研发过程中集热管性能评估提供非常重要的帮助, 对集热管的研发具有很重要的意义, 可用于槽式太阳能集热管设计、优化过程中的计算、分析与性能评估, 以解决以下几个方

面的问题: 计算分析拟环形空间内真空度对集热管性能的影响; 计算分析不同选择性吸收涂层及老化选择性涂层对集热管性能的影响; 计算、分析不同环境风速、环境温度及天空温度对集热管热性能的影响。同时, 本文将为后续课题建立考虑太阳辐射聚光、集热管周向温度不均等多种因素在内的槽式太阳能聚光集热系统分析评估的三维经验计算模型, 预测聚光集热系统的性能提供一定研究基础。

1 槽式太阳能真空集热管热损失研究方法

集热管工作过程中通过辐射换热、对流换热和热传导的方式将热量传递到环境中, 这部分传递到环境中的热量称为集热管的热损失。

对于槽式太阳能集热管, 集热管的净输出 $\dot{q}_{\text{col}}$ 等于金属吸热管吸收的太阳辐射 $\dot{q}_{\text{abs}}$ 减去集热管的热损失 $\dot{q}_{\text{heatloss}}$:

$$\dot{q}_{\text{col}} = \dot{q}_{\text{abs}} - \dot{q}_{\text{heatloss}} = \dot{q}_m (h_{\text{out}} - h_{\text{in}}). \quad (1)$$

可见, 集热管的净输出能量与集热管进、出口传热流体的比焓和传热流体的质量流量成正比关系。

1.1 表面现场温度测量法

由于太阳能热电站现场测量传热流体温度、流量等上述参数的不可行性及集热管的玻璃套管发射的光谱范围为 $8\sim 14\ \mu\text{m}$ 的特性, 表面现场温度测量法借助于光波识别范围为 $7\sim 14\ \mu\text{m}$ 红外高温计或红外热像仪来测量玻璃套管的外表面温度, 不考虑集热管的传热平衡问题, 通过数学关联式粗略计算集热管的热损失^[6,7]。由于玻璃套管的温度受环境温度、天空温度、风速、太阳辐射、环形空间真空度、选择性涂层的属性等影响很大, 因此这种方法只能作为评估集热管性能的一个相对指标, 提供集热管环形空间真空度损失和选择性涂层可能退化的信息。

1.2 准稳态平衡方法

由于现场测量集热管进出、口流体温度及流体流量及进行试验工作的不便, 如果将聚光集热系统置于非工作状态, 屏蔽来自太阳的直接和间接太阳辐射, 那么此时集热管吸收的能量 $\dot{q}_{\text{abs}} = 0$, (1)式可简化为,

$$\dot{q}_{\text{heatloss}} = \dot{q}_m (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) = \dot{q}_{\text{col}}. \quad (2)$$

从(2)式可以看到集热管的热损失就等于进口流体的焓与出口流体焓的差,即保持集热管在某一进、出口温差、环境条件下保持集热管热稳定状态所需要为流体补充的能量,此时,沿集热管轴向金属吸热管温度逐渐降低.

在保证进、出口传热流体温度测量精度的情况下,尽量提高传热流体的流量,降低集热管进、出口的温度差,此时可以认为热损失是温度的线性函数,用传热流体的平均温度作为计算温度,计算与环境的温差^[3~5].由于传热流体与金属吸热管内表面之间的换热效果较好,认为流体的平均温度等于金属吸热管内壁面的温度^[3].根据(2)式即可得出一定长度集热管在某一测量条件下的热损失量.

1.3 稳态平衡方法

由于上述两种方法的复杂性及高昂的试验成本,如果通过外部热源使金属吸热管的壁面温度沿周向和轴向温度均保持均匀一致并达到稳定状态,那么通过该方法得到的试验数据将会比准静态平衡法试验方法通过周向温度的线性近似得到的结果将更符合实际.

根据上述思想,集热管在某一温差下的热损失可由(3)式表示,

$$\dot{q}_{\text{heatloss}} = P_{\text{heatsource}} \cdot \quad (3)$$

即金属吸热管的壁面温度沿周向和轴向温度均保持均匀一致并达到稳定状态且环境条件保持稳定时集热管的热损失就等于维持集热管系统保持上述稳定状态所需要的外部热源的功率.

2 传热过程的控制方程

下文按照稳态平衡原理对集热管的稳态传热过程进行建模,对集热管的热性能进行分析、评估.

为计算分析的方便,对集热管作如下假设:忽略集热管端部波纹管的热损失;在金属吸热管和玻璃套管壁内沿径向,温度呈线性分布;忽略金属吸热管和玻璃套管壁内可能的周向热传导;忽略选择性吸收涂层及强化透射层的热阻;玻璃的热导系数不变;玻璃套管内壁面和选择性吸收层为灰体,内部为漫反射和漫射辐射;环形空间为无限长同心圆柱体;环形空间内为惰性气体;红外辐射不能穿过玻璃套管;风

向垂直于集热管;集热管是一个无限长的等温水平柱体;有效天空温度低于环境 8℃;集热管是一个凸状灰体.

在上述假设的条件下,集热管的传热可简化为二维稳态传热^[3,10],取垂直于轴向的横截面,沿径向的传热过程如图2所示,径向各界面上的传热均处于平衡状态.

根据集热管的传热过程及能量守恒定律,则有,金属吸热管外壁面3上:

$$\dot{q}_{23\text{cond}} = \dot{q}_{34\text{conv}} + \dot{q}_{34\text{rad}}; \quad (4)$$

玻璃套管内壁面4上:

$$\dot{q}_{34\text{conv}} + \dot{q}_{34\text{rad}} = \dot{q}_{45\text{cond}}; \quad (5)$$

玻璃套管外壁面5上:

$$\dot{q}_{45\text{cond}} = \dot{q}_{56\text{conv}} + \dot{q}_{57\text{rad}}; \quad (6)$$

集热管的热损失:

$$\dot{q}_{\text{HeatLoss}} = \dot{q}_{56\text{conv}} + \dot{q}_{57\text{rad}}. \quad (7)$$

边界条件. 要对由方程(4)~(6)组成的非线性方程组进行求解,除了要给出集热管材料的物理属性参数外,还要给出边界条件 $T_2, T_6, T_7, V_6 \geq 0$ (假定风向垂直于集热管轴向).

热流沿金属吸热管和玻璃套管壁厚方向上的传热符合 Fourier 热传导定律,即:

图2 集热管稳态传热过程

2, 金属吸热管内壁面; 3, 金属吸热管外壁面;
4, 玻璃套管内壁面; 5, 玻璃套管外壁面; 6, 周围空气; 7, 太空

$$\dot{q}_{23\text{cond}} = \frac{2\pi k_{23}(T_2 - T_3)}{\ln(D_3/D_2)}, \quad (8)$$

$$\dot{q}_{45\text{cond}} = \frac{2\pi k_{45}(T_4 - T_5)}{\ln(D_5/D_4)}. \quad (9)$$

环形空间内的对流换热如下.

当 $P_{\text{Annular}} < \sim 133.28 \text{ Pa}$ 压力时, 对流换热主要是分子之间的热传导, $\dot{q}_{34\text{conv}}$ 可以使用以下关联表达式^[11],

$$\dot{q}_{34\text{conv}} = \pi D_3 h_{34} (T_3 - T_4),$$

$$h_{34} = \frac{k_{\text{std}}}{\frac{D_3}{2} \ln\left(\frac{D_4}{D_3}\right) + b\lambda \left(1 + \frac{D_3}{D_4}\right)}.$$

当 $P_{\text{Annular}} > \sim 133.28 \text{ Pa}$, 对流换热主要是自然对流换热, 采用 Raithby-Holland 的水平环形空间自然对流关系式^[12]:

$$\dot{q}_{34\text{conv}} = \frac{2.425 k_{34} (T_3 - T_4) \left(\frac{Pr Ra_{D_3}}{0.861 + Pr_{34}} \right)^{\frac{1}{4}}}{\left(1 + \left(\frac{D_3}{D_4} \right)^{\frac{3}{5}} \right)^{\frac{5}{4}}},$$

$$Ra_{D_3} = \frac{g \beta (T_3 - T_4) D_3^3}{\alpha \nu}.$$

通过环形空间的辐射换热为^[13]:

$$\dot{q}_{34\text{rad}} = \frac{\sigma \pi D_3 (T_3^4 - T_4^4)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{(1 - \varepsilon_4) D_3}{\varepsilon_4 D_4} \right)}.$$

玻璃套管外壁面与环境之间的对流换热为:

$$\dot{q}_{56\text{conv}} = h_{56} \pi D_5 (T_5 - T_6), \quad h_{56} = k_{56} Nu_{D_5} / D_5.$$

当风速 $v_6 \leq 0.1 \text{ m/s}$ 时, Nu_5 借助于 Churchill-Chu 关联表达式^[13],

$$\bar{Nu}_{D_5} = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_{D_5}^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr_{56}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2.$$

当风速 $v_6 \geq 0.1 \text{ m/s}$ (视为有风的情况) 时, Nu_5 采用 Zhukauskas 关联表达式^[13]

$$\bar{Nu}_{D_5} = C \cdot Re_{D_5}^m \cdot Pr_6^n \left(\frac{Pr_6}{Pr_5} \right)^{1/4}.$$

玻璃套管外壁面与天空之间的辐射换热为:

$$\dot{q}_{57\text{rad}} = \sigma \pi D_5 \varepsilon_5 (T_5^4 - T_7^4).$$

3 模型验证

文献[2]中的试验采用稳态平衡原理, 将柱状加热器同心插入金属吸热管内部作为外部热源对金属吸热管内壁面均匀加热, 在集热管端部分别通过两个小加热器实现集热管端部近似绝热状态, 使金属吸热管内壁面温度均匀一致, 并保持整个集热管处于热平衡状态^[1,2], 根据(3)式即可得到集热管在某温差和环境条件下的热损失, 试验中集热管的相关参数数据如表 1 所示, 试验数据及结果见表 2.

计算中使用的集热管几何及物性参数如表 1 所示, 试验对比数据取自文献[2], 见表 2.

表 1 集热管的技术参数

Characters	UVAC2008	UVAC3
Length (m)	4.06	
Working temperature	up to 400°C	
Coatings	$\alpha > 0.96$, $\varepsilon < 0.1$ at 400°C cermet (0.10 @ 400C)'	$\alpha > 0.95$, $\varepsilon < 0.14$ at 400°C cermet (0.14 @ 400C)'
Absorber inner diameter (m)	0.066	
Absorber outer diameter (m)	0.07	
Inner diameter of glass envelop (m)	0.109	
Outer diameter of glass envelop (m)	0.15	
Annular pressure (Pa)	0.013	
End structure	bellow lies outside glass envelop	

表 2 试验数据相关参数^[2]

UVAC3 No. 1				UVAC3 No. 2			
ΔT (K)	T_6 (K)	Uncertainty in ΔT ($\pm K$)	Uncertainty in heat loss (W/m)	ΔT (K)	T_6 (K)	Uncertainty in ΔT ($\pm K$)	Uncertainty in heat loss (W/m)
133.3	22.9	1.6	8.9	126.8	23.7	1.6	8.9
223.9	23	1.6	8.9	171.2	23.8	1.6	8.9
286.3	23.1	1.7	9.0	226.5	22.7	1.6	9.0
328.5	22.7	1.8	9.1	276.9	22.9	1.6	9.1
377.1	23.1	1.9	9.2	276.9	23.5	1.6	9.1
178.3	22.9	1.6	8.9	325.3	24	1.8	9.2
425.6	24.6	2.1	9.4	376.7	23.5	1.9	9.3
—	—	—	—	425.5	24.2	2.1	9.4

图 3 为集热管热损失的计算值与试验值的对比. 由图 3 可以看出, 计算值与试验值吻合的比较好, 计算结果与试验数据的最大误差小于 7%. 低温条件下计算值偏小, 这是合理的, 因为测量值中还包括集热管端部波纹管的散热量; 高温条件下计算值偏大, 这可能是因为高温条件下选择性的发射率测量值较实际值偏大造成的. 此外, 模型假设也会造成计算数据一定的误差. 考虑到试验测量结果的不确定度(见表 2), 本文的理论计算值与试验值基本一致, 计算结果能够反映集热管实际热性能, 计算模型是正确的.

图 3 中的温差 ΔT 为金属吸热管内壁面 T_2 与环境温度 T_6 之差.

4 集热管热损失性能评估与分析

从表 1 给出的 UVAC2008 槽式太阳能集热管的基本技术参数可以看出, 除了在选择性涂层的性能上有较大改进外, 其余参数与 UVAC3 基本相同. 由于还没有关于 UVAC2008 槽式太阳能集热管性能的试验数据, 对该新型集热管的性能了解也较少. 本文根据表 1 提供的相关技术参数运用上文建立的数学模型对该集热管的热性能进行了计算分析, 将其计算结果与 UVAC3 的计算结果进行比较, 如图 4~12 所示, 图中的温差 ΔT 为金属吸热管内壁面 T_2 与环境温度 T_6 之差. 对 UVAC2008 集热管进行计算时统一取 $T_6=20^\circ\text{C}$.

图 4 为 UVAC2008 与 UVAC3 集热管在不同温差下热损失变化曲线. 从图中可以看出, 由于 UVAC2008 与 UVAC3 集热管的主要区别在于

图 3 No. 1 和 No. 2 UVAC3 集热管试验值与计算值对比

图 4 UVAC2008 与 UVAC3 集热管的热损失比较

UVAC2008 集热管选择性涂层的发射率有明显的降低, 从而使得 UVAC2008 集热管在外部条件相同时热损失明显降低, 从而大大提升了集热管的热性能, 实际 UVAC2008 集热管在性能上与 UVAC3 相比确实提高了很多(www.solel.com), 因此选择性涂层的性能对集热管的性能影响非常大. 基于上述对 UVAC2008 集热管的模拟结果, 得到了温差 ΔT 与热损失之间的

关联式:

$$\dot{q}_{\text{heatloss}} = 5 \times 10^{-9} \Delta T^4 + 10^{-6} \Delta T^3 + 5 \times 10^{-4} \Delta T^2 + 0.0266 \Delta T.$$

上式的使用温度范围为 $\Delta T < 450^\circ\text{C}$ 和 $T_{\text{ambient}} < 450^\circ\text{C}$, 适用于新 UVAC2008 集热管。

集热管工作过程中, 由于选择性涂层的高温氧化等会导致选择性涂层的发射率逐渐升高, 吸收率逐渐下降, 集热管的热性能就会不断的降低, 直至集热管失效。

图 5 和 6 为不同温差条件下 UVAC3 和 UVAC2008 集热管的热损失随环境风速的变化趋势图。从图中可以看出, 两曲线的变化趋势是相同的, 随着环境风速的不断增大, 集热管的热损失变化较小。即使在温差 377.1 K 的情况下, 集热管热损失的增加也不超过 20 W/m , 这是由于尽管风速不断增大, 但玻璃套管外壁面的温度降低较小, 在环形空间辐射换热占绝对主导地位的条件下, 通过环形空间的辐射换热热量变化较小。

图 5 不同温差条件下 UVAC3 集热管热损失随风速的

图 6 不同温差条件下 UVAC2008 集热管热损失随风速的变化

图 7 为 UVAC2008 新集热管在不同风速条件下通过环形空间的对流和辐射传热及与热损失的变化示意图。从该图可以看到, 随着风速的变化各部分的传热率变化非常小, 且通过环形空间气体的传热与辐射传热相比可以忽略不计。

图 8 为相近温差条件下两种集热管热损失随风速变化的比较。可以看到: 在相近的温差、环形空间压力和风速条件下, UVAC2008 集热管的热损失与 UVAC3 相比降低了约 66 W/m , 这同样说明 UVAC2008 集热管的性能在 UVAC3 的基础上有了较大提高; 而环境风速对集热管的热损失的影响较小。图 8 的结果与图 5 和 6 的结果一致。

图 9 和 10 为不同温差条件下 UVAC3 和 UVAC2008 集热管热损失随环形空间内压力变化的趋势曲线, 可以看出两条曲线的变化趋势是相同的。从图 9 和 10 可以看出, 在环形空间压力一定的情况下, 随着温差的不断增加, 集热管的热损失不断增加, 其变化趋势一致。图 11 为 UVAC2008 集热管环形空间对流换热、

图 7 UVAC2008 新集热管环形空间辐射、对流和热损失的比较

图 8 相近温差条件下集热管热损失随风速的变化

图 9 不同温差条件下 UVAC3 集热管热损失随环形空间压力的变化

图 10 不同温差条件下 UVAC2008 集热管热损失随环形空间压力的变化

辐射换热及热损失随环形空间压力之间的变化曲线。从图中可以看到,随着环形空间气体压力不断升高,环形空间的气体密度不断升高,环形空间气体的传热形式从最初的气体分子之间导热为主导的传热逐渐演变为自然对流、层流,最后随着环形空间气体压力升高到约 100 Pa 后,通过环形空间气体的传热过渡到湍流对流传热,换热速度急剧升高。环形空间的气体压力对环形空间的辐射换热可以忽略,而图 11 中通过环形空间的辐射换热随着环形空间压力的提高却呈现降低的趋势,这是因为随着环形空间内气体压力的不断升高,通过环形空间的对流换热急剧升高,从而导致玻璃套管温度不断升高,使得吸热管外壁面与玻璃套管内壁面之间辐射换热率逐渐降低。在环形空间气体压力不断升高的过程中,通过环形空间的辐射换热从最初的 234.4 W/m 降低到 153.3 W/m,在热损失中的比重从 99.3% 下降到 9%;相反,通过

图 11 UVAC2008 集热管环形空间对流换热、辐射换热及热损失随环形空间压力之间的变化规律

图 12 相近温差条件下集热管热损失随环形空间压力的变化

环形空间气体的传热量从最初的 1.63 W/m 升高到 1544 W/s, 在热损失中的比重从 0.7% 升高到 91%。在集热管工作的过程中,由于环形空间密封、通过吸热管壁渗透等问题都会导致环形空间的气体压力不断的增加,集热管的性能就会不断下降,直至集热管失效。同时,环形空间气体密度的也加速了选择性涂层的老化,加速了集热管的失效。

图 12 为相近温差条件下两种集热管热损失随环形空间压力的变化。可以看到,在其他条件相近的情况下,环形空间气体压力对集热管热损失的影响比较大。当压力升高到一定值时,两种集热管在性能上就没有什么区别。

5 结论

1) 通过对槽式太阳能集热管热损失计算方法及传热过程的分析,建立了集热管二维稳态传热的经验模型,计算结果与相关文献中给出的试验结果基

本一致, 证明了本文所建数学模型的正确性, 可以用于槽式太阳能集热管的热性能的研究.

2) 利用建立的经验数学模型, 对槽式太阳能集热管 UVAC3 和 UVAC2008 的热性能进行了系统的计算、分析. 分析结果表明: 选择性涂层的性能是对集热管的热性能影响较大的两个主要因素之一, 选择性涂层发射率参数的稍微变化都会对集热管的热性能产生较大影响, 因此提高选择性涂层的吸收率、降低发射率是提高集热管热性能的主要方法之一.

3) 环形空间气体压力是对集热管热损失的影响较大大另一个主要因素, 随着环形空间气体压力不断升高, 环形空间的气体密度不断升高, 环形空间气体的传热形式从最初的气体分子之间导热为主导的传热逐渐演变为自然对流、层流, 最后随着环形空间气体压力升高到约 100 Pa 后, 通过环形空间气体的传热过渡到湍流对流传热, 换热速度急剧升高; 但当环形空间气体压力降低到 0.013 Pa 以下时, 通过环形空间气体的传热纯粹为气体分子间的热传导, 传热量可以忽略不计, 因此应使环形空间的气体压力维持在 0.013 Pa 以下.

4) 在环形空间气体压力不断升高的过程中, 通过环形空间的辐射换热从最初的 234.4 W/m 降低到 153.3 W/m, 在热损失中的比重从 99.3% 下降到 9%; 相反, 通过环形空间气体的传热量从最初的 1.63 W/m 升高到 1544 W/m, 在热损失中的比重从 0.7% 升高到 91%. 因此, 要保持集热管较高的工作热性能, 还要保护好环形空间的密封部位, 提高环形空间吸气剂的吸气能力; 同时金属吸热管要具有较好的高温气密性, 降低气体通过吸热管壁渗透渗入环形空间的气体; 环形空间气体密度的也加速了选择性涂层的老化, 加速了集热管的失效.

5) 与环形空间气体压力和选择性涂层的发射率相比, 环境风速对集热管热损失的影响要小的多.

6) 对两种集热管的主要性能参数计算结果比较表明: 新一代槽式太阳能集热管 UVAC2008 在性能上比 UVAC3 集热管提高了很多.

符号说明

$\dot{q}_{\text{col}}$:	集热管的净输出热量, W/m;
$\dot{q}_{\text{abs}}$:	金属吸热管吸收的太阳辐射, W/m ² ;
h_{in} :	集热管进口传热流体的比焓, J/kg;
h_{out} :	集热管出口传热流体的比焓, J/kg;

q_m :	传热流体的质量流量, kg/s;
$P_{\text{heatsource}}$:	外部热源提供的能量, W;
$\dot{q}_{56\text{conv}}$:	单位长度玻璃套管外表面与环境空气之间的对流换热率, W/m;
$\dot{q}_{57\text{rad}}$:	单位长度玻璃套管外表面对太空的辐射换热率, W/m;
$\dot{q}_{45\text{cond}}$:	单位长度玻璃套管的导热率, W/m;
$\dot{q}_{34\text{conv}}$:	金属集热管外表面与玻璃套管内表面之间的单位长度对流换热率, W/m;
$\dot{q}_{34\text{rad}}$:	集热管内表面对玻璃套管内表面的单位长度热辐射率, W/m;
$\dot{q}_{23\text{cond}}$:	单位长度金属集热管管壁的导热率, W/m;
$\dot{q}_{\text{heat loss}}$:	单位时间内从集热管到环境总的热损失量, W/m;
h_{34} :	环形空间的对流换热系数, W/(m ² ·K);
h_{56} :	玻璃套管外表面与环境之间的对流换热系数, W/(m ² ·K)
D_2 :	金属吸热管的内半径, m;
D_3 :	金属吸热管外半径, m;
D_4 :	玻璃套管管内半径, m;
D_5 :	玻璃套管管外半径, m;
T_2 :	金属吸热管内表面温度, K;
T_3 :	金属吸热管外表面温度, K;
T_4 :	玻璃套管内表面温度, K;
T_5 :	玻璃套管外表面温度, K;
T_6 :	环境温度, K;
T_7 :	天空有效温度, K;
T_{34} :	平均温度 $T_{34} = (T_3 + T_4)/2$, K;
ΔT :	金属吸热管内表面温度 T_2 与环境温度 T_6 的差, $T_2 - T_6$, K;
T_{56} :	$T_{56} = (T_5 + T_6)/2$, K;
Nu_{D_3} :	传热流体在金属吸热管内壁面流动时的 Nusselt 数;
Nu_5 :	基于玻璃套管外表面的 Nusselt 数;
ε_3 :	选择性涂层的发射率;
ε_4 :	玻璃套管内壁面的发射率;
ε_5 :	玻璃套管外表面的发射率;
k_{23} :	金属集热管在平均温度 $(T_2 + T_3)/2$ 时的导热系数, W/(m·K);
k_{45} :	玻璃在平均温度 $(T_4 + T_5)/2$ 时的导热系数, W/(m·K);
k_{std} :	标准温度和压力下环形空间气体的热导率, W/(m·K);
k_{56} :	空气的导热系数, W/(m·K);
Pr_2 :	金属吸热管内壁面处传热流体的 Prandtl 数;

Pr_{34} : Prandtl 数;

Pr_{56} : T_{56} 温度下空气的 Prandtl 数;

Ra_{D_3} : Rayleigh 数;

Ra_{D_5} : 基于玻璃套管外半径 D_5 的空气中的 Rayleigh 数;

P_{Annular} : 环形空间气体压力, Pa;

σ : Stefan-Boltzmann 常数, $\sigma=5.67\times 10^{-8}\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}^4)$.

参考文献

- Burkholder F, Price H, Brandemuehl M, et al. Parabolic trough receiver thermal testing. In: Proceedings of Energy Sustainability 2007. Long Beach: ASME, 2007
- Burkholder F, Kutscher C. Heat-Loss Testing of Solel's UVAC3 Parabolic Trough Receiver. Technical Report NREL/TP- 550-42394. 2008
- Dudley V, Kolb G, Mahoney A R, et al. Test Results SEGS LS-2 Solar Collector. Technical Report NREL/SAND94-1884. 1994
- Moss T, Brousseau D. Test Results of a Schott Trough Receiver using a LS-2 Collector. in: Proceedings of ISEC: ASME 2005. Orlando: ASME, 2005
- Price H, Forristall R, Wendelin T, et al. Field survey of parabolic trough receiver thermal performance. In: Proceedings of ISEC2006, ASME International Solar Energy Conference. Colorado: ASME, 2006
- Pfänder M, Lüpfer E, Pistor P. Infrared temperature measurements on solar trough absorber tubes. Solar Energy, 2007, 81(5): 629—635
- Pfänder M, Lüpfer E, Heller P. Pyrometric temperature measurement on solar thermal receivers. ASME J Sol Energy Eng, 2006, 128(3): 285—292
- Kalogirou S, Lloyd S, Ward J. Modeling, optimisation and performance evaluation of a parabolic trough solar collector steam generation system. Solar Energy, 1997. 60(1): 49—59
- 王志峰. 抛物跟踪式太阳高温集热器的研究. 太阳能学报, 2000, 12(1): 69—76
- Duffie J A, Beckman W A. Solar Engineering of Thermal Processes. 2nd ed. New York: John Wiley & Sons, 1991
- Marshall N T. Gas Encyclopedia. New York: Elsevier, 1976
- Bejan A. Convection Heat Transfer. 2nd ed. New York: John Wiley & Sons, 1995
- Incropera F, deWitt D. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 3rd ed. New York: John Wiley & Sons, 2007