

文章编号:1000-582X(2013)06-040-06

一侧全开式圆柱形腔式吸热器热损失特性实验

吴双应,徐连辉,肖 兰,关靖宇

(重庆大学 低品位能源利用技术及系统教育部重点实验室,重庆 400044)

摘 要:通过建立腔式吸热器热损失性能测试实验台,采用电加热的方法,分别在所有壁面加热和只有底面(开口对面)加热2种情况下,探讨倾角和热流密度等参数对一侧全开式圆柱形腔式吸热器热损失的影响,获得自然对流热损失的努塞尔特数 Nu_c 和辐射热损失的努塞尔特数 Nu_r 分别与格拉晓夫数 Gr 、倾角 φ 、自然对流热损失的热流密度 q_c 或辐射热损失的热流密度 q_r 的实验关联式。结果表明,输入功率不变时,吸热器的自然对流热损失随着 φ 的增大而减小,导热损失和辐射热损失随 φ 的增大而增大,但增大的幅度不大;当 q_c 一定时, Nu_c 随 φ 的增大而减小,而当 q_r 一定时, φ 对 Nu_r 的影响很小;并且2种加热情况下的热损失性能存在一定的差异,加热位置对辐射热损失的影响要比对自然对流热损失的影响小。

关键词:腔式吸热器;热损失;定热流;倾角

中图分类号:TK124

文献标志码:A

Experiments on heat loss characteristics in a fully opened cylindrical cavity receiver

WU Shuangying, XU Lianhui, XIAO Lan, GUAN Jingyu

(Key Laboratory of Low-grade Energy Utilization Technologies and Systems, Ministry of Education, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: An experimental investigation using electric heating method is carried out to explore the effect of tilt angle and heat flux on heat losses of a fully opened cylindrical cavity receiver. Two cases are examined, i. e. all walls of cavity heated and only the bottom wall (opposite wall of opening) heated. For both cases, the walls are heated at a constant heat flux. The empirical correlations of Nusselt numbers of natural convection and radiation heat losses versus the Grashof number, tilt angle and corresponding heat loss flux are proposed. The results show that, with constant input power, the natural convection heat loss of receiver decreases as the tilt angle increases while the conduction heat loss and the radiation heat loss increase slightly. When the heat flux of natural convection heat loss keeps constant, Nusselt number for determining the natural convection heat loss reduces with increasing tilt angle. However, when the heat flux of radiation heat loss remains constant, the tilt angle has very little effect on the Nusselt number for determining the radiation heat loss. Also, there is a certain difference of heat loss performance between two cases, and the wall heating location has a relatively small influence on the radiation heat loss in comparison with on the natural convection heat loss.

Key words: cavity receiver; heat loss; constant heat flux; tilt angle; experimental investigation

收稿日期:2013-01-12

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51076171);重庆市自然科学基金资助项目(CSTC, 2010BB6062);中央高校基本科研业务费资助项目(CDJXS 10141147)

作者简介:吴双应(1968-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要研究方向为传热传质、太阳能热利用与转换等,
(E-mail)shuangyingwu@126.com。

太阳能热发电技术是太阳能研究领域的前沿课题,吸热器作为碟式太阳能热发电过程中的能量转换装置在整个发电系统中起到了重要的作用,其性能的改善对提高整个发电系统的热电转换效率具有重要意义。虽然吸热器的结构形式在国内外的研究中呈现多元化的态势,但腔式吸热器因其较高的热传递效率仍获得了较多的关注。目前广泛研究和实际应用的腔式吸热器形状主要有方形、圆柱形、半球形、平顶锥形等。其中对方形腔式吸热器的研究最多也最广,而对于圆柱形腔式吸热器的研究相对较少。

Koenig 和 Marvin^[1]提出了考虑圆柱形腔式吸热器倾角和采光口大小对自然对流热损失影响的传热关系式。Siebers 和 Kraabel^[2]在对圆柱形腔式吸热器开展实验研究的基础上,提出了一个结构简单,使用方便,但是计算精度有限的努塞尔特数与格拉晓夫数和吸热器壁温之间的关系式。Stine 和 Mcdonald^[3]在上述模型的基础上,对一个圆柱-平截头体复合结构的太阳能腔式吸热器进行了实验,提出了考虑工作壁温、倾角、采光口大小对吸热器对流热损失影响的传热模型,提出了计算精度较高,结构简单、被广为采用的实验关联式。Taumoeafolau 和 Paitoonsurikam 等^[4-6]也在定壁温的工况下对圆柱形腔式吸热器的对流换热特性进行了实验研究,获得了多个关于计算圆柱形腔式吸热器自然对流热损失的努塞尔特数传热关系式。

值得指出的是,以上研究都是在定壁温的热边界条件下进行的,而根据太阳能辐射热流的特性,腔式吸热器的热边界条件近似为定热流更符合实际情况^[7-9],同时与定壁温的热边界条件不同,定热流时的热辐射对腔体内的自然对流有着重要的影响,因此定热流时的腔式吸热器热损失特性要比定壁温时复杂。Chakroun^[10]对 1 个只有一侧全开的方形腔体在某一个或某几个壁面处于定热流边界条件下的传热特性进行了实验研究。而目前对圆柱形腔式吸热器在定热流条件下热损失特性的实验研究还开展得较少。通过建立腔式吸热器热损失性能测试实验台,采用电加热的方法,分别在所有壁面加热和只有底面(开口对面)加热 2 种情况下,探讨腔式吸热器的倾角和热流密度等参数对热损失的影响,从而为圆柱形腔式吸热器的设计提供理论参考。

1 实验装置

实验装置如图 1 所示。其中吸热器壁面材料为 304 不锈钢(06Cr19Ni10),其耐腐蚀性和成型性都很

好,且能耐 1 000 °C 的高温,满足实验要求。

腔体的保温材料选用单层厚度为 5 mm 的陶瓷纤维纸,其导热系数与温度的关系拟合为 $\lambda = -0.0705 + 4 \times 10^{-4} T - 2 \times 10^{-7} T^2$ (其中 T 为吸热器达到稳态后腔体壁面和保温层外表面温度的平均值, K); 陶瓷纤维纸比保温棉、针刺毡等普通保温材料的导热系数更低,且连续使用温度可达 800 °C,优于传统的保温材料。

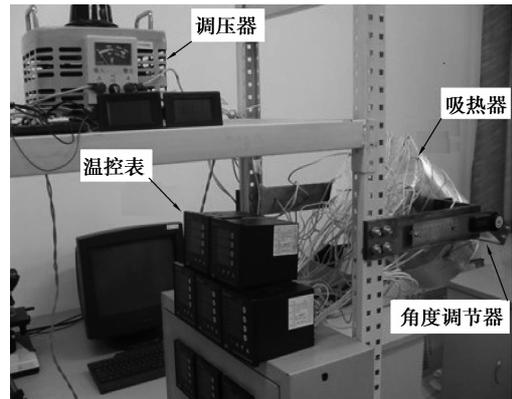


图 1 实验装置图

腔体结构如图 2 所示,其中腔体一侧全开,即开口率为 1。实验过程采用电加热方式来实现对圆柱形腔体外壁面的加热,其中,对腔体的侧面和底面分别通过 2 个独立的回路进行加热,即侧面加热通过在侧面均匀缠绕直径为 2mm,材料为 OCr25Al5 的加热丝来实现;而底面加热则采用线切割技术加工的不锈钢片。用 2 个调压器分别控制每个回路的输入功率,既可以实现腔体侧面和底面的输入热流密度相等,又可以方便实现不同的加热情况。

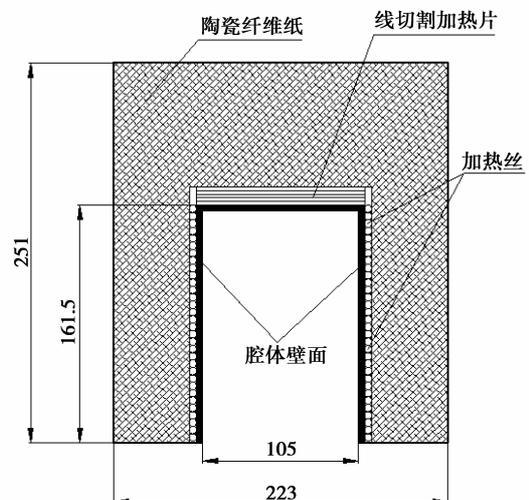


图 2 腔体结构示意图(单位:mm)

腔体的侧面和底面分别铆接 16 只和 13 只 K 型热电偶测温,其中,侧面取与底面平行的 4 个圆周,每个圆周对称铆接 4 支热电偶,如图 3 所示;底面取以腔体底面圆心为圆心,直径为 38、76、105 mm 的 3 个同心圆,每个圆周上对称铆接 4 支热电偶,圆心处也铆接 1 支热电偶,如图 4 所示。通过 XMTA-JK408 型温控仪来显示和记录系统达到稳态后腔体各测点的温度。包裹好保温材料的吸热器通过钢支架固定到实验台上,吸热器的倾角通过数字角度尺实现精确调节。腔体的倾角定义如下:如果腔体开口方向水平朝右,则其倾角 φ 为 0° ;顺时针方向旋转,如果腔体开口方向垂直向下,则其倾角 φ 为 90° 。

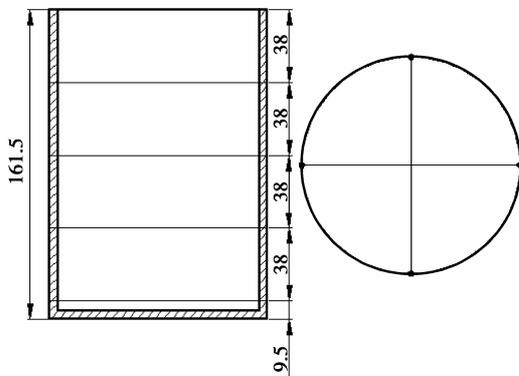


图 3 侧面热电偶布置示意图(单位:mm)

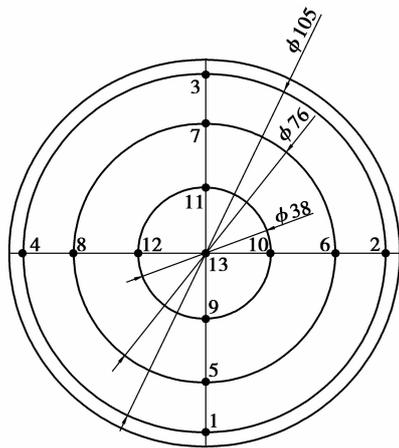


图 4 底面热电偶布置示意图(单位:mm)

2 热损失的计算

2.1 辐射热损失的计算

由于腔式吸热器与环境相比无穷小,因此计算辐射热损失的公式可近似为^[11]

$$P_r = \epsilon_a \sigma (T_w^4 - T_s^4) A_2, \quad (1)$$

式中: σ 为斯忒藩-波尔兹曼常量, $W/(m^2 \cdot K^4)$; T_w

为腔体内壁平均温度, K; T_s 为环境温度, K; A_2 为采光口面积, m^2 ; ϵ_a 为腔体内壁面的有效发射率, 可以采用 Umarov 等^[12]提出的方法进行计算

$$\epsilon_a = \frac{\epsilon_w}{1 - (1 - \epsilon_w)(1 - A_2/A_1)}, \quad (2)$$

式中: ϵ_w 为腔体壁面材料的热发射率; A_1 为腔式吸热器的内腔壁表面积, m^2 。

2.2 导热损失的计算

腔体的导热损失为腔体侧面导热损失和底面导热损失之和, 即

$$P_{cond} = \frac{2\pi H\lambda(t_1 - t_2)}{\ln[(r + \delta_1)/r]} + \frac{A_3\lambda(t_3 - t_4)}{\delta_2}, \quad (3)$$

式中: H 为吸热器内腔高度, m; r 为吸热器外半径, m; δ_1 为吸热器侧面保温材料厚度, m; δ_2 为吸热器底面保温材料厚度, m; t_1 为吸热器侧面的平均壁温, $^\circ C$; t_2 为保温层外侧面的平均温度, $^\circ C$; t_3 为吸热器底面的平均壁温, $^\circ C$; t_4 为保温层底面的平均温度, $^\circ C$; A_3 为吸热器底面面积, m^2 ; λ 为保温材料的导热系数, $W/(m \cdot K)$ 。

2.3 自然对流热损失的计算

当系统达到稳态后, 输入系统的功率通过 3 种方式损失掉, 即腔体内壁与环境之间的辐射换热损失 P_r , 腔体通过保温材料的导热损失 P_{cond} 以及腔体内壁与空气的自然对流热损失 P_c , 由能量平衡可知

$$P_c = P - P_r - P_{cond} \quad (4)$$

因此, 正确计算腔体的辐射热损失和导热损失是计算自然对流热损失和实验数据处理的关键。

2.4 自然对流热损失 Nu_c 与辐射热损失 Nu_r 的计算

为反映自然对流热损失的大小, 引入自然对流热损失努塞尔特数 Nu_c 为

$$Nu_c = \frac{q_c d}{(T_w - T_s)\lambda_1} = \frac{P_c d}{(T_w - T_s)A_1\lambda_1}, \quad (5)$$

式中: d 为吸热器的采光口直径, m; λ_1 为环境温度 T_s 下的空气导热系数, $W/(m \cdot K)$; q_c 为自然对流热损失的热流密度, W/m^2 。

同样, 为反映辐射热损失的特性, 定义辐射热损失的努塞尔特数 Nu_r 为

$$Nu_r = \frac{q_r d}{(T_w - T_s)\lambda_1} = \frac{P_r d}{(T_w - T_s)A_1\lambda_1}, \quad (6)$$

式中, q_r 为辐射热损失的热流密度, W/m^2 。

3 实验结果及分析

在系统达到稳态后, 记录吸热器壁面(包括侧面和底面)所布热电偶的温度、保温材料外部表面温度以及环境温度。改变腔式吸热器的倾角 φ 和电源的输入功率, 测得不同工况下的热损失数据。通过计

算分别求得辐射热损失 P_r , 导热损失 P_{cond} , 自然对流热损失 P_c , 自然对流热流密度 q_c , 努塞尔特数 Nu_c , 格拉晓夫数 Gr_c 以及辐射热损失热流密度 q_r , 努塞尔特数 Nu_r 和格拉晓夫数 Gr_r 。

图5给出了2种加热情况下腔式吸热器在不同的倾角 φ 下自然对流热损失的努塞尔特数 Nu_c 随自然对流热流密度 q_c 的变化规律。从图中可以看出, 当倾角 φ 一定时, 吸热器自然对流热损失的 Nu_c 随着自然对流热流密度 q_c 的增大而增大, 但增大趋势较缓慢, 这可能是由于在倾角 φ 一定时, q_c 的增大也会导致壁温 T_w 升高, 但壁温 T_w 的升高幅度小于 q_c 的增大幅度; 当自然对流热损失 q_c 一定时, 自然对流热损失的 Nu_c 数随倾角的增大而减小, 这是由于当 q_c 一定时, 随着倾角 φ 的增大, 自然对流强度变弱, 腔体壁温 T_w 升高的缘故。另外, 通过比较图5(a)和(b)可看出, 尽管2种加热情况下的 Nu_c 随自然对流热流密度 q_c 的变化规律类似, 但在相同的条件下, 只有底面加热时的 Nu_c 要小于所有壁面加热时的 Nu_c , 即2种情况下的自然对流热损失性能存在差异, 这是由于在只有底面加热时, 受热空气位于腔体内的上部区域, 即滞止区内, 不易形成自然对流; 而在所有壁面加热时, 由于腔体侧面也被加热, 存在受热空气向上流动形成自然对流的可能。

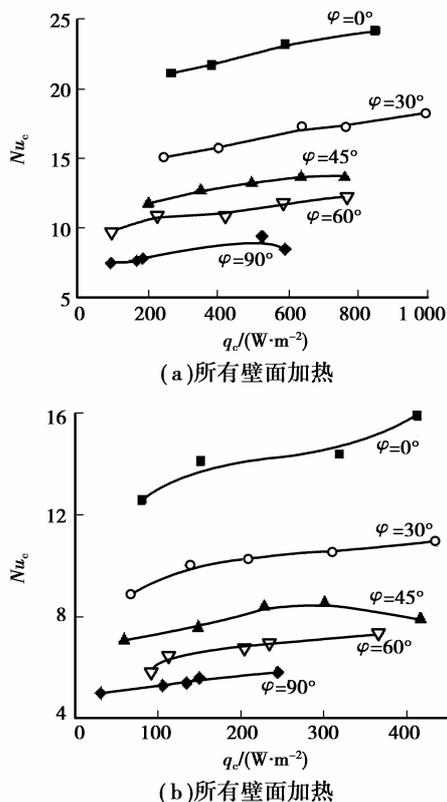


图5 不同倾角 φ 下 Nu_c 与 q_c 的关系曲线

图6给出了2种加热情况下吸热器在不同倾角 φ 下辐射热损失的 Nu_r 数随辐射热损失热流密度 q_r 的变化规律。从图中可看出, 当倾角 φ 一定时, 2种加热情况下吸热器辐射热损失的 Nu_r 都随热流密度 q_r 的增大而显著增大, 这与自然对流热损失的 Nu_c 随着自然对流热流密度 q_c 的增大而略微增大不同; 不同倾角 φ 下的辐射热损失的 Nu_r 数随辐射热损失的热流密度 q_r 的变化曲线基本重合, 这说明, 当辐射热损失热流密度 q_r 一定时, 倾角对辐射热损失的努塞尔特数 Nu_r 影响很小, 这可能是由于在不同的倾角 φ 下, 只要辐射热损失的热流密度 q_r 保持不变, 腔体壁面的平均温度也会近似保持不变的缘故。这一结果与文献[13-14]在吸热器腔体处于定壁温工况下得到的结论类似, 即倾角对辐射热损失几乎没有影响。但是仍有差别: 定热流工况下倾角对辐射热损失的影响比定壁温工况略大。另外, 通过比较图6(a)和(b)可以看出, 当辐射热损失的热流密度和倾角相同时, 所有壁面加热时的 Nu_r 和单独底面加热时的 Nu_r 偏差很小, 这跟图5所反映的自然对流热损失的 Nu_c 在2种情况下的规律不同, 这也说明加热位置对辐射热损失性能的影响要比对自然对流热损失的影响小。

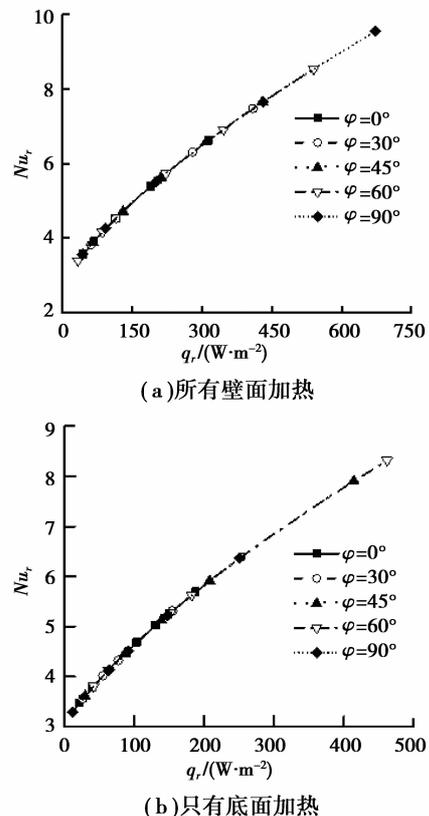


图6 不同倾角 φ 下 Nu_r 与 q_r 的关系曲线

图 7 为所有壁面加热且输入功率为 66 W 左右时,腔体的辐射热损失、导热损失和自然对流热损失随倾角 φ 的变化关系曲线。图中输入功率曲线出现波动的原因是由于在输入电压一定时,腔体倾角的变化会导致系统达到稳态后腔体的平均壁温略有变化,因此腔体侧面的加热丝和底面的加热片的电阻也随之变化,从而使得稳态后系统的输入功率也有所变化。如当吸热器的倾角为 30° 时,稳态后测得输入功率为 70.20 W,与初始输入功率 66 W 最大偏差仅为 6.36%,因此可以近似看作定热流工况。图 8 为只有底面加热且输入功率为 11 W 左右时,腔体的辐射热损失、导热损失和自然对流热损失随倾角 φ 的变化关系曲线。当吸热器的倾角为 30° 时,稳态后测得输入功率为 11.77 W,与初始输入功率 11 W 偏差为 6.97%;而当倾角为 90° 时,与初始输入功率的偏差为 6.72%,与图 7 相比偏差稍大,这是由于与图 7 的所有壁面加热情况相比,只有底面加热时的系统电阻要小得多,从而使得壁温的变化所引起的加热片电阻变化在加热片总电阻中所占的比例增大,导致在稳态下测得的输入功率与初始输入功率的偏差增大。不过在工程允许偏差范围之内,仍然可以近似看作定热流工况。2 种加热情况下的自然对流热损失都是随倾角 φ 的增大而减小,而导热热损失和辐射热损失则随倾角 φ 的增大而增大,但增大的幅度相对较小,说明自然对流热损失相对于辐射热损失和导热损失受角度的变化影响较大;并且 2 种情况下的导热损失都小于辐射热损失。但对所有壁面加热情况,在倾角较小时,导热热损失和辐射热损失相差不大;对只有底面加热情况,在倾角较大时,两者差异减小。

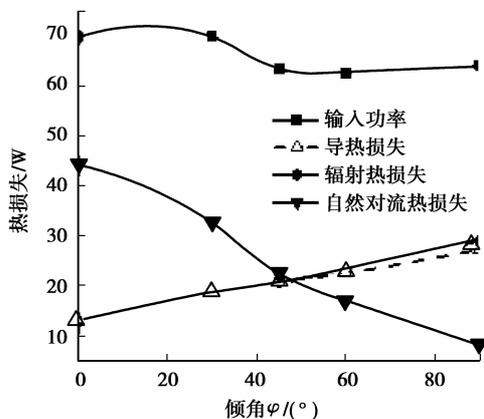


图 7 所有壁面加热且输入功率为 66 W 左右时不同热损失随倾角 φ 的变化曲线

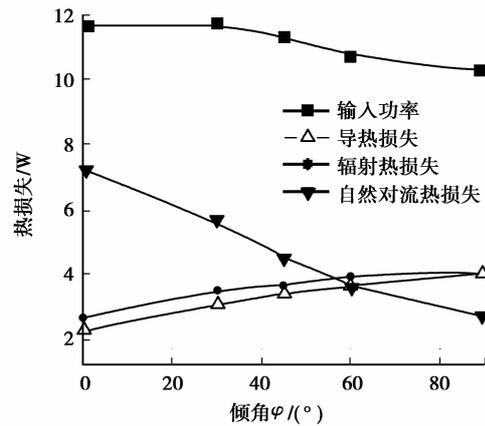


图 8 只有底面加热且输入功率为 11 W 左右时不同热损失随倾角 φ 的变化曲线

为获得 2 种情况下自然对流热损失的 Nu_c 和辐射热损失的 Nu_r 随倾角 φ ,自然对流热流密度 q_c 和辐射热损失热流密度 q_r 的实验关联式,借助文献 [13]在辐射热损失的 Nu_r 中耦合格拉晓夫数的方法,同时定义定热流边界条件下的自然对流热损失的格拉晓夫数 Gr_c 和辐射热损失的格拉晓夫数 Gr_r 为

$$Gr_c = \frac{g\alpha_v q_c d^4}{\lambda_1 \nu^2}, Gr_r = \frac{g\alpha_v q_r d^4}{\lambda_1 \nu^2}, \quad (7)$$

式中: g 为重力加速度, m/s^2 ; α_v 为空气体胀系数, K^{-1} ; ν 为空气的运动粘度, m^2/s ; 定性温度取环境温度 T_s 。

通过实验数据拟合,整理出的实验关联式如下所有壁面加热时:

$$Nu_c = 0.06252 Gr_c^{0.25} (1 + \cos \varphi)^{1.19286} \left(\frac{q_c}{\sigma T_s^4} \right)^{-0.10663}, \quad (8)$$

$$Nu_r = 0.06140 Gr_r^{0.25} (1 + \cos \varphi)^{-0.05317} \left(\frac{q_r}{\sigma T_s^4} \right)^{0.09534}. \quad (9)$$

只有底面加热时:

$$Nu_c = 0.04429 Gr_c^{0.25} (1 + \cos \varphi)^{1.11272} \left(\frac{q_c}{\sigma T_s^4} \right)^{-0.13912}, \quad (10)$$

$$Nu_r = 0.05769 Gr_r^{0.25} (1 + \cos \varphi)^{-0.03564} \left(\frac{q_r}{\sigma T_s^4} \right)^{0.00823}. \quad (11)$$

所有壁面加热时,采用实验关联式(8)计算所得的努塞尔特数 $Nu_{c,cor}$ 与通过实验数据计算所得的努塞尔特数 $Nu_{c,exp}$ 的对比发现,40%的 $Nu_{c,cor}$ 与 $Nu_{c,exp}$ 的偏差在 $\pm 10\%$ 内,而 92%的 $Nu_{c,cor}$ 与 $Nu_{c,exp}$ 的偏差在 $\pm 20\%$ 内。同样,通过式(9)计算所得的努塞尔特数 $Nu_{r,cor}$ 与通过实验数据计算所得的

努塞尔特数 $Nu_{r,exp}$ 比较发现,100%的 $Nu_{r,cor}$ 与 $Nu_{r,exp}$ 的偏差在 $\pm 10\%$ 内。只有底面加热时,采用实验关联式(10)计算所得的努塞尔特数 $Nu_{c,cor}$ 与通过实验数据计算所得的努塞尔特数 $Nu_{c,exp}$ 的对比发现,32%的 $Nu_{c,cor}$ 与 $Nu_{c,exp}$ 的偏差在 $\pm 10\%$ 内,而80%的 $Nu_{c,cor}$ 与 $Nu_{c,exp}$ 的偏差在 $\pm 20\%$ 内。同样,通过实验关联式(11)计算所得的努塞尔特数 $Nu_{r,cor}$ 与通过实验数据计算所得的努塞尔特数 $Nu_{r,exp}$ 比较发现,88%的 $Nu_{r,cor}$ 与 $Nu_{r,exp}$ 的偏差在 $\pm 10\%$ 内。

4 结 语

通过建立腔式吸热器热损失性能测试实验台,在定热流工况下,分整体加热和只有底面加热2种情况对一侧全开式圆柱形腔式吸热器的热损失特性进行了实验研究,得到了可用于工程设计的实验关联式。结果表明,1)在相同的倾角 φ 下,自然对流热损失的 Nu_c 数和辐射热损失的 Nu_r 数都随对应的热流密度的增大而增大,但增幅不同;2)吸热器的自然对流热损失 q_c 一定时,自然对流的 Nu_c 数随倾角 φ 的增大而减小;而辐射热损失 q_r 一定时,倾角 φ 对辐射换热的 Nu_r 数影响很小;3)输入功率一定时,吸热器的自然对流热损失随倾角 φ 的增大而减小,导热损失和辐射损失随倾角 φ 的增大而增大,但增幅不大;4)2种加热情况下的热损失性能存在一定的差异,加热位置对辐射热损失性能的影响要比对自然对流热损失的影响小。

参考文献:

- [1] Koenig A A, Marvin M. Convection heat loss sensitivity in open cavity solar receivers[R]. USA: Department of Energy, 1981.
- [2] Siebers D L, Kraabel J S. Estimating convective energy losses from solar central receivers[R]. United States: Sandia National Labs, 1984.
- [3] Stine W B, McDonald C G. Cavity receiver convective heat loss[C]// Proceedings of the International Solar Energy Society (ISES) Solar World Conference, September 4-8, 1989, Kobe, Japan. [S. l.]: [S. n.], 1989.
- [4] Taumofolau T, Lovegrove K. An experimental study of natural convection heat loss from a solar concentrator cavity receiver at varying orientation [C/OL] // Proceedings of the 40th Annual Conference of the Australian and New Zealand Solar Energy Society, November 25-December 2, 2002, Newcastle, Australia. [2011-10-22]. <http://solar-thermal.anu.edu.au/files/2010/02/Newcastle02Tui.pdf>.
- [5] Taumofolau T, Paitoonsurikarn S, Hughes G, et al. Experimental investigation of natural convection heat loss from a model solar concentrator cavity receiver[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2004, 126(2): 801-807.
- [6] Paitoonsurikarn S, Lovegrove K. A new correlation for predicting the free convection loss from solar dish concentrating receivers [C]. Proceedings of the 44th Conference of the Australia and New Zealand Solar Energy Society, September 13-13, 2006, Canberra, Australia. [2011-11-12]. <http://solar-thermal.anu.edu.au/files/2010/02/Paitoonsurikarn2Sol06.pdf>.
- [7] Bilgen E. Passive solar massive wall systems with fins attached on the heated wall and without glazing[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2000, 122(1): 30-34.
- [8] Abanades S, Charvin P, Flamant G. Design and simulation of a solar chemical reactor for the thermal reduction of metal oxides; case study of zinc oxide dissociation[J]. Chemical Engineering Science, 2007, 62(22): 6323-6333.
- [9] Wang M, Siddiqui K. The impact of geometrical parameters on the thermal performance of a solar receiver of dish-type concentrated solar energy system [J]. Renewable Energy, 2010, 35(11): 2501-2513.
- [10] Chakroun W. Effect of boundary wall conditions on heat transfer for fully opened tilted cavity[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 2004, 126(6): 915-923.
- [11] 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(3):332-337. LIU Zhigang, ZHANG Chunping, ZHAO Yaohua, et al. The design and experiments of a new cavity absorber [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2005, 26(3): 332-337.
- [12] Umarov I, Fattakhov A, Umarov A, et al. Heat loss in a cavity-type solar collector [J]. Applied Solar Energy, 1983, 19(3): 35-38.
- [13] Reddy K S, Kumar N S. Combined laminar natural convection and surface radiation heat transfer in a modified cavity receiver of solar parabolic dish [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2008, 47(12): 1647-1657.
- [14] Hinojosa J F, Cabanillas R E, Alvarez G, et al. Nusselt number for the natural convection and surface thermal radiation in a square tilted open cavity[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2005, 32(9): 1184-1192.