

图 3 光伏板的热流网络图

Fig. 3 The network of thermal flux for PV panels

附录

设表面 1 和表面 2 为两个正对的平行面, 间距为 D , 问题是如何计算表面 1 的区域 $(0 \sim x)$ 与表面 2 的区域 $(0 \sim L)$ 的角系数 ϕ_{12} 。若

$$S_1 = \sqrt{D^2 + x^2} - D,$$

$$S_2 = \sqrt{D^2 + L^2} - \sqrt{D^2 + (L-x)^2}$$

则 $\phi_{12} = (s_1 + s_2)/2x$ 。反过来, 有 $\phi_{21} = \phi_{12}x/L$ 。

计算, 其中脉动环境风速 w_{∞} 取为环境风速 w_{∞} 的 3%, 意味着我们这里把室内空气脉动强度设为 3%, \bar{h}_{ro} , \bar{h}_{ci} , \bar{h}_{rcw} 分别是光伏板背面与隔热板之间的辐射换热系数, 自然对流换热系数和光伏板背面与上下侧面的辐射换热系数。但是, 对光伏板背面的空气层, 有能量平衡式

$$\frac{\partial A_a}{\partial t} + V \left[\frac{\partial A_a}{\partial x} - \left(\frac{\partial A_a}{\partial x} \right)_{x=0} \right] = \frac{h_{ci}(A_{ci} - A_a)}{\rho c_p D} + \frac{h_{cwo}(A_{wo} - A_a)}{\rho c_p D} \quad (8)$$

其中 V 为空气流动的平均速度。根据伯努力方程可得

$$V = c_v \int_0^L \sqrt{2g \left[1 - \frac{T_{\infty}}{T_o(x,t)} \right]} dx \quad (9)$$

其中 c_v 是速度系数, 计算式是

$$c_v = \frac{1}{\sqrt{C_f \frac{L}{dh} + C_{in} \frac{D^2}{D_{in}^2} + C_{out} \frac{D^2}{D_{out}^2} + C_{jf}(N-1) \frac{D^2}{D_{jf}^2}}} \quad (10)$$

这里, C_{jf} , C_{in} , C_{out} 分别是光伏板的接合部位、空气进出口的局部阻力系数。摩擦阻力系数由斯坦顿数与流动摩擦阻力系数的关系计算。

$$St \equiv \frac{\alpha}{\rho c_p V} = \frac{C_f/8}{1 + 12 \sqrt{C_f/8} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (11)$$

在隔热的泡沫塑料板内导热的控制方程为:

$$\frac{\partial A_w}{\partial t} = \frac{\lambda_w}{\rho_w c_{pw}} \left[\frac{\partial^2 A_w}{\partial x^2} - \left(\frac{\partial A_w}{\partial x^2} \right)_{x=0} + \frac{\partial^2 A_w}{\partial y^2} - \left(\frac{\partial A_w}{\partial y^2} \right)_{x=0} \right] \quad (12)$$

方程(8)和(12)的初始条件是

$$\begin{cases} A_a(x, 0) = T_{\infty}x \\ A_w(x, y, 0) = T_{\infty}x \end{cases} \quad (13)$$

边界条件是:

$$-\lambda \frac{\partial A_w(x, D_w, t)}{\partial y} = h_{room} [A_w(x, -D_w, t) - T_{room}x]$$

$$A_a(0, t) = 0$$

$$A_w(0, y, t) = 0, y \in (-D_w, 0)$$

$$A_{wo}(x, t) = A_w(x, 0, t) \quad (14)$$

$$-\lambda_w \frac{\partial A_w(x, 0, t)}{\partial y} = \bar{h}_{rwc} \left[\frac{A_w(x, 0, t)}{x}, \frac{A_{ci}(L, t)}{L} \right]$$

$$\times [A_w(x, 0, t) - A_{ci}(L, t)] + \bar{h}_{cwo} \times \left[\frac{A_w(x, 0, t)}{x}, \frac{A_a(x)}{x} \right] \times \left\{ A_w(x, 0, t) - A_a(x, t) + \bar{h}_{rwo} \left[\frac{A_w(x, 0, t)}{x}, T_{\infty} \right] \times [A_w(x, 0, t) - T_{\infty}x] \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} & \times [A_w(x, 0, t) - A_a(x, t) + \bar{h}_{rwo} \left[\frac{A_w(x, 0, t)}{x}, T_{\infty} \right] \times [A_w(x, 0, t) - T_{\infty}x] \\ & \times [A_w(x, 0, t) - A_a(x, t) + \bar{h}_{rwo} \left[\frac{A_w(x, 0, t)}{x}, T_{\infty} \right] \times [A_w(x, 0, t) - T_{\infty}x] \end{aligned} \right\}$$

其中 h_{room} 是热箱恒温侧塑料板的综合换热系数, T_{room} 是热箱内的温度。而换热系数 \bar{h}_{rwo} , \bar{h}_{cwo} , \bar{h}_{cci} 分别表示塑料板外侧表面的辐射换热系数、对流换热系数和光伏板背面的自然对流换热系数。用下列式子进行计算:

$$\left\{ \begin{aligned} \bar{h}_{rwo} &= \sigma \epsilon_{wo} (1 - \phi_{wc}) \times \left[\frac{A_{wo}(x, t)^2}{x^2} + T_{\infty}^2 \right] \\ & \quad \left[\frac{A_{wo}(x, t)}{x} + T_{\infty} \right] \\ \bar{h}_{rci} &= \sigma \epsilon_{ci} (1 - \phi_{cw}) \times \left[\frac{A_{ci}(x, t)^2}{x^2} + T_{\infty}^2 \right] \\ & \quad \left[\frac{A_{ci}(x, t)}{x} + T_{\infty} \right] \\ \bar{h}_{cwo} &= \left[\frac{A_w(x, 0, t)}{x}, \frac{A_a(x, t)}{x} \right] \\ &= \frac{Nu \left[\frac{A_w(x, 0, t)}{x}, x \right] \times \lambda_{\alpha}}{x} \\ \bar{h}_{cci} &= \left[\frac{A_{ci}(x, t)}{x}, \frac{A_a(x, t)}{x} \right] \\ &= \frac{Nu \left[\frac{A_{ci}(x, t)}{x}, t, x \right] \times \lambda_{\alpha}}{x} \end{aligned} \right. \quad (15)$$

对于开式空气冷却, 式(15)中的换热 Nusselt 数用 Vliet 和 Ross 提出的经验关系⁶ 计算:

$$\overline{Nu}(T_w, x) = \frac{5}{4} \times 0.17 [Ra(T_w, x)]^{0.25} \quad (16)$$

对于闭式冷却, 则用 Elsherbiny 等人提出的计算式⁷

$$\begin{cases} \overline{Nu}_1 = 0.065 Ra^{1/3} \\ \overline{Nu}_2 = \{1 + [0.104 Ra^{0.293} / (1 + (6310/Ra)^{1.36})^3]^{1/3} \\ \overline{Nu}_3 = 0.242 [Ra(D/x)]^{0.272} \\ \overline{Nu}(T_a, T_{wo}, x, t) = [\overline{Nu}_1, \overline{Nu}_2, \overline{Nu}_3]_{\max}, \\ 10^2 < Ra < 2 \times 10^7 \end{cases} \quad (17)$$

注意, (16)和(17)式的瑞利数有区别, 对于前者:

$$Ra(T_w, x) = [g\beta_t(T_w - T_a)x^3/\nu^2] Pr$$

T_w 是壁面温度, 而对于后者:

$$Ra(T_w, x) = [g\beta_t(T_a - T_{wo})x^3/\nu^2] Pr$$

3 结果与讨论

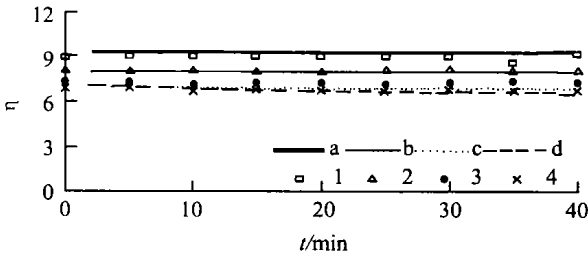
在均匀网格系中, 用有限差分离散有关复合传热的控制方程, 空气冷却的对流项用一阶迎风格式离散, 时间必将数项用向后差分, 具有一阶精度, 但二阶空间导数项则用中心差分, 具有二阶精度。离散化后编程计算的结果及与实验结果的对比, 含开式和闭式两种情况, 而灯的照辐度也只取两个值, 即 $G=588.9W/m^2$ 和 $743.6W/m^2$ 。

表 1 给出了光伏墙内复合传热计算中采用的参数。需要说明的是关于接触热阻 R_{e1} 和 R_{e2} 的选取。从观测已经了解, 因为光伏电池吸收光能的一面是作成波纹状的, 与保护玻璃的接触面积比紧贴保护纸的一面小得多。因此, 可以预计 $R_{e1} < R_{e2}$ 。因为难以进行实测, 为方便起见, 我们通过数据拟合来求接触热阻。把这两个接触热阻作为暂时可调参数, 对开式冷却时, $G=588.9W/m^2$ 。

表 1 光伏墙内复合传热的计算参数

Table 1 Calculated parameters of conjugate heat transfer in a photo voltaic wall

$\rho = 1.2kg/m^3$	$c_p = 1006J/kgK$	$T_{\infty} = 19.2^{\circ}C$	$R_d = 0.025m^2K/W$
$\rho_w = 0.75W/mk$	$c_{pw} = 840J/kgK$	$T_{lamp} = 70^{\circ}C$	$R_{e2} = 0.10m^2K/W$
$\lambda_{glass} = 0.75W/mK$	$\lambda_{paper} = 0.08W/mK$	$\delta_{glass} = 0.75W/mK$	$\delta_{paper} = 0.08W/mK$
$M = 5, N = 2$	$d/l = 0.45$	$H = 2.0m$	$T_{room} = 19.2^{\circ}C$
$(\alpha\tau)_{av} =$	$h_{room} = 8.3W/m^2K$	$\epsilon_w = 0.9$	$C_{in} = 0.5$
$L = 2.44m$	$W = 0.56m$	$D = 0.12m$	$C_{out} = 1.0$
$\alpha_1 = 0.12$	$a_2 = -0.25$	$a_3 = -0.015$	$C_{if} = 1.5$



注: a, b, c, d 是模拟结果, 1, 2, 3, 4 是相应的实验结果。a, 1 和 b, 2 分别对应于 $G=588.9W/m^2$ 时有间隙和没有间隙两种情况; c, 3 和 d, 4 分别对应于 $G=743.6W/m^2$ 时的情况。

图 4 瞬时转换效率和时间

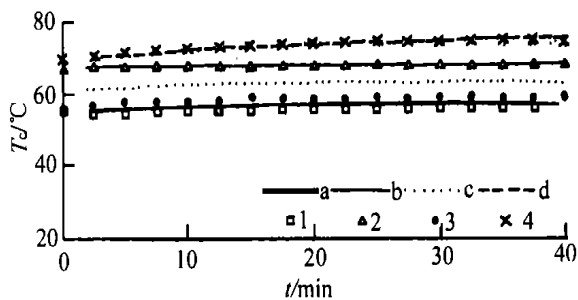
Fig. 4 The intantaneous conversion efficiency versus time

在 40min 内实测的光电转换效率及数值模拟结果见图 4。光伏板与隔热板之间的空气层内的自然对流的确使转换效率有所提高, 但这种良效却是随辐照度的升高而下降的。从图 4 可见, 当辐照度从

$588.9W/m^2$ 升至 $743.6W/m^2$ 光电转换效率大约从 8% 跌到 6%。对比发现, 实测点与模拟线是吻合的。

如图 5 所示, 实测的光伏板温度 ($T_c = [A_{\omega}(L, t) + A_{ci}(L, t)]/2L$ 内外表面温度的算术平均) 与计算结果对比, 进一步表明模拟采用的模型的合理性。空气冷却使光伏板温度下降 $15^{\circ}C$ 左右。但必需注意到, 如此大的温降在一定程度上包含了辐照灯表面温度以及隔热对光伏板温度的影响。 $15^{\circ}C$ 左右的光伏板温降, 将使相对效率攀升 7~10 个百分点。图 6 表明, LDV 测出的速度具有较大的脉动, 但一维均匀速度假定下, 数值计算出的速度也只是比测出的平均气流速度略大一点。

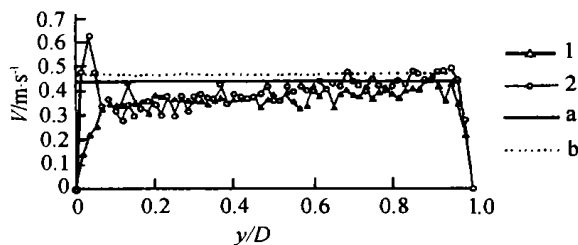
关于空气层的平均温度 [$T_{av,a} = A_a(L, t)/L$] 比较, 见图 7。需要说明的是, 实验只给出了开式冷却情况下的结果, 但实验与计算的对比是令人满意的。



注: a, b, c, d 表示模拟结果, 而 1, 2, 3, 4 表示实验结果。a, 1 和 b, 2 分别对应于 $G = 588.9 \text{ W/m}^2$ 时有间隙和没有间隙两种情况; c, 3 和 d, 4 分别对应于 $G = 743.6 \text{ W/m}^2$ 时的情况。

图 5 光伏板的瞬时温度和时间

Fig. 5 The instantaneous temperature of PV panel versus time



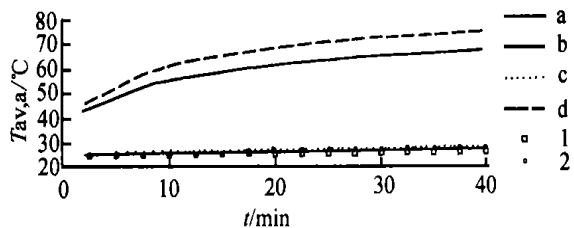
注: a, 1, 对应于 $G = 588.9 \text{ W/m}^2$; b, 2, 对应于 $G = 743.6 \text{ W/m}^2$ 。有标记的是实验曲线, 水平线是模拟结果。

图 6 速度分布

Fig. 6 The air velocity profiles in the cross section of the gap

4 结 论

实验与计算结果吻合较好, 说明温度积分模型对光伏墙内复合传热描述是合理的。光伏板面温度在中等辐照度的光照下, 升到 60°C 以上, 说明光伏板面吸收到了辐照灯的辐射热流。本文的模型考虑了这种影响因素。光伏板采用开式冷却, 相对效率比闭式冷却时提高 $7\% \sim 10\%$, 然而, 这除了对应于室内中等辐照度的光照以外, 还涉及到了塑料板的隔热及辐照灯的辐射热流的作用。因此, 研究结果, 如效率和光伏板及辐照度的关系(图 5), 在实际应用中还有一定的局限性。



注: a, b, c, d 是模拟结果, 1 和 2 是实验结果。a, 1 和 b, 2 对应于 $G = 588.9 \text{ W/m}^2$ 时的开式和闭式冷却。c, 2 和 d, 4 for $G = 743.6 \text{ W/m}^2$ 时的开式和闭式冷却

图 7 空气层的平均温度随时间的变化

Fig. 7 The instantaneous temperature of air in the gap versus time

符 号

A ——, mK;

a_0, a_1, a_2, a_3 ——;

c_p ——, J/(kgK);

c_{pw} ——, J/(kgK);

D ——, m;

Nu ——Nusselt 数;

Pr ——Prandtl 数;

Ra ——Rayleigh 数;

Re_1 ——;

Re_2 ——;

T ——, K;

V ——, m/s;

W ——, m;

W_∞ ——, m/s;

ϕ ——;

ρ ——, kg/m^3 ;

$(\alpha\tau)_{av}$ ——。

c ——,

w_o ——

w_i ——

ω ——

ci ——

r ——

- [1] Haas R, Ornetzeder M, Hametner K. Socio-economic aspect of the Austrian 200 kWp photovoltaic-roof top programm[J]. Solar Energy, 1999, 66(3): 183—191.
- [2] Yoo S H, Lee E T, Lee J K. Building integrated photovoltaics a Korean case study[J]. Solar Energy, 1998, 64(4): 151—161.
- [3] Hirata Y, Inasaka T, Tani T. Output variation of photovoltaic modules with environmental factors— II: Seasonal variation[J]. Solar Energy, 1998, 63(3): 185—189.
- [4] Brinkworth B J, Cross B M, Marshall R H, et al. Thermal Regulation of photovoltaic cladding[J]. Solar Energy, 1997, 61(3): 169—178.
- [5] Pontikakis N, Harrison S J. Investigation of wind— induced convective heat transfer coefficient on solar collectors[A]. Proc of the solar Sun' 99[C]. Edmonton, Canada, 1999, August, 140—145.
- [6] Vliet G C, Ross D C. Turbulent natural convection on upward and downward facing inclined heat flux surfaces[J]. Transaction of ASME, Heat Transfer, 1975, 97: 549—555.
- [7] Elsherbiny S M, Raithby, Hollands K G T. Heat transfer by natural convection across vertical and inclined air layers [J]. Transaction of ASME, Heat Transfer, 1982, 104(1): 96—102.

STUDY ON CONJUGATE HEAT TRANSFER IN A PHOTOVOLTAIC WALL

Zhu Zuojin¹, Yang Hongxing², Jiang Rui¹, Wu Qingsong¹

(1. Department of Thermal Science and Energy Engineering, University of Science and Technology of China, Hefei 230026, China;

2. Department of Building Services Engineering, The Hong Kong Polytechnic University, Hong Kong, China)

Abstract: In this papers the results of experimental and theoretical investigation of combined heat transfer in a photovoltaic wall have been reported. The photovoltaic wall is a prototype wall which is composed of two pieces of BP PV Panels and a Styrofoam board, and a part of light of radiation energy from the indoor lamps can be converted into electricity. Through experiments, the performance of such a photovoltaic wall has been studied. For easy to treat heat radiation, a model of the integration of absolute temperature, has been proposed for the numerical simulation of the comlnted transfer in the test wall. By comparison, it is found that with regard to the thermal radiation of lamp surface, good agreement between the results of simulation and experiments is obtained.

Keywords: photovoltaic wall; conugate heat transfer; cumulative variable

联系人 **E-mail:** zuojin@ustc.edu.cn