

基于内表面对流和辐射换热的温室夜间热平衡分析及验证

张冲^{1,2} 王传奇^{1,2} 杨鲁伟¹ 张振涛^{1*} 方海龙³ 翟娅萍³

(1. 中国科学院 理化技术研究所,北京 100190; 2. 中国科学院 研究生院,北京 100049;
3. 新疆吐鲁番农机推广中心,新疆 吐鲁番市 838000)

摘要 为分析日光温室内部的热环境,运用传热学理论,对夜间温室内存在的对流传热和辐射传热过程进行了研究,并建立温室内部热平衡方程。采用热平衡模型确定冬季温室所需补热量,并评估供暖系统在温室中的实际应用效果。结果表明:室内空气温度的理论值与实测值差别不大,模型比较切合实际。计算结果还揭示了温室内部热流的走向与分布情况,以及围护结构对温室保温所起到的作用。

关键词 温室; 热平衡模型; 热流分析; 补热量

中图分类号 S 625 文章编号 1007-4333(2013)03-0172-06 文献标志码 A

Thermal equilibrium analysis and verification of heat convection and radiation transfer in greenhouse at night

ZHANG Chong^{1,2}, WANG Chuan-qi^{1,2}, YANG Lu-wei¹, ZHANG Zhen-tao^{1*},
FANG Hai-long³, ZHAI Ya-ping³

(1. Technical Institute of Physics and Chemistry Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;
2. Graduate University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China;
3. Agriculture Machinery Center of Turfan, Turfan 838000, China)

Abstract In order to analyze the internal heat environment of solar greenhouse, the heat transfer theories were used to research the heat convection and radiation transfer in greenhouse at night. The greenhouse internal heat equilibrium model was established. This model could be used to calculate the amount of heat needed in winter greenhouses and to evaluate actual application effect of heating system. The study showed the temperature computed was close to the actual degree measured, which meant the equilibrium model could fit the real. The model also displayed the direction and distribution of the heat flux in the greenhouse, and confirmed the role of the palisade structure on greenhouse heat preservation.

Key words greenhouse; heat equilibrium model; heat flow; heat input

冬季为维持温室内植物正常生长的基本环境,夜间需要补热加温^[1]。如何最大限度地降低能耗、提高温室能源利用效率是温室产业发展面临的重要问题^[2]。补热量与温室夜间所需热量是否相匹配,将直接影响植物生长的好坏。供热量过多,不仅造成能源浪费,还增加了运营成本;供热量不足,无法保证植物所需的温度。采暖热负荷的计算正确与

否,还将直接影响到供暖设备的大小、供暖方案的选择和制定以及供暖系统的使用效果^[3]。因此,确定温室所需补热量的大小就显得尤为重要。通过对温室进行热平衡分析,判断出温室夜间所需热量,指导温室补热^[4-8]。

陈青云等运用传热学和生物环境工程学的理论,建立了日光温室热环境的动态数学模型,定量解

收稿日期: 2012-09-26

基金项目: 新疆维吾尔自治区科技支疆项目(2011911146)

第一作者: 张冲, 硕士研究生, E-mail: zhangchong3210@163.com

通讯作者: 张振涛, 副研究员, 主要从事传热强化和热泵技术研究, E-mail: zzth1@163.com

释日光温室热环境的变化规律。并证明该模型可用于模拟研究日光温室室内空气温度和湿度及温室墙体及地中传热量的变化规律^[9]。Albright L D 等用数学模型模拟温室内部的光照环境^[10]。佟国红等采用计算流体动力学技术(CFD)中的非稳态方法求解温室的控制方程,模拟了晴天室内温度随外界气候条件的变化,模拟结果与实测值变化规律相同^[11]。

本研究拟以实际温室为研究对象,以传热学为基础理论,考虑空气与围护结构表面之间的对流换热以及围护结构表面之间的辐射传热,建立温室内部热平衡模型。

1 热平衡模型的建立

本研究建立的热平衡模型作用为:通过温室围护结构内表面的温度,计算出室内空气温度;通过模型计算围护结构表面在温室内部的换热量,分析围护结构在温室保温中所起到的作用,进而得出温室与外界环境的总体换热系数,从而可以得知达到目标温度所需补热量。为此,作如下假设:温室各组成部分温度湿度分布均匀,以一个平均的状态变量代表总体状况;不考虑透光面的蓄热能力,认为它任何时刻都处于稳定状态;只考虑地面与墙体内表面与外界之间的换热,不考虑土壤和墙体内部的传热过程;所有参与热辐射的表面为漫灰表面。已知条件:前后屋面的温度、墙体内表面的温度、土壤表层温度、室外环境温度。温室没有泵或风机等外力推动,因此温室内部各表面和空气之间的换热为大空间自然对流换热,由于已知各表面温度,可按常壁温边界条件处理。由于温室是有多个表面组成的封闭系统,每个表面的净辐射换热量是与其余各表面分别换热的之和,可将辐射热阻比拟成等效的电阻从而通过等效的网络图来求解。这样列出各结构的表面与空气之间的自然对流换热方程,围护结构表面之间的辐射换热方程及冷风渗透热损失,根据热量守恒原则,借助 Matlab 软件进行求解与分析。

该温室坐北朝南,东西延长,全天光线较好。长 70 m,跨度 8 m,脊高 3.5 m,后墙为 2.5 m,墙体厚度为 0.78 m,墙体均为加厚红砖墙,前屋面覆盖材料选用温室专用 PET 膜,后屋面仰角为 45°。温室结构示意图见图 1。

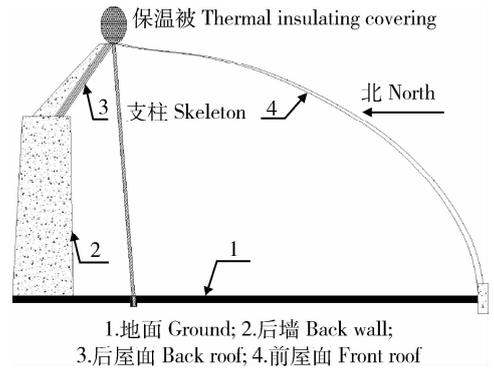


图 1 温室结构示意图

Fig. 1 Structure of greenhouse

1.1 地面热平衡模型的建立

温室地面的温度变化不大,白天接受阳光辐射进行吸热,夜间当空气温度低于土壤表面温度时,土壤就从白天的吸热体变为放热体。以温室内地面为研究对象,其夜间热平衡(这里忽略表面水的蒸发散热)为

$$Q_r = Q_{nr} + R_r = Q_{nr} + Q_{sr} + Q_{fr} + Q_{wr} \quad (1)$$

式中: Q_r 为温室地面的换热量; Q_{nr} 为温室内空气与土壤表面对流换热量; R_r 为地面的总辐射换热量; Q_{fr} 为前屋面内表面与地面的辐射换热量; Q_{sr} 为温室后坡表面与地面的辐射换热量; Q_{wr} 为温室墙体表面与地面的辐射换热量。

1.1.1 对流换热

地面与空气之间的对流换热量 $Q_{nr} = h_r (T_r - T_a)$, 其中 T_r 为地面温度, T_a 为空气温度。由于地面属于水平面的大空间自然对流,边界条件为常壁温,因此地面与空气之间的对流换热系数 h_r 可通过经验公式^[12]求得

$$Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n$$

以及

$$h_r = \frac{Nu_r \times l}{\lambda_a}$$

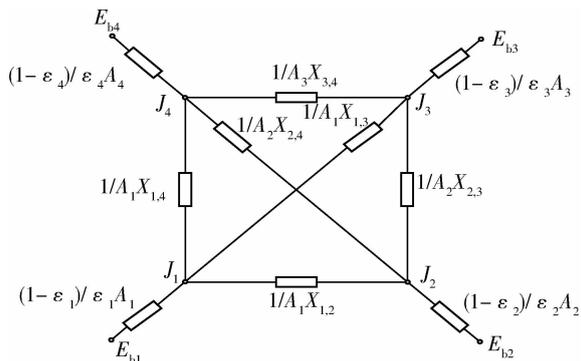
式中:格拉晓夫数 $Gr = \frac{g l^3 \alpha \Delta t}{\nu^2}$; 体胀系数 α 、运动粘度 ν 、空气的导热系数 λ_a 、普朗特数 Pr 通过查询干空气的热物性表得出; l 为特征长度,可通过 $l = A_p / P$ 求得,其中 A_p 、 P 分别为地面的换热面积及其周界长度; Δt 为地面温度与空气温度之差。

1.1.2 辐射换热

温室内除了空气与各个表面之间的对流换热

外,还存在着各个表面之间的辐射换热。影响辐射换热的因素有:表面温度、表面几何特性(大小、形状等)和表面间的相对位置及表面辐射特性(发射率)。

温室是多表面系统,某表面的净辐射换热量是与其余各表面分别进行换热的换热量总和。这里将辐射热阻比拟成等效电阻,转化成表面辐射热阻和空间辐射热阻,从而通过等效的网络图求解辐射换热。温室主要由4个表面构成,相互之间进行热辐射的表面有:地面、后墙内表面、后屋面、前屋面内表面,因此,可看作为4个表面组成的封闭腔的辐射换热问题,其辐射换热网络见图2。



E_{bi} ,各黑体表面的辐射强度 Radiation intensity of black body;
 ϵ_i ,各漫灰表面的发射率 Emissivity of surface; J_i ,各漫灰表面的有效辐射强度 Effective radiation intensity of black body; A_i ,各个表面的面积 Area of surface; X_{ij} , i 表面对 j 表面的角系数 Angel factors.

图2 温室内表面间的辐射换热等效网络图

Fig.2 Equivalent network diagram of radiation heat transfer

根据电学中的基尔霍夫定律,列出4个节点 $J_1、J_2、J_3、J_4$ 处的电流方程如下:

$$\frac{E_{b1} - J_1}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1}} + \frac{J_2 - J_1}{\frac{1}{A_1 X_{1,2}}} + \frac{J_3 - J_1}{\frac{1}{A_1 X_{1,3}}} + \frac{J_4 - J_1}{\frac{1}{A_1 X_{1,4}}} = 0 \tag{2}$$

$$\frac{E_{b2} - J_2}{\frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}} + \frac{J_1 - J_2}{\frac{1}{A_1 X_{1,2}}} + \frac{J_3 - J_2}{\frac{1}{A_2 X_{2,3}}} + \frac{J_4 - J_2}{\frac{1}{A_2 X_{2,4}}} = 0 \tag{3}$$

$$\frac{E_{b3} - J_3}{\frac{1 - \epsilon_3}{\epsilon_3 A_3}} + \frac{J_1 - J_3}{\frac{1}{A_1 X_{1,3}}} + \frac{J_2 - J_3}{\frac{1}{A_2 X_{2,3}}} + \frac{J_4 - J_3}{\frac{1}{A_3 X_{3,4}}} = 0 \tag{4}$$

$$\frac{E_{b4} - J_4}{\frac{1 - \epsilon_4}{\epsilon_4 A_4}} + \frac{J_1 - J_4}{\frac{1}{A_1 X_{1,4}}} + \frac{J_2 - J_4}{\frac{1}{A_2 X_{2,4}}} + \frac{J_3 - J_4}{\frac{1}{A_3 X_{3,4}}} = 0 \tag{5}$$

式中: E_{bi} 为各黑体表面的辐射强度; ϵ_i 为各漫灰表面的发射率,不同材料的发射率见表1; J_i 为各漫灰表面的有效辐射强度; A_i 为各个表面的面积; $X_{i,j}$ 为 i 表面对 j 表面的角系数,角系数的计算通过角系数的性质(包括相对性、可加性和完整性)和不同几何结构计算公式得出。将式(2)~(5)联立求解,可得地面的总辐射换热量

$$R_r = (E_{b1} - J_1) / \left(\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} \right)$$

表1 不同材料的发射率

Table 1 Emissivity of different materials

材料 Material	红砖 Red brick	油毛毡 Asphalt felt	水泥 Cement	土壤(含水) Soil(Aquiferous)	薄膜 Thin film
发射率 Emissivity	0.88	0.93	0.95	0.95	0.70~0.90

1.2 其他围护结构的热平衡

墙体、前后屋面的换热量计算建立如同地面计算方法,由于墙体表面、屋面与地面结构不同,因此选择适合其情况的努赛尔数 Nu 的经验公式^[12]。辐射换热亦如此。

1.3 冷风渗透热损失

冬季,室外冷空气经常会通过镶嵌透光覆盖材料的缝隙、门窗缝隙,或由于开门、开窗而进入室内。

这部分冷空气从室外温度加热到室内温度所需的热量称为冷风渗透热损失。

$$Q_c = C_p m (T_n - T_w) = C_p N V \gamma (T_n - T_w)$$

式中: Q_c 为温室冷风渗透热损失,W; C_p 为空气的定压比热, $C_p=1.01 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$; m 为冷风渗透进入温室的空气质量, $m=N V \gamma$; N 为温室与外界的空气交换率,亦称换气次数,以每1h的完全换气次数为单位; V 为温室内部体积, m^3 ; γ 为空气的密度, kg/m^3 。

表 2 不同结构温室设计换气次数

Table 2 Air exchange rate of different greenhouses

温室形式 Form	单层玻璃, 缝隙不密封 Single-glass Poor seal	单层玻璃, 缝隙密封 Single-glass good seal	塑料薄膜 Thin film	PC 中空温室 PC board	单层玻璃覆盖薄膜 Single-glass and thin film
次数 Rate	1.25	1.00	0.60~1.00	1.00	0.90

1.4 温室热平衡方程

假定温室某个时刻内温度保持不变, 温室内热量的收支平衡, 以夜间温室为研究对象, 列出能量平衡方程为

$$Q_w + Q'_w + Q_f + Q_r + Q_s + Q_c = 0$$

式中: Q_w 为北墙换热量, Q'_w 为东西墙的换热量, Q_f 为前屋面的换热量, Q_r 为地面的换热量, Q_s 为后屋面的换热量, Q_c 为冷风渗透热损失。

2 结果分析

2.1 试验数据测量

由于试验温度东西方向上较长, 平均选取 3 个横截面布置测点。横截面上的布点情况: 北墙内表面, 高约 1.5 m 处; 后屋面内表面中央处; 前屋面内表面和土壤表层, 以及室内外空气。温度测定使用 pt100 传感器, 测量精度为 0.1%; 湿度测定采用昆仑海岸 TSK 型温湿度传感器, 精度为 0.5%, 利用 Agilent 数据采集仪收集数据, 数据采集间隔为 5 min。试验采集时间为 2011-11-12, 这段时间天气状况良好。图 3 为天气较为晴朗时夜间各测点温度的变化情况, 数据为 3 个横截面的平均值。

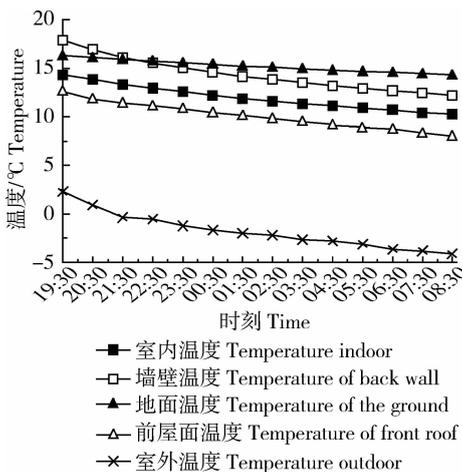


图 3 夜间温室的温度变化情况

Fig. 3 Temperature of greenhouse at night

可以看出, 夜间室内温度与环境温度保持 14 °C 的温差。夜间, 墙壁温度和地面温度均高于室内空气温度, 而前屋面温度低于室内空气温度, 证明墙体、地面和前屋面在夜间发挥着不同作用。墙壁温度出来前 3 h 高于地面温度外, 其余时间内要低于地面 2 °C 左右, 而地面面积又是墙体面积的 2 倍多, 因此, 在温室保温中土壤比墙体发挥着更大的作用。

2.2 实测结果与计算结果的比较

以新疆吐鲁番地区温室 2011-11-26 的试验数据为依据, 理论计算值与测量值的对比见图 4。可见, 计算值与测量值相差不大, 曲线比较吻合, 23:00 以后计算值一直高于测量值。计算值的最大误差为 4.4%, 说明计算值与实测值很接近, 证明建立的动态热平衡模型比较符合夜间温室内部的传热过程。存在误差的主要原因是建立的热平衡模型没有考虑土壤表面水分的蒸发潜热和前屋面内表面水分的凝结潜热。

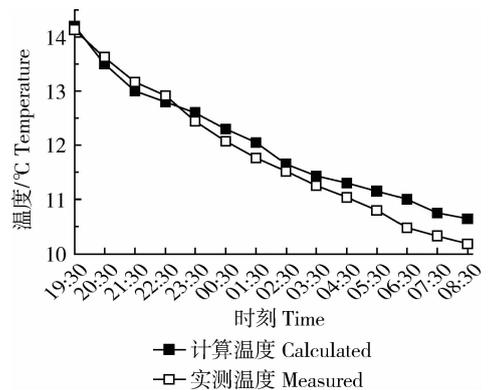


图 4 计算温度与实测温度的比较

Fig. 4 Comparison between calculated temperature and measured temperature

2.3 温室内部的热流分析

通过建立的动态热平衡模型, 还可以分析夜间温室内部热流的走向和分布情况。通过式(1)计算

得出地面的换热量 Q_g 、墙体表面的换热量 Q_w 、前屋面的换热量 Q_f 、后屋面的换热量 Q_b 以及冷风渗透热损失 Q_c ，进而得出温室内热流分布情况。

由图 5 可见，温室中地面和墙体作为蓄热体，夜间对温室散热；温室中的热损失主要包括前后屋面与外界的热交换以及冷风渗透损失。地面向外的热流量远大于墙体，温室地面的散热量占蓄热体总散热量的 80% 左右，说明温室的主要蓄热体是土壤。出现这种情况的原因是地面的换热面积和温度要高于墙体。地面的热流量随时间的变化增大，这是由于地面的温降趋势要小于空气和其他围护结构，温差将逐渐变大，土壤的放热流也随之增加，最大至 17.5 kW。而墙体的热流量缓慢下降，其温降趋势要大一些。

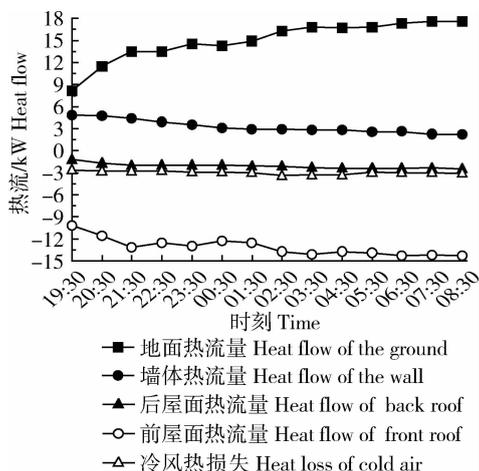


图 5 温室内部热流分析

Fig. 5 Analysis of internal heat flow in the greenhouse

由于前屋面的换热面积是后屋面的 5 倍多，因此夜间温室的热损失中前屋面占据主导地位，约占总热损失的 70%。后屋面和冷风热损失变化不大，分别维持在 2 kW 和 3 kW 左右。

图 6 示出温室内各表面热流密度随时间的变化。可见：放热初期由于墙体温度高于土壤，墙体内表面的热流密度要高于地面。而墙体的温降要快于地面，21:00 后地面热流密度反超，之后两者的差距逐渐增大，最大时地面是墙体的 3 倍。前后屋面的热流密度的变化趋势比较一致，均维持在 0.020 ~ 0.025 kW/m^2 。

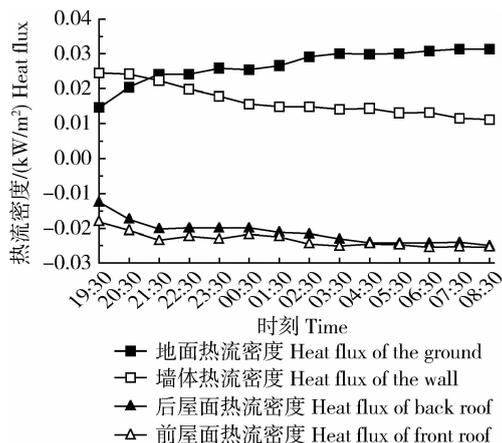


图 6 温室内部围护结构的热流密度

Fig. 6 Heat flux of Greenhouse palisade structure

2.4 温室补热量的计算

图 7 示出总放热量(总热损失)与室内外温差之间的关系。总热流与温差的变化趋势大致相同，热流随温差的变化而改变，温差大时热流量也较大，也就是说温室环境的换热系数基本不变。由温室内热流的分布情况可知温室与环境的热流损失量 Q' ，利用传热方程式 $Q' = KA\Delta t$ ，计算不同时刻的总体换热系数 K ，发现 K 值变化不大，因此可认为夜间温室与外界环境的总体换热系数 K 为 $2 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{C}$ 。这样就可以得出达到目标温度，供暖设备的加热功率 $Q = 2A\Delta t$ 。通过上述计算还可以评估供暖系统的实际应用效果。

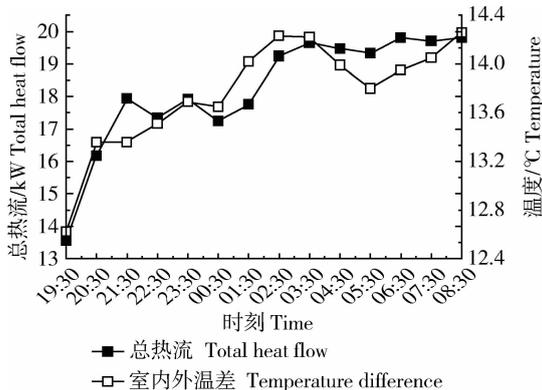


图 7 热流量和室内外温差随时间的变化

Fig. 7 Heat flow and temperature difference between indoor and outdoor over right

3 结论

1) 基于对流传热和辐射传热的热平衡方程比较

符合温室的实际情况,计算值与实测值相差不大,最大误差为 4.4%。

2)通过热平衡计算可以得出温室内围护结构的热流分布,土壤是温室的主要放热体,而热损失主要存在于前屋面,这对提升温室的保温性能提供了借鉴。

3)热平衡模型可以用来计算冬季温室夜间所需供热量,指导供暖系统的选型;还可对已有供热措施进行分析和评价,优化方案。

参 考 文 献

- [1] 王宏丽,邹志荣,陈红武,等. 温室中应用相变储热技术研究进展[J]. 农业工程学报,2008,24(6):304-307
- [2] 杨昊谕. 日光温室热平衡解析[D]. 长春:吉林大学,2007
- [3] 周增产. 温室采暖热负荷计算及常用补温方式的选择[J]. 蔬菜,2004,10:41-43
- [4] 李元哲,吴德让,于竹. 日光温室微气候的模拟与实验研究[J]. 农业工程学报,1994,10(1):130-136
- [5] 杜军,王怀彬,杨励丹. 温室热平衡计算及经济性分析[J]. 农业系统科学与综合研究,2000,16(2):132-134,138
- [6] 马承伟,卜云龙,籍秀红,等. 日光温室墙体夜间放热量计算与保温蓄热性评价方法的研究[J]. 上海交通大学学报:农业科学版,2008,26(5):411-415
- [7] 徐克生,王琦,王述洋,等. 日光温室的热平衡计算[J]. 林业机械与木工设备,2004,32(7):24-27
- [8] 塔依尔,王祯丽,吕国华,等. 日光温室热量收支的解析和数值模拟[J]. 石河子大学学报:自然科学版,1999,3(4):303-307
- [9] 陈青云,王政富. 节能型日光温室热环境的动态模拟[J]. 中国农业大学学报,1996,1(1):67-72
- [10] Albright L D,Both A J,Chiu A J. Controlling greenhouse light to a consistent daily integral[J]. Trans of the ASAE,2000,43(2):421-431
- [11] 佟国红,李保明,David M,等. 用 CFD 方法模拟日光温室温度环境初探[J]. 农业工程学报,2007,23(7):178-185
- [12] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社,1998

责任编辑:刘迎春