

日光温室正压湿帘冷风降温性能及冷负荷计算模型

孙维拓^{1,2}, 周波^{1,2}, 徐凡^{1,2}, 尚超^{1,2}, Chungui Lu³, 郭文忠^{1,2*}

(1. 北京农业智能装备技术研究中心, 北京 100097; 2. 农业部农业信息技术重点实验室, 北京 100097;
3. 诺丁汉特伦特大学动物、农村与环境科学学院, 诺丁汉 NG250QF)

摘要: 负压湿帘风机降温被广泛应用于温室生产中, 但存在降温均匀性差、限制温室长度及对温室密闭性要求高等不足。为克服负压湿帘风机降温的局限性, 提高日光温室降温能力, 该研究设计了日光温室正压湿帘冷风降温系统, 其气流组织方式为湿冷空气从南屋面底部进入日光温室, 热空气由顶开窗排出室外。在北京地区无作物的日光温室对系统夏季降温增湿效果及性能进行试验, 试验结果表明: 在典型夏季高温白天, 正压湿帘冷风降温系统配合遮阳网可将日光温室试验区内平均气温控制在 30.7~33.4 °C, 比采用自然通风配合遮阳网的对照区低 5.4~11.1 °C, 比室外低 2.4~5.4 °C, 降温效果良好; 夜间系统对温室降温幅度减小。该系统可有效缓解低湿胁迫, 日光温室试验区空气平均相对湿度为 49.8%~62.3%, 比对照区及室外分别高 13.6%~21.2%和 13.6%~24.6%。室内风速 0.35~1 m/s, 气流分布差异性较小。试验条件下, 正压湿帘冷风降温系统的平均降温效率为 91%, 比传统的负压湿帘风机高 10 个百分点以上; 实际平均耗水量为 0.035~0.079 g/(m²·s), 且耗水量与室外空气水蒸气饱和压差 (VPD, vapor pressure deficit) 呈正相关 ($P<0.01$, $r=0.64$)。同时, 研究构建了日光温室冷负荷计算模型及湿帘冷风降温设备合理选型方法, 其中冷负荷模型是降温设备选型的基础, 普遍适用于各种日光温室降温方法的研究。计算得到日光温室夏季降温冷负荷为 299.1 W/m², 应安装的正压湿帘冷风降温系统最大比通风量为 0.067 m/s。该研究为日光温室正压湿帘冷风降温方法的工程应用提供了技术参考, 为日光温室安全越夏生产环境控制提供了理论基础。

关键词: 温室; 温度; 模型; 日光温室; 正压通风; 湿帘风机; 降温; 冷负荷

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2019.16.024

中图分类号: S625.5

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2019)-16-0214-11

孙维拓, 周波, 徐凡, 尚超, Chungui Lu, 郭文忠. 日光温室正压湿帘冷风降温性能及冷负荷计算模型[J]. 农业工程学报, 2019, 35(16): 214-224. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2019.16.024 http://www.tcsae.org
Sun Weituo, Zhou Bo, Xu Fan, Shang Chao, Chungui Lu, Guo Wenzhong. Performance of positive pressure fan-pad cooling system and cooling load model for Chinese solar greenhouse[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2019, 35(16): 214-224. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2019.16.024 http://www.tcsae.org

0 引言

温室湿帘风机降温多采用负压通风, 是温室越夏生产中应用最广泛的降温方式, 国内外已开展大量研究^[1-2]。负压湿帘风机在炎热干燥地区和气候湿润地区均具有良好的降温效果, 配套遮阳网可将连栋温室内气温降低至低于室外气温 2 °C 左右^[3-4]。然而温室采用负压湿帘风机降温存在诸多不足, 最大的弊端是在气流方向上室内气温分布极不均匀, 从湿帘端至风机端气温逐渐升高, 最大温差达 10 °C 左右^[4-5], 且通过模型计算得知气流方向上的最大温度梯度出现在太阳辐射最强烈的正午前后 (11:00-12:00)^[6], 提高通风量和采用外遮阳可提高温度分布的均匀性^[5]。同时, 考虑风速与风量, 风机与湿帘的

有效安装距离在 40 m 左右, 最长不宜超过 50 m^[7-8], 限制了单栋温室长度; 对温室密闭性要求严格, 以防止室外空气从湿帘以外的各处缝隙进入温室影响降温效果。在日光温室中, 湿帘和风机通常分别安装于东西两侧山墙^[8], 而生产型日光温室的长度一般在 60~80 m, 有的甚至超过 100 m, 因此上述弊端在日光温室中尤为突出。

与负压湿帘冷风降温相对应的是正压湿帘冷风降温, 其工作原理是: 风机抽取室外未饱和空气经过湿帘送入温室, 在湿帘处空气显热转化为潜热, 从而达到为温室输送冷风降温的目的, 热空气由顶窗或侧窗排出^[7]。正压湿帘冷风降温的优点^[9-10]总结如下: 1) 能够定向精准送风或通过风管均匀送风; 2) 对温室密闭性要求低; 3) 空气置换快; 4) 高度装备化, 能够与加温、CO₂ 补施及臭氧消毒等设施环境调控系统装备有机集成, 共用通风管道; 5) 能够对进入温室的空气进行集中过滤、消毒处理, 且室内处于正压状态, 可有效防止外来虫源、病菌及灰尘等进入室内, 属于绿色防控技术。

目前国内关于正压湿帘冷风降温的研究多见于设施养殖领域^[9,11]。在设施园艺领域尽管已经出现了正压湿帘冷风降温在连栋温室的工程应用^[10], 但在日光温室的应

收稿日期: 2019-03-08 修订日期: 2019-07-20

基金项目: 北京市农林科学院国际合作基金 (GJHZ201804); 农业部设施农业节能与废弃物处理重点实验室 2017 年度开放课题 (2017KT01); 宁夏回族自治区重点研发计划项目 (2018BBF02024; 2018BBF02011)

作者简介: 孙维拓, 博士生, 助理研究员, 主要从事设施园艺环境工程方面的研究。Email: sunwt@nercita.org.cn

*通信作者: 郭文忠, 研究员, 主要从事设施蔬菜栽培研究。

Email: guowz@nercita.org.cn

用方法及相关理论研究尚未见报道。为克服负压湿帘风机降温的局限性, 提高日光温室应对高温天气的能力, 该研究设计了日光温室正压湿帘冷风降温系统, 并在北京地区无作物的日光温室对系统进行试验测试, 分析与评价系统夏季降温增湿效果及性能, 同时构建日光温室冷负荷计算模型, 探究降温设备合理选型方法, 以期为日光温室正压湿帘冷风降温方法的工程应用提供技术参考, 助推设施园艺产业实现周年高效、优质、清洁生产。

1 材料与方法

1.1 试验设计

1.1.1 试验温室

2018 年 7 月 15 日-2018 年 8 月 31 日, 在北京市农林科学院 (39°56'N, 116°16'E) 院内的日光温室中进行了温室正压湿帘冷风降温试验。

试验日光温室 (图 1、图 2) 东西走向, 长 33 m, 跨度 8 m, 温室下沉 0.5 m, 北墙高 3.18 m, 脊高 4.14 m, 后坡长 1.63 m, 采用钢骨架结构, 北墙及山墙为 370 mm 黏土砖和 100 mm 聚苯板, 内外表面抹 10~12 mm 抗裂砂浆, 后坡为 20 mm 水泥砂浆和 100 mm 后屋强化面板, 内表面做 4 mm 防水, 前坡覆盖为 8 mm 双层中空 PC 板。温室内部靠北墙过道宽 1.1 m, 过道与栽培区域由玻璃墙隔断; 栽培区从东至西由玻璃墙隔断为 5 个区域, 二区和四区分别为本试验的日光温室试验区 and 对照区, 试验区与对照区面积均为 41.4 m², 东西间隔 6 m。试验期间, 日光温室未种植作物。



图 1 正压湿帘冷风降温系统实物图

Fig.1 Picture of positive pressure fan-pad cooling system

1.1.2 设备安装及运行参数

日光温室试验区采用 1 台正压湿帘冷风机 (型号: KD-18) 进行通风降温, 设备选用变速轴流风机, 380 V 电压, 额定功率 1.1 kW, 额定风量 1.8 万 m³/h (试验过程中实测 2 750 m³/h), 风压 180 Pa; 循环水泵 220 V 电压, 额定功率 45 W, 最高扬程 2.5 m, 最大流量 2.5 m³/h; 湿帘耗水量 10~15 L/h; 设备外形尺寸 1 100 mm×1 100 mm×940 mm, 出风口尺寸 670 mm×670 mm。湿帘冷风机安装于温室南侧 (图 1、图 2), 送风管从前屋面底部进入温室并向两侧分支, 均匀设置 4 个出风口 (Φ300), 出风口向上倾斜 45°。在试验过程中, 日光温室试验区适时开启湿帘冷风机及顶开窗 (规格: 4 m×0.8 m; 最大张开角度 30°) 进行降温; 对照区打开顶开窗及侧窗进行自然通风降温; 试验区与对照区遮阳网常开, 遮阳网与前坡透明覆盖复合层太阳辐射

透过率平均值为 0.29 (表 1)。

表 1 遮阳网铺开条件下日光温室太阳辐射总透过率
Table 1 Total solar radiation transmissivity of the Chinese solar greenhouse with opened external shading net

日期 Date	日光温室 水平太阳辐射 Horizontal solar radiation inside Chinese solar greenhouse (MJ·m ⁻² ·d ⁻¹)	室外水平 太阳辐射 Horizontal solar radiation outside Chinese solar greenhouse (MJ·m ⁻² ·d ⁻¹)	日光温室 太阳辐射 透过率 Total solar radiation transmissivity/%
2018-8-16	5.99	21.20	28
2018-8-17	4.76	17.21	28
2018-8-18	2.19	7.99	27
2018-8-19	2.26	7.91	29
2018-8-20	5.94	20.81	29
2018-8-21	6.14	21.39	29
2018-8-22	1.58	5.51	29
2018-8-23	5.97	21.01	28
2018-8-24	5.66	19.58	29
2018-8-25	5.50	17.55	31
2018-8-26	4.59	15.23	30
2018-8-27	2.07	6.69	31
2018-8-28	3.13	10.09	31
2018-8-29	5.52	17.54	31
2018-8-30	1.83	5.83	31
平均值 Average			29

注: 选取 2018 年 8 月 16 日-8 月 30 日数据用于计算太阳辐射总透过率。

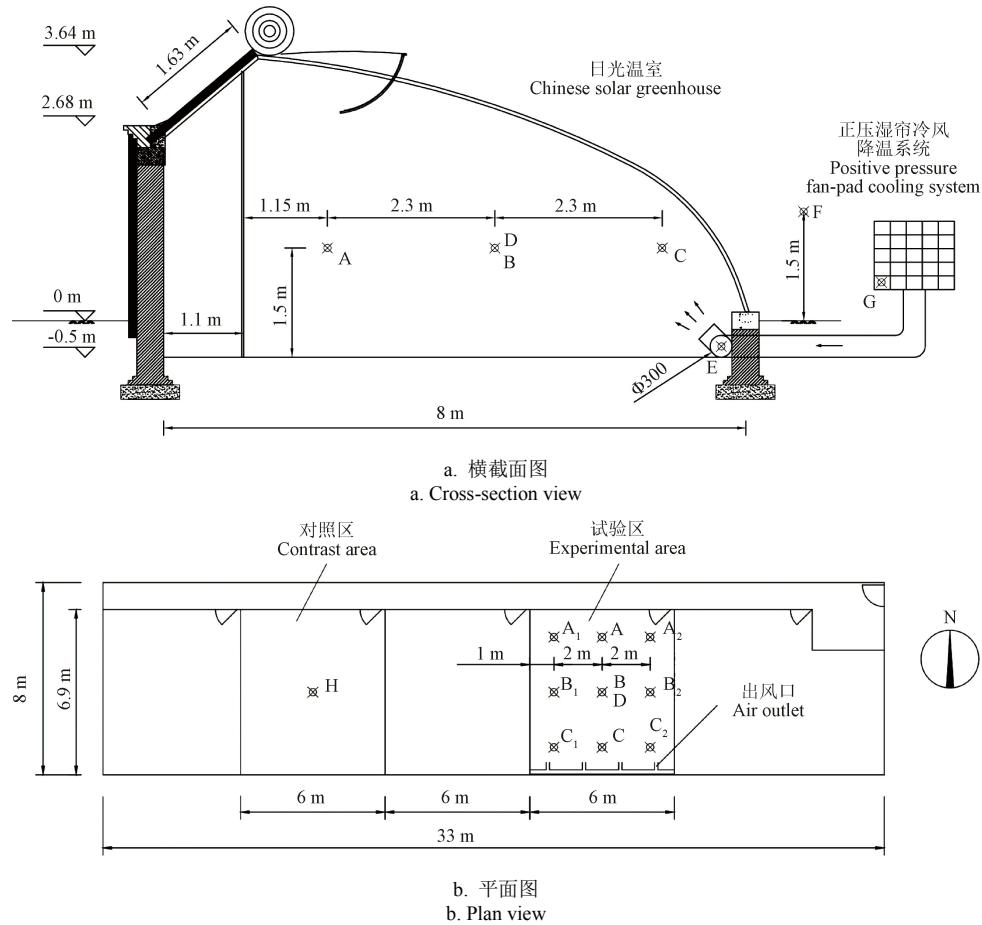
Note: Data for calculation of total solar radiation transmissivity are selected from Aug. 16 to Aug. 30, 2018.

1.1.3 测点布置与仪器

选用室内气象站监测日光温室试验区及对照区温度、相对湿度及太阳辐射等环境数据, 数据采集仪为美国 Campbell 公司生产的 CR1000; 温湿度传感器型号为 VAISALA HMP155, 温度测量范围为-80~60 °C, 相对湿度测量范围为 0~100%, 精度为±(0.055+0.0057×温度)°C (测量范围 20~60 °C) 和±(1.0+0.008×湿度读数)% (测量范围-20~40 °C); 辐射传感器型号为美国 LICOR 公司生产的 LI200X 短波辐射传感器, 测量范围为 400~1 100 nm, 精度为±3%, 测点位置位于测试区域几何中心, 距地面 1.5 m。室外气象站 1 台, 其数据采集仪及传感器型号同室内气象站, 置于远离日光温室的田间。由于试验日光温室周边具有水泥硬化路面及其他建筑、构筑物, 使得局部气温较高, 因此又选用美国 Onset 公司生产的 HOBO U14-001 型温湿度记录仪测量日光温室外空气温湿度, 温度、相对湿度传感器测量范围分别为-20~50 °C 和 0~100%, 精度分别为±0.2 °C (0~50 °C) 和±2.5% (10%~90%), 室外温湿度 (同正压湿帘冷风机进风温湿度) 以此测量值为准, 其中气温测量值略高于室外气象站气温测量值。选用 ESPEC THCO2 便携式环境采集仪测量湿帘冷风机出风温湿度, 温湿度传感器型号为 RSH-3020, 测量范围为-25~70 °C 和 0~99%, 精度为±0.3 °C (10~40 °C) 和±2.5% (30%~80%)。选用铜-康铜 T 型热电偶作为温度传感器测量湿帘冷风机循环水温,

精度为 $\pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$, Testo T176 进行数据记录。采用 Kanomax Climomaster 6501 系列热敏式风速仪 (探头型号: Climomaster 6533, 测量范围 $0.01\sim 5\text{ m/s}$, 精度为 $\pm 2\%$)

测量日光温室风速分布, 测定高度为 1.5 m , 测量方法为多次测量求平均值, 测点布置详见图 2。所有设备自动记录数据时间步长为 10 min 。



注: A、A₁、A₂、B、B₁、B₂、C、C₁、C₂分别为室内风速测点; D、H为室内温度、相对湿度及水平方向太阳辐射测点; E为正压湿帘冷风机出风温度、相对湿度测点; F为正压湿帘冷风机进风(室外空气)温度、相对湿度测点; G为正压湿帘冷风机循环水温测点。

Note: A, A₁, A₂, B, B₁, B₂, C, C₁, C₂ are indoor wind velocity measurement points; D, H are indoor air temperature, relative humidity and horizontal solar radiation measurement points; E is outlet air temperature and relative humidity measurement points of the positive pressure fan-pad cooling system; F is temperature and relative humidity measurement points of positive pressure fan-pad cooling system inlet air (outdoor air); G is circulating water temperature measurement point of the positive pressure fan-pad cooling system.

图 2 日光温室正压湿帘冷风降温系统示意图与测点布置

Fig.2 Schematic diagram of positive pressure fan-pad cooling system and measurement points of Chinese solar greenhouse

1.2 计算方法

1.2.1 日光温室冷负荷计算模型

温室冷负荷计算是温室降温设备选型的基础。目前关于日光温室热负荷的计算已经有较成熟且广泛使用的方法^[12], 由于太阳辐射的介入, 日光温室冷负荷计算无法直接采用热负荷的计算方法。温室降温的直接作用对象是温室内空气, 冷负荷的计算也应以室内空气为分析对象。夏季白天日光温室内空气的热量得失途径包括: 吸收太阳辐射热能; 与温室围护结构、室内地面、骨架结构及作物间的对流换热; 由通风换气及缝隙漏气与室外空气进行的热量交换; 由蒸散和冷凝引起的空气潜热变化。精确计算日光温室冷负荷非常复杂, 本文进行如下假设: 1) 不计辐射传热过程; 2) 室内空气不吸收太阳辐射; 3) 不计骨架结构、作物对传热的影响, 不计潜热、显热转化过程, 忽略山墙和后坡接收的太阳辐射; 4) 仅考虑一维稳态热传导。

日光温室冷负荷 Q_c 可由下式计算:

$$Q_c = Q_{nw} + Q_f + Q_v + Q_t \quad (1)$$

式中 Q_{nw} 为北墙内表面与室内空气的对流换热, W/m^2 (以室内地面面积 A_f 为基准, 单位 m^2 , 以下类同); Q_f 为室内地面与室内空气的对流换热, W/m^2 ; Q_v 为温室热风渗透负荷, W/m^2 ; Q_t 为室内空气通过前坡透明覆盖、后坡及山墙与室外空气进行的贯流传热, W/m^2 。

太阳辐射到达北墙内表面, 北墙内表面可看作是具有内热源且厚度可忽略的平壁, 其传热过程包括: 对太阳辐射的吸收, 与室内空气的对流换热 Q_{nw} , 与北墙外表面的热传导, 与其他围护结构、骨架结构及作物的辐射传热, 透过前坡覆盖与天空的辐射传热。其中 Q_{nw} 的表达式如下^[12]:

$$Q_{nw} = \frac{A_{nw}}{A_f} h_{nw,in} (t_{nw,in} - t_g) \quad (2)$$

式中 A_{nw} 为北墙表面积, m^2 ; $h_{nw,in}$ 为北墙内表面与室内空气的对流换热系数, 由于温室采用湿帘冷风降温, 室内风速较大, 北墙内表面与室内空气强制对流传热, 对

流换热系数可由式 $h_{nw,in} = 2.8 + 3.0v_g^{[13-14]}$ ($v_g=1$ m/s) 计算, 取值 5.8 W/($m^2 \cdot ^\circ C$); $t_{nw,in}$ 为北墙内表面温度, $^\circ C$; t_g 为室内空气设计温度, 为满足作物生长发育需求设定为 32 $^\circ C$ ^[15], 该温度值为室内气温上限。

根据假设, 可近似认为北墙内表面吸收的太阳辐射能全部转化为与室内空气的对流换热以及与北墙外表面的热传导。因此, 北墙内表面的热量平衡如下:

$$A_{nw}I_{nw}\alpha_{nw} = A_{nw} \left[h_{nw,in} (t_{nw,in} - t_g) + k'_{nw} (t_{nw,in} - t_a) \right] \quad (3)$$

式中 I_{nw} 为北墙内表面接收的太阳辐射能, W/ m^2 ; α_{nw} 为北墙内表面对太阳辐射的吸收比, 取值 0.75 ^[13]; k'_{nw} 为北墙内表面与室外空气之间的总传热系数, W/($m^2 \cdot ^\circ C$); t_a 为室外环境设计温度, 取夏季 6~9 月连续 1 h 内平均大气环境温度的最高值 (38 $^\circ C$, 图 3) 为室外环境设计温度, 但考虑日光温室附近局部气温较高, 取值 40 $^\circ C$ 。

k'_{nw} 可由下式求得:

$$k'_{nw} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_{nw,i}}{\lambda_{nw,i}} + \frac{1}{h_{nw,out}}} \quad (4)$$

式中 $\lambda_{nw,i}$ 为北墙各层材料的导热系数, W/($m \cdot ^\circ C$); $\delta_{nw,i}$ 为北墙各层材料的厚度, m; $h_{nw,out}$ 为北墙外表面与室外空气的对流换热系数, 由式 $h_{nw,out} = 2.8 + 3.0v_a$ ($v_a=3$ m/s)^[13-14,16] 计算, 取值 11.8 W/($m^2 \cdot ^\circ C$)。

由式 (2) ~ (4) 及式 (13) ~ (16) 可求得北墙内表面温度 $t_{nw,in}$, 进而求得北墙内表面与室内空气的对流换热量 Q_{nw} 。

与北墙内表面类似, 室内地面与室内空气的对流换热量 Q_f 可由下式求得:

$$Q_f = h_f (t_f - t_g) \quad (5)$$

$$A_f I_f \alpha_f = A_f \left[h_f (t_f - t_g) + \frac{\lambda_s}{\delta_{cs}} (t_f - t_{cs}) \right] \quad (6)$$

式中 h_f 为室内地面与室内空气的对流换热系数, 由式 $h_f = 3.4(t_f - t_g)^{0.33}$ ($t_f=50$ $^\circ C$)^[14] 计算, 取值 8.8 W/($m^2 \cdot ^\circ C$); t_f 为室内地面温度, $^\circ C$; I_f 为室内地面接收的太阳辐射能, W/ m^2 ; α_f 为室内地面对太阳辐射的吸收比, 取值 0.92 ^[12,17]; λ_s 为室内土壤导热系数, 取值 0.83 W/($m \cdot ^\circ C$)^[18]; δ_{cs} 为土壤恒温层深度, 取值 3 m^[12,19]; t_{cs} 为恒温层土壤温度, 取 20 $^\circ C$ 。

通过其他围护结构的热损失 Q_t 被看作是热量由壁面一侧的流体通过壁面传到另一侧流体中去的“传热过程”^[18], 其表达式如下:

$$Q_t = \frac{1}{A_f} (A_{tc} k_{tc} + A_{nr} k_{nr} + A_{sw} k_{sw}) (t_a - t_g) \quad (7)$$

式中 A_{tc} 、 A_{nr} 及 A_{sw} 分别为前坡透明覆盖、后坡及山墙的面积, m^2 ; k_{tc} 、 k_{nr} 及 k_{sw} 分别为室内外空气通过前坡透明覆盖、后坡及山墙进行热量交换的总传热系数, W/($m^2 \cdot ^\circ C$)。

其中, k_{tc} 、 k_{nr} 及 k_{sw} 的计算方法如下^[18]:

$$k_{tc} = \frac{1}{\frac{1}{h_{tc,in}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{tc,i}}{\lambda_{tc,i}} + \frac{1}{h_{tc,out}}} \quad (8)$$

$$k_{nr} = \frac{1}{\frac{1}{h_{nr,in}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{nr,i}}{\lambda_{nr,i}} + \frac{1}{h_{nr,out}}} \quad (9)$$

$$k_{sw} = \frac{1}{\frac{1}{h_{sw,in}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{sw,i}}{\lambda_{sw,i}} + \frac{1}{h_{sw,out}}} \quad (10)$$

式中 $\lambda_{tc,i}$ 、 $\lambda_{nr,i}$ 及 $\lambda_{sw,i}$ 分别为前坡透明覆盖、后坡及山墙各层材料的导热系数, W/($m^2 \cdot ^\circ C$); $\delta_{tc,i}$ 、 $\delta_{nr,i}$ 及 $\delta_{sw,i}$ 分别为前坡透明覆盖、后坡及山墙各层材料的厚度, m; $h_{tc,in}$ 为前坡透明覆盖内表面与室内空气的对流换热系数, 由式 $h_{tc,in} = 7.2 + 3.84v_g$ ^[14,16,20] ($v_g=1$ m/s) 计算, 取值 11.0 W/($m^2 \cdot ^\circ C$); $h_{tc,out}$ 为前坡透明覆盖外表面与室外空气的对流换热系数, 由式 $h_{tc,out} = 7.2 + 3.84v_a$ ($v_a=3$ m/s)^[14,16,20] 计算, 取值 18.7 W/($m^2 \cdot ^\circ C$); $h_{nr,in}$ 与 $h_{sw,in}$ 分别为后坡及山墙内表面与室内空气的对流换热系数, 同 $h_{nw,in}$ 取值 5.8 W/($m^2 \cdot ^\circ C$); $h_{nr,out}$ 与 $h_{sw,out}$ 分别为后坡及山墙外表面与室外空气的对流换热系数, 同 $h_{nw,out}$ 取值 11.8 W/($m^2 \cdot ^\circ C$)。

正压通风条件下, 温室热风渗透造成的换气量较小, 因此正压湿帘冷风降温条件下的热风渗透负荷 Q_v 的计算可参照冬季温室密闭条件下冷风渗透计算方法, 其表达式如下:

$$Q_v = g_{v,leak} \rho_{air} C_{pa} (t_a - t_g) \quad (11)$$

$$g_{v,leak} = \frac{rH}{3600} \quad (12)$$

式中 $g_{v,leak}$ 为日光温室热风渗透比换气量, m/s; ρ_{air} 为空气密度, 取 1.3 kg/ m^3 ^[13]; C_{pa} 为空气的定压比热容, 取 1006 J/($kg \cdot ^\circ C$)^[12-13]; r 为由风渗透造成的换气频次, 取 0.4 h^[16,21-22]; H 为日光温室的平均高度, 以温室地面为基准, m。

室内地面及北墙内表面接收的太阳辐射能由下式计算^[7,13]:

$$I_f = I_{f,out} \tau_{tot} \quad (13)$$

$$I_{nw} = 0.2I_f \frac{L_f \eta_{cp,nw}}{L_{nw} \eta_{cp,f}} + 0.8I_f \cot \theta \quad (14)$$

$$\eta_{cp,nw} = \frac{L_{j1} + L_{j2} - L_f - L_{nr}}{2L_{tc}} \quad (15)$$

$$\eta_{cp,f} = \frac{L_{tc} + L_f - L_{j2}}{2L_{tc}} \quad (16)$$

式中 $I_{f,out}$ 为室外地面接收的太阳辐射, 包括直接辐射与散射辐射, 取夏季 6~9 月连续 1 h 内平均太阳辐射量的最高值为室外设计太阳辐射量, 取值 860 W/ m^2 (图 3); τ_{tot} 为温室太阳辐射总透过率; $\eta_{cp,nw}$ 、 $\eta_{cp,f}$ 分别为从前坡透明覆盖到北墙内表面及室内地面的视角系数; L_f 、 L_{nw} 、 L_{nr} 及 L_{tc} 分别为日光温室跨度、北墙高度、后坡长度及前

坡弧长, m ; L_{j1} 、 L_{j2} 分别为同一温室横截面内前坡底角与北墙顶点的连线、屋脊与北墙底角的连线, m ; θ 为太阳高度角, 取 68° 。

为计算日光温室冷负荷, 除上述已赋值的常量外, 还需根据具体的温室结构与材料、地理区位及气候条件等提供相关参数, 日光温室冷负荷计算基本参数汇总于表 2。计算得到试验日光温室的冷负荷为 299.1 W/m^2 , Q_{nw} 、 Q_f 、 Q_v 及 Q_t 对日光温室冷负荷的贡献率分别为 11.0%、73.3%、1.3%及 14.4%。

表 2 日光温室冷负荷计算基本参数

Table 2 Basic parameters for cooling load calculation of Chinese solar greenhouse

项目 Items	参数 Parameters	数值 Value
温室概况	温室平均高度 H/m	3.26
	温室跨度 L_f/m	8
	室内地面面积 A_f/m^2	264
	前坡底角与北墙顶点的连线 L_{j1}/m	8.60
	屋脊与北墙底角的连线 L_{j2}/m	4.30
	温室太阳辐射总透过程率 τ_{ot}	0.29
	风渗透造成的换气频次 $r/(h^{-1})$	0.4
北墙及山墙	北墙高度 L_{nw}/m	3.18
	北墙表面积 A_{nw}/m^2	104.94
	山墙表面积 A_{sw}/m^2	2×26.10
	北墙内表面与室内空气对流换热系数 $h_{nw,in}/(W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1})$	5.8
	北墙外表面与室外空气对流换热系数 $h_{nw,out}/(W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1})$	11.8
	北墙内表面对太阳辐射吸收比 α_{nw}	0.75
	黏土砖 (370 mm) 导热系数 $\lambda_{nw,i}/(W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$	0.8
	聚苯板 (100 mm) 导热系数 $\lambda_{nw,e}/(W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$	0.045
	水泥砂浆 (10 mm) 导热系数 $\lambda_{nw,m}/(W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$	0.9
		室内地面与室内空气对流换热系数 $h_f/(W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1})$
室内土壤	地面对太阳辐射吸收比 α_f	0.92
	土壤导热系数 $\lambda_s/(W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$	0.83
	土壤恒温层深度 δ_{cs}/m	3
	土壤恒温层温度 $t_{cs}/^\circ C$	20
		弧长 L_{tc}/m
前坡透明覆盖	表面积 A_{tc}/m^2	285.45
	前坡内表面与室内空气对流换热系数 $h_{tc,in}/(W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1})$	11.0
	前坡外表面与室外空气对流换热系数 $h_{tc,out}/(W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1})$	18.7
	双层中空 PC 板 (8 mm) 导热系数 $\lambda_{tc,e}/(W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$	0.128
		长度 L_{nr}/m
后坡	表面积 A_{nr}/m^2	53.79
	水泥砂浆 (20 mm) 导热系数 $\lambda_{nr,i}/(W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$	0.90
	强化面板 (100 mm) 导热系数 $\lambda_{nr,e}/(W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$	0.045
	后坡内表面与室内空气对流换热系数 $h_{nr,in}/(W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1})$	5.8
	后坡外表面与室外空气对流换热系数 $h_{nr,out}/(W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1})$	11.8
		空气密度 $\rho_{air}/(kg \cdot m^{-3})$
空气	空气定压比热容 $C_{pa}/(J \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1})$	1 006
		室内空气设计温度 $t_g/^\circ C$
室内外环境设计参数	室外环境设计温度 $t_a/^\circ C$	40
	室外地面太阳辐射 $I_{f,out}/(W \cdot m^{-2})$	860
	太阳高度角 $\theta/^\circ$	68

1.2.2 湿帘冷风降温设备选型方法

湿帘冷风降温设备的选型实际上是通风量的选择,

设备厂家会关注与通风量匹配的湿帘面积、厚度及循环水流量等。正压湿帘冷风机将湿冷空气送入温室, 与室内高温空气混合, 并将热空气排出, 以降低室内气温。降温过程中, 可认为送入的湿冷空气未达到室内空气的露点温度, 室内空气未发生潜热与显热的转化, 因此仅考虑显热变化对室内气温的影响, 正压湿帘冷风机对温室的制冷量 (Q_{fp} , W/m^2) 可由下式计算:

$$Q_{fp} = g_{v,fp} \rho_{air} C_{pa} (t_{pad} - t_g) \quad (17)$$

式中 t_{pad} 为通过湿帘后送入温室的湿冷空气温度, $^\circ C$; $g_{v,fp}$ 为正压湿帘冷风降温系统的比通风量, m/s 。

因此, 对于地表面面积为 A_f 的日光温室, 其采用正压湿帘冷风降温所需要的通风量 (f_{fp} , m^3/s) 为:

$$f_{fp} = g_{v,fp} A_f \quad (18)$$

$$g_{v,fp} = \frac{1}{\rho_{air} C_{pa} (t_g - t_{pad})} Q_c \quad (19)$$

$$t_{pad} = t_a - \eta_{fp} (t_a - t_{a,wb}) \quad (20)$$

式中 η_{fp} 为正压湿帘冷风机的制冷效率, 取 0.9; $t_{a,wb}$ 为室外空气湿球温度, $^\circ C$; RH' 为相对湿度的 100 倍, 例如空气的相对湿度为 40%, 则 RH' 取 40。

湿球温度可由下式计算^[23]:

$$t_{a,wb} = t_a \arctan \left[0.152 (RH' + 8.314)^{1/2} \right] + \arctan (t_a + RH') - \arctan (RH' - 1.676) + 0.004 (RH')^{3/2} \arctan (0.023 RH') - 4.686 \quad (21)$$

根据日光温室冷负荷计算结果, 且当室外气温 t_a 为 $40 \text{ }^\circ C$ 时, 取相对湿度 35%, 计算得到日光温室应安装的正压湿帘冷风降温系统最大比通风量为 0.067 m/s , 试验区要求的最大通风量约为 $9\ 976 \text{ m}^3/h$ 。因此, 日光温室试验区安装的正压湿帘冷风机额定风量 $1.8 \text{ 万 m}^3/h$, 可变频, 能够满足冷负荷需求。

1.2.3 降温性能分析

正压湿帘冷风降温系统的降温效率可由下式计算^[5]:

$$\eta_{pf} = \frac{t_a - t_{pad}}{t_a - t_{a,wb}} \quad (22)$$

正压湿帘冷风降温的耗水量可由下式计算:

$$V = g_{v,fp} (\chi_{pad} - \chi_a) \quad (23)$$

式中 V 为正压湿帘冷风降温系统的耗水量, $g/(m^2 \cdot s)$; χ_{pad} 与 χ_a 分别为通过湿帘后的湿冷空气及室外空气的绝对湿度, 即水蒸气质量浓度, g/m^3 。

任意湿空气的绝对湿度可由下式计算^[7]:

$$\chi = \frac{M_v}{RT} e \quad (24)$$

$$e = RHe^* \quad (25)$$

$$e^* = \begin{cases} 10^{2.7857} + \frac{9.5t}{265.5+t} & (t < 0) \\ 10^{2.7857} + \frac{7.5t}{237.3+t} & (t \geq 0) \end{cases} \quad (26)$$

式中 M_v 为水蒸气的摩尔质量，取 18.015 34 g/mol， R 为一般气体常数，取 8.314 J/(mol·K)； T 为湿空气温度，K； t 为湿空气温度，℃； e 为水蒸气分压力，Pa； e^* 为饱和蒸气压，Pa；RH 为空气相对湿度。

在温室生产中水蒸气饱和压差 (VPD, kPa) 应用最

为广泛，它表示一定温度的湿空气达到水蒸气饱和还能吸纳水蒸气的量，计算式如下：

$$VPD = \frac{e^* - e}{1000} \quad (27)$$

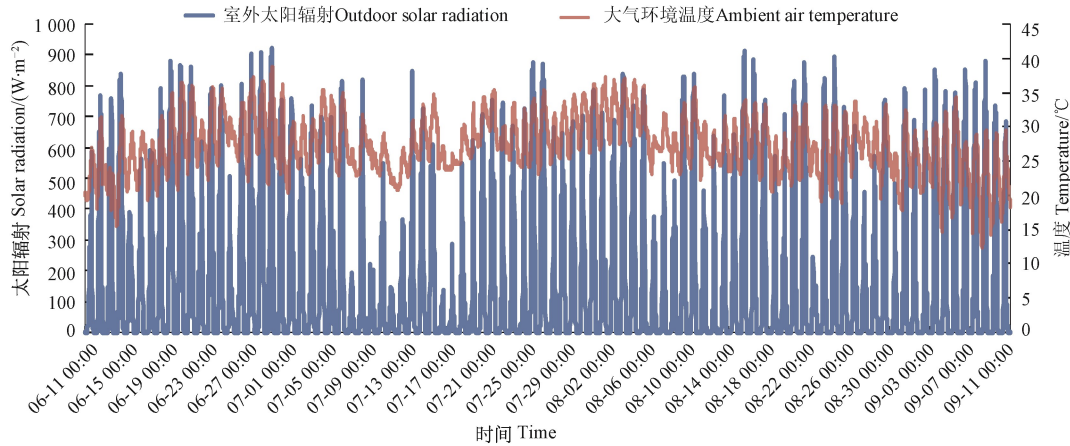


图 3 北京地区夏季室外太阳辐射及大气环境温度 (2018 年 6 月 11 日-9 月 11 日)

Fig.3 Outdoor solar radiation and ambient air temperature in Beijing area (from Jun. 11 to Sep. 11, 2018)

2 结果与分析

2.1 正压湿帘冷风降温效果

2.1.1 降温幅度

表 3 为日光温室试验区、对照区及室外气温比较。在典型夏季晴天，正压湿帘冷风机配合遮阳网可将日光温室内气温控制在 35℃ 及以内，室内平均气温为 30.7~33.4℃，比采用自然通风配合遮阳网的对照区低 5.4~11.1℃，比室外气温低 2.4~5.4℃，降温效果良好，能够保证大部分设施蔬菜安全越夏生产。

日光温室对照区通过开启顶开窗及侧窗进行自然通风降温，期间室内气温高于室外气温，平均温差最大达到 6.8℃，室内最高气温达到 38.8~46.5℃，无法满足设施蔬菜生长发育需求。在 2018 年 8 月 23 日，日光温室试验区未开启湿帘循环水泵，相当于通过正压机械通风进行降温，尽管与自然通风的对照区相比有 6.5℃ 的

平均降温幅度，但室内外温度基本持平，且室内最高气温达到 38.0℃，降温能力有限。

因此在炎热的夏季，日光温室仅通过遮阳网+自然通风或机械通风的方式难以达到理想的降温效果，以正压湿帘冷风降温为代表的蒸发降温方式对于保障日光温室越夏优质、高效生产是必不可少的。

2.1.2 增湿效果

一般认为温室内空气趋向于高湿状态，除湿、降温是温室湿度控制的主要任务，实际上在炎热的夏季白天甚至是冬季晴天正午，高温低湿 (VPD>1 kPa^[7]) 成为主要胁迫。在本研究中，白天日光温室对照区的空气平均相对湿度为 28.6%~47.8% (表 4)，此时的室内平均气温为 37.1~42.9℃ (表 3)，平均 VPD 约为 3.4~6.1 kPa，处于极端低湿状态。尽管在作物生长旺盛的温室，作物蒸腾会增加室内空气湿度，但由于夏季白天室外空气高温干燥，温室内低湿胁迫仍然存在。

表 3 日光温室试验区、对照区及室外气温比较

Table 3 Air temperature comparison among experimental, contrast and outdoor area of Chinese solar greenhouse

日期 Date	正压湿帘冷风 系统运行时段 Run time of positive pressure fan-pad cooling system	湿帘循环水 状态 Circling water operational states of cooling pad	室内太阳 辐射 Indoor solar radiation/ (W·m ⁻²)	试验区气温 Air temperature of experimental area/℃		对照区气温 Air temperature of contrast area/℃		室外气温 Outdoor air temperature/℃		试验区与对照区 温差 Temperature difference between experimental and contrast area/℃	试验区与室外温差 Temperature difference between experimental and outdoor area/℃
				平均值 Average	最高值 Maximum	平均值 Average	最高值 Maximum	平均值 Average	最高值 Maximum		
				2018-08-15	09:50-17:30	打开	147.5	32.2	34.3		
2018-08-16	09:30-17:30	打开	177.7	31.7	33.8	37.8	41.0	36.7	39.4	-6.1	-5.0
2018-08-17	10:30-17:30	打开	129.2	31.3	32.5	37.1	38.8	35.3	37.4	-5.8	-4.0
2018-08-20	10:30-17:30	打开	171.7	33.4	35.0	39.1	42.4	35.8	37.9	-5.7	-2.4
2018-08-21	09:30-17:30	打开	178.8	30.7	32.9	41.7	46.5	36.1	38.8	-11.0	-5.4
2018-08-23	09:30-17:30	关闭	174.9	35.0	38.0	41.5	45.3	35.6	38.8	-6.5	-0.6
2018-08-24	11:00-17:30	打开	156.1	31.8	33.7	42.9	46.2	36.1	38.2	-11.1	-4.3

注：测试期间日光温室遮阳网处于铺开状态。

Note: External shading screen of the Chinese solar greenhouse is always open during the test.

在低湿环境下, 温室作物关闭部分气孔以降低蒸腾, 这意味着对 CO_2 的吸收也会产生更高的气孔阻力; 在低湿条件下细胞伸长被抑制, 使得作物叶片较小, 无法截获足够光照^[7]。上述两种情况都会降低作物光合速率, 进而降低作物生长速率及产量。例如, 番茄植株长期处于低湿环境会降低果实鲜质量, 同时还会导致产生脐腐病^[7]。

适当提高湿度可降低高温、强光危害, 有利于作物生长发育^[24-25]。正压湿帘冷风降温系统的应用可以有效缓解温室低湿胁迫(表4), 在日光温室试验区, 空气平均相对湿度为49.8%~62.3%, 高于对照区及室外空气相对湿度, 湿度差分别为13.6%~21.2%和13.6%~24.6%, 增湿效果良好。

表4 日光温室试验区、对照区及室外空气相对湿度比较

Table 4 Air relative humidity comparison among experimental, contrast and outdoor area of Chinese solar greenhouse

日期 Date	试验区相对湿度 Relative humidity of experimental area/%			对照区相对湿度 Relative humidity of contrast area/%			室外相对湿度 Outdoor relative humidity/%			试验区与对照区相对湿度差 Humidity difference between experimental and contrast area/%	试验区与室外相对湿度差 Humidity difference between experimental and outdoor area/%
	平均值 Average	最高值 Maximum	最低值 Minimum	平均值 Average	最高值 Maximum	最低值 Minimum	平均值 Average	最高值 Maximum	最低值 Minimum		
	2018-08-15	61.4	67.4	55.9	47.8	60.9	41.2	38.0	45.5		
2018-08-16	57.0	67.0	50.1	43.1	58.6	36.5	34.3	41.3	29.1	13.9	22.7
2018-08-17	62.3	68.2	57.6	46.0	52.1	41.5	43.3	52.0	36.8	16.3	19.0
2018-08-20	62.3	70.1	58.0	46.9	61.8	40.9	48.7	57.9	43.4	15.4	13.6
2018-08-21	53.4	62.4	47.6	32.3	51.6	26.5	28.8	38.9	25.2	21.1	24.6
2018-08-23	35.7	55.6	27.6	33.6	50.2	27.4	34.1	47.4	24.1	2.1	1.6
2018-08-24	49.8	58.2	44.9	28.6	34.8	23.0	30.0	36.2	26.2	21.2	19.8

2.1.3 昼夜环境变化

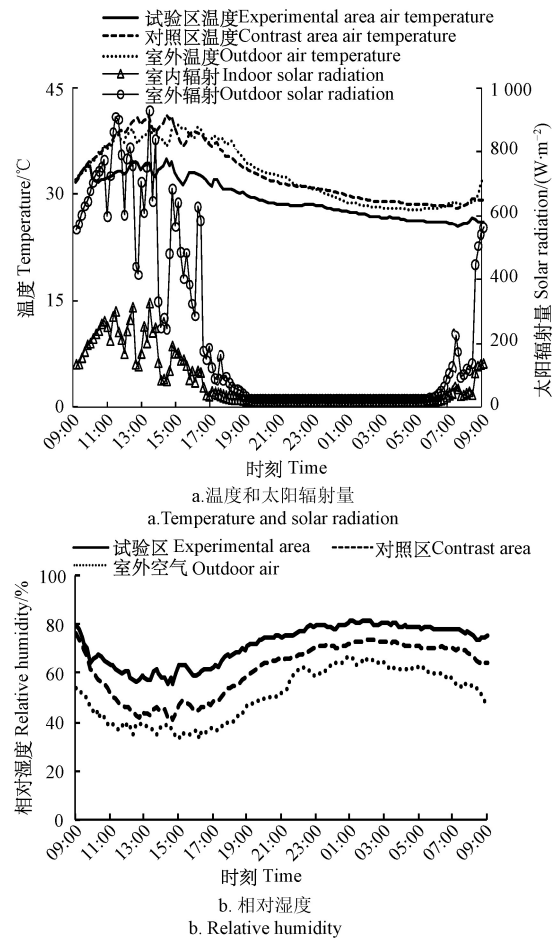
正压湿帘冷风降温作用下日光温室环境昼夜变化特征如图4所示, 2018年8月15日9:00至8月16日9:00, 日光温室试验区正压湿帘冷风降温系统昼夜连续工作, 对照区打开顶开窗和侧窗进行自然通风降温, 试验区与对照区外遮阳均处于铺开状态。

随着太阳辐射的增加, 日光温室试验区与对照区温度逐渐升高, 相对湿度逐渐降低, 在9:40温度共同达到33.4℃, 相对湿度降低至70%左右, 此时室外空气温湿度分别为32.7℃和49.3%。9:50日光温室试验区正压湿帘冷风机启动, 室内气温骤降, 至17:30日间降温结束, 试验区气温始终低于对照区和室外, 平均温差分别为5.4和5.0℃(表3), 最大温差分别为6.5和7.8℃; 对照区与室外气温高低交替, 对照区平均气温略高于室外; 试验区、对照区及室外最高气温分别为34.3、40.4和39.1℃, 分别出现于14:20、14:20及15:00; 期间试验区内空气湿度始终高于对照区和室外空气, 平均相对湿度分别为61.4%、47.8%和38.0%。

根据太阳辐射变化规律, 定义19:30至次日6:00为夜间降温阶段, 期间日光温室试验区平均气温(26.5℃)低于对照区(28.9℃)和室外(28.8℃); 试验区、对照区及室外空气平均相对湿度分别为78.3%、70.2%和60.4%。19:30至次日2:00, 正压湿帘冷风降温幅度呈下降趋势, 2:00以后趋于平稳。

由上可知, 正压湿帘冷风降温系统在夜间也能有效降低日光室内气温, 平均气温比自然通风的对照区低2.4℃, 但与白天运行相比其降温幅度较小, 主要原因是夜间室外空气温度相对白天较低, 相对湿度较大, 即空气VPD较小, 当室外空气通过湿帘时较少的水蒸气蒸发进入空气, 使得以蒸发降温为工作原理的湿帘冷风降温系统难以高效工作。根据笔者之前的研究^[26], 在夏季夜间, 应用水源热泵降温的日光温室平均气温比自然通风的日光温室降低了2.6~2.9℃, 其降温效果与正压湿帘冷风夜间降温相比并无明显优势。实际上, 由于夏季多雨, 以及作物蒸腾与土壤蒸发等, 夜间高温高湿是日

光温室及室外环境的常态, 蒸发降温很难持续发挥效用, 更增加了温室高湿产生病害的风险, 因此采用热泵^[26-27]等措施引入冷源, 在降温的同时进行冷凝除湿, 是进行日光温室夜间降温的合理长效途径。



注: 2018年8月15日至8月16日

Note: From Aug. 15 to Aug. 16, 2018

图4 正压湿帘冷风降温作用下日光温室环境昼夜变化
Fig.4 Diurnal variation of Chinese solar greenhouse climate under the action of positive pressure fan-pad cooling system

2.1.4 气流分布

正压湿帘冷风机输送的湿冷空气从南屋面底部进入温室，由均匀设置的 4 个出风口向上倾斜 45°送风，然后热空气由顶开窗排出室外。图 5 为正压湿帘冷风降温作用下日光温室 1.5 m 高处风速分布，可知日光室内风速北高南低，最低风速为 0.35 m/s，温室北部顶开窗下方区域风速最高，达 1 m/s，在东西方向上风速由中间向两侧对称递减，整体气流分布差异不大。

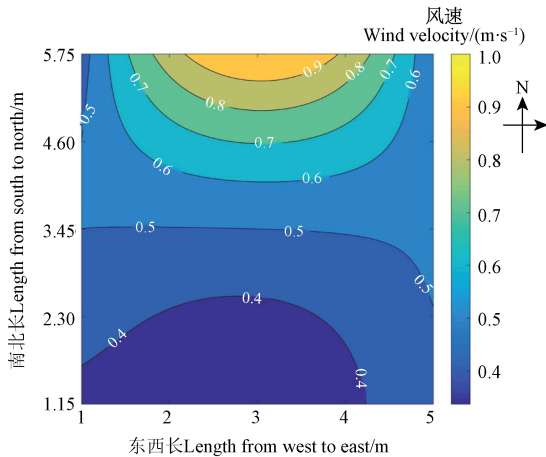


图 5 正压湿帘冷风降温作用下日光温室 1.5 m 高处水平面风速分布

Fig.5 Wind velocity distribution at a height of 1.5 m in a Chinese solar greenhouse under the action of positive pressure fan-pad cooling system

2.2 正压湿帘冷风降温性能分析

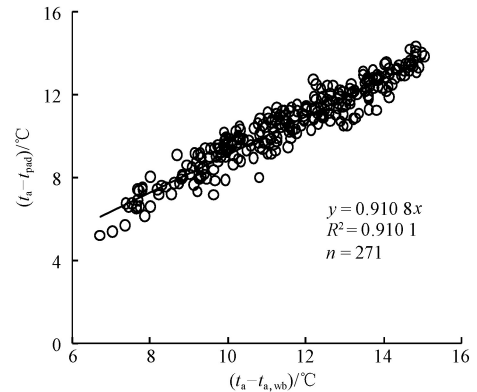
2.2.1 降温效率

在湿帘风机实际运行过程中，室外空气与湿帘表面的水无法进行完全的热质交换，即蒸发效率达不到 100%。湿帘风机降温系统的降温效率主要受过帘风速、湿帘厚度^[28]及湿帘循环水流量^[15]的影响，在一定范围内降低湿帘表面风速、提高湿帘厚度及循环水流量有利于获得更高的降温效率。但考虑温室的冷负荷需求以及室内温度分布均匀性，湿帘风机降温系统通常需要较高的通风量，例如 20 /h（温室换气频次）的湿帘风机通风量能够使室内温度梯度处于较低水平^[29]。对于湿帘风机本身，通风量通常决定湿帘表面风速，因此湿帘风机通风量的选取需权衡温室的降温效果与自身的降温效率。

图 6 所示为正压湿帘冷风降温系统降温效率。在夏季典型高温天气，正压湿帘冷风降温系统的平均降温效率为 91%，高于传统的负压湿帘冷风机的 60%~80%^[15,30-31]。由于降温效率的拟合度较高 ($R^2=0.910 1$)，可知室外环境条件对湿帘风机降温系统的降温效率影响较小。另外，湿帘循环水由自来水持续供应，并通过浮球控制保持一定循环水蓄存体积，在降温过程中循环水温日均值 21.4~25.3 °C，低于室外空气的湿球温度 22.6~27.0 °C（图 7），有利于进一步提高湿帘冷风降温系统对室外空气的降温程度及降温效率。

2.2.2 耗水量

表 5 所示为日光温室正压湿帘冷风降温耗水量。在本试验条件下，日光温室采用正压湿帘冷风降温的耗水量为 0.035~0.079 g/(m²·s)。如图 8 所示，耗水量与室外空气水蒸气饱和压差 VPD 呈正相关 ($P<0.01, r=0.64$)，说明室外空气越干燥，容纳水蒸气的能力越大，则湿帘冷风降温系统的耗水量越大，降温效果也就越好。



注：数据取自 2018 年 8 月 15-17 日、20-21 日、24 日。 t_a 为室外空气温度； t_{pad} 为通过湿帘后的空气温度； $t_{a,wb}$ 为室外空气湿球温度。
Note: Data are selected from Aug. 15-17, 20-21 and 24, 2018. t_a is outdoor air temperature; t_{pad} is temperature of air after passing cooling pad; $t_{a,wb}$ is wet bulb temperature of outdoor air.

图 6 日光温室正压湿帘冷风降温系统降温效率

Fig.6 Cooling efficiency of positive pressure fan-pad cooling system used for Chinese solar greenhouse

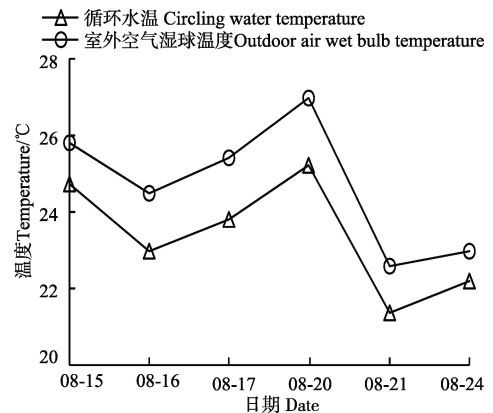


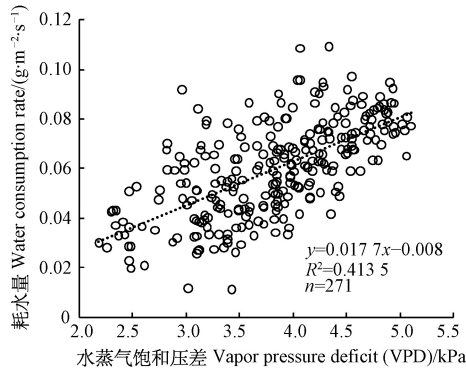
图 7 正压湿帘冷风降温系统循环水温与室外空气湿球温度比较

Fig.7 Comparison between circling water temperature of the positive pressure fan-pad cooling system and wet bulb temperature of outdoor air

表 5 日光温室正压湿帘冷风降温耗水量

Table 5 Water consumption rate of the positive pressure fan-pad cooling system used for Chinese solar greenhouse

日期 Date	耗水量 Water consumption rate/(g·m ⁻² ·s ⁻¹)
2018-08-15	0.056
2018-08-16	0.064
2018-08-17	0.048
2018-08-20	0.035
2018-08-21	0.079
2018-08-24	0.074



注: 数据取自 2018 年 8 月 15-17 日、20-21 日、24 日。
Note: Data are selected from Aug. 15-17, 20-21 and 24, 2018.

图 8 正压湿帘冷风降温系统耗水量与室外空气水蒸气饱和压差 VPD 的相关性

Fig.8 Correlation between water consumption rate of the positive pressure fan-pad cooling system and vapor pressure deficit (VPD) of outdoor air

3 讨论

本研究未设置与传统负压湿帘风机降温的对比试验,但相关研究表明,温室采用负压湿帘风机的降温幅度(室内外温差)约为 $2\sim 4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ^[3,30],在无作物的温室降温幅度仅为 $1.4\sim 1.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ^[4],而本研究的正压湿帘冷风降温系统降温幅度为 $2.4\sim 5.4\text{ }^{\circ}\text{C}$,具有更好的降温效果,这部分得益于下进上出的气流组织模式及较均匀的气流分布;同时,正压湿帘冷风降温系统具有更高的降温效率(提高 10 个百分点以上^[15,30-31])。试验可以获得较大的降温幅度,但日光温室试验区气温并未完全控制在 $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下,这是由试验过程中正压湿帘冷风机实际送风量偏小造成的,在工程应用中应合理设计送风管道,尽可能降低风量损失。本研究为获得更具有普适性的降温效果及性能数据,试验期间温室未种植作物。实际上,在种植作物的日光温室中,尤其是当作物叶面积指数较大时,作物遮挡地面和北墙吸收大量的太阳辐射能,并通过蒸腾作用部分转换为潜热,降低冷负荷及室内气温,同时提高湿度,可以预见栽培作物的日光温室在正压湿帘冷风降温系统的作用下将会有更加理想的温湿度环境。

周长吉^[8]总结了多种日光温室生产实践中的负压湿帘风机降温系统安装方法,但主流方法还是将湿帘与风机分别安装于东西两侧山墙,很显然不能满足温室降温需求,沿日光温室东西方向每隔一段合适距离设置高压喷雾可以增加降温效果,但也有其局限性。正压湿帘冷风降温系统高度装备化,可将日光温室在长度方向上进行分割,模块化控制,因此其降温能力更强,同时所面对的是跨度方向的气流或温度分布管理,因此也更容易保证温度均匀分布。

本文中的冷负荷计算模型未考虑辐射传热过程,而室内空气与天空的辐射传热有助于降低冷负荷,因此本文中的冷负荷计算略微偏大;由于作物的生长发育是动态变化的,冷负荷的计算取最大值,对应播种期或幼苗期,因此无需考虑作物与温室环境之间的相互影响。同时,冷负荷计算模型是在不通风条件下获得的,适用于

正压或负压湿帘冷风降温、自然或机械通风降温、通过热泵引入冷源降温等所有温室降温方式的计算分析,是具有普适性的。在温室密闭条件下的冷负荷模型才有实际意义,而不同降温方式之间的热风渗透换气次数的差异可忽略。利用本研究的冷负荷计算方法,要根据不同的地理位置、气候环境、日光温室结构及材料等修改部分模型参数。

本文给出的设备选型方法适用于正压和负压湿帘冷风降温系统,具体步骤为:1)根据章节 1.2.1 的日光温室冷负荷计算模型估算目标日光温室的冷负荷;2)根据计算得到的冷负荷及章节 1.2.2 给出的湿帘冷风降温设备选型方法,计算湿帘冷风降温系统所需要的总通风量;3)根据厂家提供的湿帘冷风降温设备型号及实际通风量,并考虑温室具体情况,确定设备数量,或进行大型机组的设计定制。需要注意的是湿帘风机通风量会影响系统对温室的降温效果,也会决定过帘风速进而影响系统本身降温效率。然而,作为温室生产者在做设备选型时应主要关注通风量,保证温室降温效果,设备内部组件搭配及降温效率由湿帘风机生产厂家负责。

4 结论

正压湿帘冷风降温系统应用于日光温室夏季降温是可行的,通过本试验研究,具体得出以下结论:

1)在典型夏季晴天,正压湿帘冷风机配合遮阳网可将日光室内气温控制在 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 及以内,室内平均气温为 $30.7\sim 33.4\text{ }^{\circ}\text{C}$,比采用自然通风配合遮阳网的对照区低 $5.4\sim 11.1\text{ }^{\circ}\text{C}$,比室外气温低 $2.4\sim 5.4\text{ }^{\circ}\text{C}$,降温效果良好;自然通风或机械通风配合遮阳网降温能力有限,均无法满足设施蔬菜生长发育需求。

2)夏季白天日光温室对照区空气平均水蒸气饱和压差(VPD, vapor pressure deficit)约为 $3.4\sim 6.1\text{ kPa}$,处于极端低湿状态,正压湿帘冷风降温系统可以有效缓解低湿胁迫,日光温室试验区空气平均相对湿度为 $49.8\%\sim 62.3\%$,高于对照区及室外空气相对湿度,湿度差分别为 $13.6\%\sim 21.2\%$ 和 $13.6\%\sim 24.6\%$ 。

3)正压湿帘冷风降温系统在夜间也能有效降低日光室内气温,但与白天相比其降温幅度减小,主要原因是夜间空气 VPD 较小。

4)正压湿帘冷风机输送的湿冷空气从日光温室南屋面底部进入温室,热空气由顶开窗排出室外,室内风速范围为 $0.35\sim 1\text{ m/s}$ 。

5)在夏季高温晴朗天气,正压湿帘冷风降温系统的平均降温效率为 91% ,比传统的负压湿帘冷风机高 10 个百分点以上,较低的湿帘循环水温是降温效率较高的因素之一。

6)本试验条件下日光温室采用正压湿帘冷风降温的平均耗水量为 $0.035\sim 0.079\text{ g}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 。耗水量与室外空气水蒸气饱和压差 VPD 呈正相关($P<0.01, r=0.64$),表明室外空气越干燥,则系统耗水量越大,降温效果也就越好。

7)本研究给出了日光温室冷负荷计算模型及湿帘冷风降温设备合理选型方法,其中冷负荷模型是降温设备选

型的基础。计算得到本文中的日光温室夏季降温冷负荷为 299.1 W/m^2 , 其中北墙内表面与室内空气的对流换热、室内地面与室内空气的对流换热、温室热风渗透负荷及室内空气通过前坡透明覆盖、后坡及山墙与室外空气进行的贯流传热对冷负荷的贡献度分别为 11.0%、73.3%、1.3%及 14.4%; 应安装的正压湿帘冷风降温系统最大比通风量为 0.067 m/s 。

该研究为日光温室正压湿帘冷风降温方法的工程应用提供了技术参考, 为日光温室安全越夏生产环境控制提供了理论基础。

[参 考 文 献]

- [1] Ganguly A, Ghosh S. Modeling and analysis of a fan-pad ventilated floricultural greenhouse[J]. *Energy and Buildings*, 2007, 39(10): 1092—1097.
- [2] Sethi V P, Sharma S K. Survey of cooling technologies for worldwide agricultural greenhouse applications[J]. *Solar Energy*, 2007, 81(12): 1447—1459.
- [3] Xu J, Li Y, Wang R Z, et al. Experimental performance of evaporative cooling pad systems in greenhouses in humid subtropical climates[J]. *Applied Energy*, 2015, 138(C): 291—301.
- [4] López A, Valera D L, Molinaaiz F D, et al. Sonic anemometry to evaluate airflow characteristics and temperature distribution in empty Mediterranean greenhouses equipped with pad-fan and fog systems[J]. *Biosystems Engineering*, 2012, 113(4): 334—350.
- [5] Kittas C, Bartzanas T, Jaffrin A. Temperature gradients in a partially shaded large greenhouse equipped with evaporative cooling pads[J]. *Biosystems Engineering*, 2003, 85(1): 87—94.
- [6] Teitel M, Atias M, Barak M. Gradients of temperature, humidity and CO_2 along a fan-ventilated greenhouse[J]. *Biosystems Engineering*, 2010, 106(2): 166—174.
- [7] Stanghellini C, van't Ooster A, Heuvelink E. Greenhouse horticulture: Technology for optimal crop production[M]. Netherlands: Wageningen Academic Publishers, 2019.
- [8] 周长吉. 周博士考察拾零 (十三)—日光温室湿帘风机降温系统设置方法[J]. *农业工程技术: 温室园艺*, 2012, 4: 40—42.
- [9] 程琼仪, 刘继军, 靳薇, 等. 冷风机—风管对南方开放式牛舍的降温效果[J]. *农业工程学报*, 2014, 30(8): 126—134.
Cheng Qiongyi, Liu Jijun, Jin Wei, et al. Effects of cooling fan-duct on cooling performance in open-sided beef barn in Southern China[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2014, 30(8): 126—134. (in Chinese with English abstract)
- [10] 周增产, 赵静, 李秀刚, 等. 半封闭温室夏季降温试验[J]. *农业工程*, 2018, 8(2): 46—49.
Zhou Zengchan, Zhao Jing, Li Xiugang, et al. Experimental study of summer cooling in semi-closed greenhouse[J]. *Agricultural Engineering*, 2018, 8(2): 46—49. (in Chinese with English abstract)
- [11] 吴中红, 陈泽鹏, 臧建军, 等. 湿帘冷风机-纤维风管通风系统对妊娠猪猪舍的降温效果[J]. *农业工程学报*, 2018, 34(18): 268—276.
Wu Zhonghong, Chen Zepeng, Zang Jianjun, et al. Cooling performance of wet curtain fan-fabric duct ventilation system in house of pregnant sows[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2018, 34(18): 268—276. (in Chinese with English abstract)
- [12] Ahamed M S, Guo H, Tanino K. Development of a thermal model for simulation of supplemental heating requirements in Chinese-style solar greenhouses[J]. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2018, 150: 235—244.
- [13] Tong G, Christopher D M, Li B. Numerical modelling of temperature variations in a Chinese solar greenhouse[J]. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2009, 68(1): 129—139.
- [14] Roy J C, Boulard T, Kittas C, et al. Convective and ventilation transfers in greenhouses, Part 1: the greenhouse considered as a perfectly stirred tank[J]. *Biosystems Engineering*, 2002, 83(1): 1—20.
- [15] 赵成, 谭洪卫, 施昊甫. 高温高湿环境下湿帘-风机温室降温特性及影响因素研究[J]. *暖通空调*, 2011, 41(1): 108—112.
Zhao Cheng, Tan Hongwei, Shi Haofu. Cooling performance of evaporative cooling pad-fan unit in greenhouse in hot and humid environment[J]. *Heating Ventilating & Air Conditioning*, 2011, 41(1): 108—112. (in Chinese with English abstract)
- [16] 孟力力, 杨其长, Bot G P A, 等. 日光温室热环境模拟模型的构建[J]. *农业工程学报*, 2009, 25(1): 164—170.
Meng Lili, Yang Qichang, Bot G P A, et al. Visual simulation model for thermal environment in Chinese solar greenhouse[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2009, 25(1): 164—170. (in Chinese with English abstract)
- [17] Du J, Bansal P, Huang B. Simulation model of a greenhouse with a heat-pipe heating system[J]. *Applied energy*, 2012, 93: 268—276.
- [18] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [19] Florides G, Kalogirou S. Measurements of ground temperature at various depths[C]. Nottingham, UK: Proceedings of the 3rd International Conference on Sustainable Energy Technologies, 2004: 1—6.
- [20] Garzoli K, Blackwell J. An analysis of the nocturnal heat loss from a double skin plastic greenhouse[J]. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 1987, 36(2): 75—85.
- [21] 乔晓军. 日光温室换气率测量方法[J]. *北方园艺*, 1999(2): 20.
- [22] 孙维拓. 主动蓄放热-热泵联合加温系统设计与优化[D]. 北京: 中国农业科学院, 2014.
Sun Weituo. Design and Optimization of Active Heat Storage-Release Associated with Heat Pump Heating System[D]. Beijing: Chinese Academy of Agricultural Sciences, 2014.
- [23] Stull R. Wet-bulb temperature from relative humidity and air temperature[J]. *Journal of Applied Meteorology and Climatology*, 2011, 50(11): 2267—2269.
- [24] 孙维拓, 陈晓丽, 杨其长, 等. 水墙封闭温室夏季降温特性[J]. *农业工程学报*, 2016, 32(8): 162—170.
Sun Weituo, Chen Xiaoli, Yang Qichang, et al. Cooling characteristics of closed greenhouse with water-walls in summer[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2016, 32(8): 162—170. (in Chinese with English abstract)
- [25] 薛义霞, 李亚灵, 温祥珍. 空气湿度对高温下番茄光合作用及坐果率的影响[J]. *园艺学报*, 2010, 37(3): 397—404.
Xue Yixia, Li Yaling, Wen Xiangzhen. Effects of air humidity on the photosynthesis and fruit-set of tomato under high temperature[J]. *Acta Horticulturae Sinica*, 2010, 37(3): 397—404. (in Chinese with English abstract)
- [26] 孙维拓, 张义, 杨其长, 等. 基于水源热泵的日光温室夏季夜间降温试验[J]. *农业现代化研究*, 2017, 38(5): 885—892.
Sun Weituo, Zhang Yi, Yang Qichang, et al. Nighttime

- cooling of solar greenhouse in summer based on water source heat pump system[J]. *Research of Agricultural Modernization*, 2017, 38(5): 885–892.
- [27] Tong Y, Kozai T, Ohyama K. Performance of household heat pumps for nighttime cooling of a tomato greenhouse during the summer[J]. *Applied engineering in agriculture*, 2013, 29(3): 414–421.
- [28] 张璐瑶, 孙玮玮. 基于蒸发冷却原理的连栋温室降温关键因素分析[J]. *浙江农业科学*, 2017, 58(9): 1567–1570.
- [29] Misra D, Ghosh S. Evaporative cooling technologies for greenhouses: a comprehensive review[J]. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, 2018, 20(1), 1–15.
- [30] 赵淑梅, 山口智治, 周清, 等. 现代温室湿帘风机降温系统的研究. *农机化研究*[J], 2007 (9): 147–152. Zhao Shumei, Yaguchi Tomoharu, Zhou Qing, et al. Study on pad and fan cooling system in modern greenhouse[J]. *Journal of Agricultural Mechanization Research*, 2007(9): 147–152.
- [31] Jain D, Tiwari G N. Modeling and optimal design of evaporative cooling system in controlled environment greenhouse[J]. *Energy Conversion and Management*, 2002, 43(16): 2235–2250.

Performance of positive pressure fan-pad cooling system and cooling load model for Chinese solar greenhouse

Sun Weituo^{1,2}, Zhou Bo^{1,2}, Xu Fan^{1,2}, Shang Chao^{1,2}, Chungui Lu³, Guo Wenzhong^{1,2*}

(1. *Beijing Research Center of Intelligent Equipment for Agriculture, Beijing Academy of Agriculture and Forestry Sciences, Beijing 100097, China*; 2. *Key Laboratory of Agri-informatics, Ministry of Agriculture, Beijing 100097, China*; 3. *School of Animal, Rural and Environmental Sciences, Nottingham Trent University, Nottinghamshire NG250QF, UK*)

Abstract: Year-round and efficient production for crop products of high yield, quality and cleanliness is the development trend of the Chinese solar greenhouse (CSG). However, this is limited by unfavorable climate conditions inside the CSG, such as high air temperature in warm seasons. The fan-pad cooling system, normally adopting negative pressure ventilation, has been widely used for greenhouse cultivation. But it generates a large air temperature gradient in greenhouse, limits the greenhouse dimensions. Above deficiencies are more serious in the CSG. Because CSG always has a long distance between the sidewalls, fans and gaskets are installed separately on the sidewalls. In order to overcome the limitations of negative fan-pad cooling system and improve ability of the CSG in coping with high temperature, a positive pressure fan-pad cooling system (PPFPCS) was designed in this study. By using this system, the cold and humid air enters the CSG from bottom of south roof, and then hot air leaves the CSG through roof vents. Performance of the PPFPCS was tested in a CSG without crops in Beijing area during summer. Results showed that in typical summer hot days, the PPFPCS cooperating with external shading net could decrease mean air temperature of the CSG experimental area to 30.7-33.4 °C, which was lower than that in the CSG contrast area using natural ventilation combination with external shading net by 5.4-11.1 °C. Air temperature of the CSG experimental area was also lower than that outside the CSG with a temperature difference of 2.4-5.4 °C. Nevertheless, both natural and mechanical ventilations were tested to have limited cooling capacity to meet climate requirement for CSG cultivation. The PPFPCS could also decrease the CSG air temperature at night, but had a poorer performance in comparison with daytime cooling due to the smaller vapor pressure deficit (VPD). The contrast area of CSG encountered an extreme low air humidity state with mean VPD of 3.4-6.1 kPa. PPFPCS could effectively alleviate low humidity stress: the average relative humidity in CSG experimental area was between 49.8% and 62.3%, which was 13.6% - 21.2% higher than that in CSG control area and 13.6%-24.6% higher than that in outdoor area. Wind velocity inside the CSG experimental area ranged from 0.35 to 1 m/s, which indicated a relative uniform air flow distribution. Cooling efficiency of the PPFPCS was about 91%, which was over 10 percentage points higher than that of the traditional negative pressure fan-pad cooling system. Low temperature of the PPFPCS circling water contributed to the high cooling efficiency. Average water consumption rate of the PPFPCS used for CSG cooling was 0.035-0.079 g/(m²·s) during the test. It had a positive linear correlation with VPD of outdoor air, that is drier outdoor air anticipates larger water consumption and better cooling performance. Both cooling load model of the CSG and selection method for fan-pad cooling system were derived. Cooling load model is the basis for capacity calculation of cooling equipment to be installed. Cooling load of the CSG in summer was 299.1 W/m². Contribution ratios of convective heat transfer between north wall and indoor air, convective heat transfer between greenhouse floor with indoor air, hot air infiltration, as well as heat transfer between indoor and outdoor air through south roof, north roof and side walls were 11.0%, 73.3%, 1.3% and 14.4%, respectively. The maximum specific ventilation rate of the PPFPCS used for CSG cooling was recommended to be 0.067 m/s. This study can provide technical support for the application of PPFPCS in CSG cultivation and provide theoretical basis for the climate control of CSG production in summer.

Keywords: greenhouse, temperature; models; Chinese solar greenhouse, positive pressure ventilation, fan-pad, cooling, cooling load