

# 温室气动天窗机构的动力学仿真研究

司慧萍<sup>1,2</sup>, 苗香雯<sup>2</sup>, 崔绍荣<sup>2</sup>, 姬亚鹏<sup>3</sup>

(1. 同济大学现代农业科学与工程研究院, 上海 200092; 2 浙江大学农业生物  
环境工程研究所, 杭州 310029; 3 浙江大学系统工程研究所, 杭州 310029)

**摘要:** 根据华东地区的气象资料, 分析确定风载与天窗位置角的关系, 同时计算天窗均布结构重力和集中力两种荷载, 在此基础上, 针对经过优化设计的气动天窗机构, 导出气缸负载表达式。结合气压传动特性, 导出驱动力矩、驱动功率、排气节流压降和天窗运动的动力学基本方程。采用非线性规划方法, 以动力学基本方程为目标函数, 考虑适当的约束, 建立气动天窗的动力学仿真模型。模型求解给出了气缸负载、天窗驱动功率、天窗角加速度和角速度等随天窗位置角变化的过程。

**关键词:** 温室; 天窗; 气动; 动力学仿真

**中图分类号:** S625.5<sup>+</sup>1; TH137

**文献标识码:** A

**文章编号:** 1002-6819(2004)01-0250-05

## 0 引言

天窗是连栋塑料温室的必要部件之一, 对温室的正常生产及经济效益有重要影响, 为实现现代温室天窗的分布式智能控制, 采用快速、安全、可靠、低成本的气动技术是必要的。本文对所设计的一种气动天窗机构<sup>[12]</sup>进行了动力学仿真研究。

## 1 气动天窗机构及其荷载

天窗的荷载类型、作用方式以及气动机构如图 1 所示。

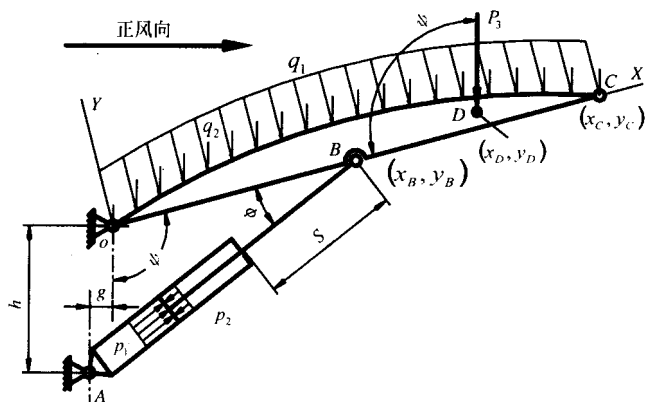


图 1 气动天窗机构及其荷载

Fig 1 Pneumatic ventilation window mechanism and its load

图中O点为天窗与温室骨架的铰接点, 是天窗的转动中心, 天窗运动位置用角度  $\psi$  表达; A 为气缸体与温室骨架的铰接点, 其到O点的水平距离为  $g$ , 垂直距离为  $h$ ; 以O为原点, 设立固结在天窗上的动坐标系  $XOY$ ; B 为气缸活塞杆与天窗骨架的铰接点, 其在  $XOY$  动坐标系中的坐标是  $(x_B, y_B)$ ; C 为天窗外边缘, 其在  $XOY$

动坐标系中的坐标是  $(x_C, y_C)$ ; D 为集中力  $P_3$  (N) 的简化作用中心, 其在  $XOY$  动坐标系中的坐标是  $(x_D, y_D)$ ;  $q_1$  为风压 (Pa),  $q_2$  为均布结构重量的分布密度 (Pa);  $p_1$  为气缸进气的压力 (Pa),  $p_2$  为气缸排气造成的活塞背压 (Pa)。气动天窗机构的参数, 按实现最小气缸负载进行设计, 结果为: 气缸行程  $S = 750 \text{ mm}$ ,  $g = 375 \text{ mm}$ ,  $h = 1085 \text{ mm}$ ,  $x_B = 650 \text{ mm}$ 。

## 2 天窗荷载和气缸负载的确定

均布结构重量包括窗杆、加强杆、覆盖材料及卡槽等均匀布置的结构材料。集中力包括天窗开启端的窗沿钢管、天窗局部加强结构以及气动机构的连接部件的重量等。

### 2.1 天窗风载

在天窗荷载中风载占有较大的比例, 计算时需要考虑风速大小、风速波动性(阵风)造成的附加动载、温室周围环境对风速的影响、风力作用于天窗的方式、温室结构及其重要性等。天窗与风载的相互作用复杂多样, 做到精确合理的计算比较困难, 本文从最不利的角度考虑问题, 采用基于风速资料分析的一种风载确定方法<sup>[1,2]</sup>, 应具有较大的合理性。杭州地区气象资料的统计结果表明: 日最大风速, 55.4% 的时间里小于  $6 \text{ m/s}$ , 88.7% 的时间里小于  $10.5 \text{ m/s}$ , 93.7% 的时间里小于  $12 \text{ m/s}$ , 96.1% 的时间里小于  $13.5 \text{ m/s}$ , 99.7% 的时间里小于  $16.5 \text{ m/s}$ 。

根据美国温室标准, 温室构件和透光覆盖材料的设计均以 C 类处理, 垂直于受力表面的总的设计压力不得小于  $450 \text{ Pa}$ 。

考虑天窗机构在遇大风等严酷条件下亦能可靠关闭, 计算动压时按大于 95% 的可靠度选择风速  $13.5 \text{ m/s}$ , 天窗风载采用下面的一组公式确定<sup>[1,2]</sup>

$$\begin{cases} P_i^+ = q_i^+ A; P_i^- = q_i^- A \\ q_i^+ = q_z G \cdot (C_p^+ - C_{pi}^+); q_i^- = q_z G \cdot (C_p^- - C_{pi}^-) \\ q_z = 0.61 K_z \cdot (IV)^2 \end{cases} \quad (1)$$

收稿日期: 2003-02-02 修订日期: 2003-09-27

基金项目: 国家自然科学基金项目 (50175101)

作者简介: 司慧萍 (1974-), 女, 山西省石楼县人, 工学博士, 主要从事温室结构、设备及环境调控方面的研究。上海市四平路 1239 号  
同济大学现代农业科学与工程研究院, 200092。Email: sishui@sohu.com

式中  $P_1$ ——天窗风载, N, 风向与图 1 所示一致记作  $P_1^+$ , 相反记作  $P_1^-$ ;  $q_1$ ——天窗上的总风压, Pa, 风向与图 1 所示一致记作  $q_1^+$ , 相反记作  $q_1^-$ ;  $A$ ——天窗面积,  $m^2$ , 所研究温室的天窗面积为  $36 m^2$ ;  $q_z$ ——天窗处的风力动压, Pa;  $G$ ——阵风作用因子。按暴露 C 类和天窗开启高度 6.45 m 选  $G = 1.284$ ;  $C_p$ ——天窗外侧压力系数, 风向与图 1 所示一致记作  $C_p^+$ , 相反记作  $C_p^-$ ;  $C_{pi}$ ——天窗内侧压力系数, 风向与图 1 所示一致记作  $C_{pi}^+$ , 相反记作  $C_{pi}^-$ ;  $I$ ——温室重要性系数, 华东型连栋塑料温室多位于沿海台风多发地区, 选择  $I = 1.00$ ;  $K_z$ ——速度暴露系数, 按暴露 C 类和天窗最大开启高度 6.45 m, 选  $K_z = 0.888$ ;  $V$ ——天窗所处地域标

准高度处的风速 ( $m/s$ ), 取 10 m 高度处的风速。  
考察天窗受风的所有类型, 尤以天窗轴线与风向垂直的外侧迎风风和内侧迎风两种状态不利, 本文仅考察这两种情况。为简便计, 参照直型屋面和弓型屋面数据, 天窗关闭 ( $\Psi = 78^\circ$ ) 时,  $C_{pi} = 0.2$ ; 天窗开启时, 背风侧压力系数均按等于  $-0.7$  处理, 迎风侧压力系数随屋面角变化, 详见表 1。风压系数的选择是一件困难的事, 应该细致地研究, 这里选择的数值偏于安全, 所有简化导致的偏差在确定安全系数时予以综合考虑。  
天窗其它位置角的压力系数采用三次样条插值求出。

Table 1 Pressure coefficient for wind direction perpendicular to greenhouse ridge									
天窗位置角 $\Psi/(^\circ)$	70	78	90	100 ~ 105	110	116	120	130	180
$C_p^+$	- 0.7	- 0.7	- 0.5	0.2	0.2	0.26	0.3	0.4	0.8
$C_{pi}^+$	- 0.2	- 0.2	0	- 0.7	- 0.7	- 0.7	- 0.7	- 0.7	- 0.7
$C_p^-$	0.2	0.2	- 0.5	- 0.7	- 0.7	- 0.7	- 0.7	- 0.7	- 0.7
$C_{pi}^-$	- 0.2	- 0.2	0	0.2	0.2	0.26	0.3	0.4	0.8

2.2 天窗均布结构重力和集中力

实测天窗均布结构重力  $P_2$

$$P_2 = q_2 A = 16\,865 \times 36 = 607\,140\text{ N} \tag{2}$$

其中天窗均布结构重力的分布密度  $q_2 = 16\,865\text{ Pa}$

实测天窗集中力  $P_3$

$$P_3 = 355\,200\text{ N} \tag{3}$$

2.3 气缸负载 R

称天窗作用于活塞杆上的力为气缸负载, 用  $R$  表示。参见图 1 和图 2, 由力矩平衡解得

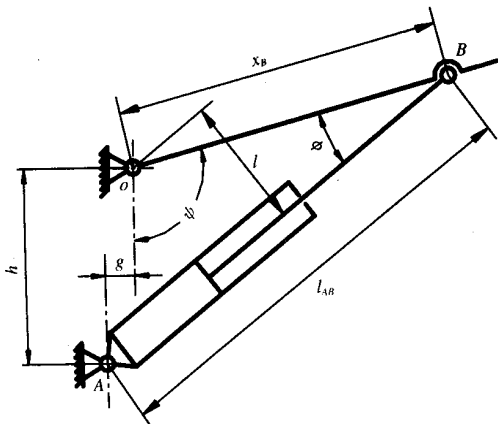


图 2 气缸负载计算中有关量的关系  
Fig. 2 Relationship among variables in calculating cylinder loads

$$R = \frac{1}{l} \left\{ P_1 \cdot \frac{1}{2} x_C + P_2 \cdot \frac{1}{2} x_C \cdot \cos \left[ \Psi - \frac{\pi}{2} \right] + P_3 \cdot x_D \cdot \cos \left[ \Psi - \frac{\pi}{2} \right] + P_3 \cdot y_D \cdot \sin \left[ \Psi - \frac{\pi}{2} \right] \right\} \tag{4}$$

$$\begin{cases} l = x_B \sqrt{1 - \cos^2 \Psi} \\ \cos^2 \Psi = \frac{l_{AB}^2 + x_B^2 - g^2 - h^2}{2x_B l_{AB}} \\ l_{AB}^2 = g^2 + h^2 + x_B^2 - 2x_B \sqrt{g^2 + h^2} \cos \left[ \Psi + \arctg \left( \frac{g}{h} \right) \right] \end{cases} \tag{5}$$

式中  $\Psi$ ——天窗位置角, ( $^\circ$ );  $l$ ——气缸力臂, 指气缸负载  $R$  对天窗转动中心  $O$  的力臂, m, 根据余弦定理和机构参数求出;  $l_{AB}$ ——气缸作用长度, m, 指工作时气缸两铰链中心的距离。

3 气动天窗机构的动力学仿真模型

气动天窗机构采用双作用气缸, 压缩空气进入气缸的一腔形成动力, 另一腔排气因节流而形成背压, 通过排气节流调节天窗开闭速度。气压传动过程中, 假定气缸进气与外界无热交换; 气源压力恒定; 气缸内外泄漏均忽略不计; 进、排气过程中电磁阀的运动时间也忽略不计。

3.1 排气节流与天窗角速度的关系

由排气口节流特性决定的排气流量  $Q$  可表为

$$Q = kF \sqrt{\Delta p}$$

则活塞速度可由下式计算

$$V = \frac{Q}{F_{out}} = \frac{kF \sqrt{\Delta p}}{F_{out}}$$

对气缸作用长度  $l_{AB}$  求导, 可求出活塞速度与天窗角速度的关系式

$$V = \frac{dl_{AB}}{dt} = \frac{1}{l_{AB}} x_B \sqrt{g^2 + h^2} \sin \left[ \Psi + \arctg \left( \frac{g}{h} \right) \right] \cdot \frac{d\Psi}{dt}$$

则排气口压力差与天窗角速度的关系为

$$\Delta p = \left\{ \frac{F_{out}}{kF l_{AB}} x_B \sqrt{g^2 + h^2} \sin \left[ \Psi + \arctg \left( \frac{g}{h} \right) \right] \right\} \omega^2$$
 (6)

式中  $\Delta p$  —— 排气口压力差, N/m<sup>2</sup>;  $k$  —— 排气口流量系数;  $F$  —— 排气口截面积, m<sup>2</sup>;  $F_{out}$  —— 气缸排气腔活塞的有效面积, m<sup>2</sup>;  $\omega$  —— 天窗角速度, s<sup>-1</sup>,  $\omega = d\Psi/dt$ 。

3.2 天窗运动的动力学基本方程

以天窗为研究对象, 选择天窗转动中心做动力学等效简化中心, 建立天窗运动的动力学基本方程。鉴于气缸摆动幅度较小且质量远小于天窗的情况, 简化中心处的等效转动惯量可以只考虑天窗部分(常数), 而忽略气缸运动对等效转动惯量的影响。

以气缸为分离体, 各力对天窗转动中心O 取矩得天窗运动的力矩方程如下:

$$(p_1 F_{ent} - p_2 F_{out} - R) \cdot l = J \frac{d^2 \Psi}{dt^2}$$

式中  $p_1$  —— 气缸进气腔活塞上的压力, Pa;  $p_2$  —— 气缸排气腔活塞上的背压, Pa,  $p_2 = p_0 + \Delta p_g + \Delta p$ , 其中  $\Delta p_g$  为管道压力损失(Pa),  $p_0$  为大气压力(Pa);  $\Delta p$  —— 排气口压力差;  $F_{ent}$  —— 气缸进气腔活塞的有效作用面积, m<sup>2</sup>;  $F_{out}$  —— 气缸排气腔活塞的有效作用面积, m<sup>2</sup>;  $J$  —— 天窗绕转动中心O 旋转的转动惯量, kg·m<sup>2</sup>。

气动天窗机构的驱动功率为

$$N_1 = p_1 F_{ent} \cdot l \cdot \frac{d\Psi}{dt}$$
 (7)

气动天窗机构所需的驱动力矩为

$$M = R \cdot l$$
 (8)

由力矩方程可所决定的排气口压力差与角加速度的关系

$$\Delta p = \frac{1}{F_{out}} \left( p_1 F_{ent} - R - \frac{J}{l} \frac{d^2 \Psi}{dt^2} \right) - p_0 - \Delta p_g$$
 (9)

联立求解得天窗运动的动力学基本方程为

$$\frac{J}{l F_{out}} \frac{d^2 \Psi}{dt^2} + \left\{ \frac{F_{out}}{kF l_{AB}} x_B \sqrt{g^2 + h^2} \sin \left[ \Psi + \arctg \left( \frac{g}{h} \right) \right] \right\}^2 \left( \frac{d\Psi}{dt} \right)^2 - p_1 \frac{F_{ent}}{F_{out}} + \frac{R}{F_{out}} + p_0 + \Delta p_g = 0$$
 (10)

3.3 气动天窗机构的动力学仿真模型

天窗运动是旋转, 有开启上升和关闭下降两个过程, 为研究气动天窗机构的动力学特性, 首先需要求解不同位置角下的角速度和角加速度。由于难于通过直接求解动力学基本方程得到必要的数

据, 故考虑初始条件和适当的约束, 利用非线性规划方法建立动力学仿真模型求解。考虑的约束如下:

$$\frac{d\Psi}{dt} \geq 0 \text{ 或 } \frac{d\Psi}{dt} \leq 0$$
 (11)

排气压力差为正值

$$\Delta p = \frac{1}{F_{out}} \left( p_1 F_{ent} - R - \frac{J}{l} \frac{d^2 \Psi}{dt^2} \right) - p_0 - \Delta p_g \geq 0$$
 (12)

$$\Delta p = \left\{ \frac{F_{out}}{kF l_{AB}} x_B \sqrt{g^2 + h^2} \sin \left[ \Psi + \arctg \left( \frac{g}{h} \right) \right] \right\}^2 \left( \frac{d\Psi}{dt} \right)^2 \geq 0$$
 (13)

角加速度与角速度的关系满足

$$\begin{cases} \frac{d^2 \Psi}{dt^2} > 0 & \frac{d\Psi}{dt} \text{ 增加} \\ \frac{d^2 \Psi}{dt^2} = 0 & \frac{d\Psi}{dt} \text{ 不变} \\ \frac{d^2 \Psi}{dt^2} < 0 & \frac{d\Psi}{dt} \text{ 减少} \end{cases}$$
 (14)

为使天窗运动的动力学基本方程成立, 非线性规划的目标函数选为

$$\min = \left| \frac{J}{l F_{out}} \frac{d^2 \Psi}{dt^2} + \left\{ \frac{F_{out}}{kF l_{AB}} x_B \sqrt{g^2 + h^2} \sin \left[ \Psi + \arctg \left( \frac{g}{h} \right) \right] \right\}^2 \left( \frac{d\Psi}{dt} \right)^2 - p_1 \frac{F_{ent}}{F_{out}} + \frac{R}{F_{out}} + p_0 + \Delta p_g \right|$$
 (15)

由式(1)、(2)、...、(15) 组成动力学仿真模型。

4 气动天窗机构动力学特性的仿真

选用气缸参数  $F_{out} = 1.1212 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ ,  $F_{ent} = 1.2469 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ ; 流量系数  $k = 0.05 \sim 1.0$ , 排气口截面积  $F = 5.0671 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ , 大气压力  $p_0 = 0.11325 \text{ MPa}$ , 工作气压  $p_1 = 0.9 \text{ MPa}$ , 管路损失  $\Delta p_g = 0.1 p_1$ , 仿真结果如下面所述。

4.1 气缸负载

气缸负载的变化规律和变化幅度在正风向或负风向时相似, 只是作用方向相反。天窗位置角  $\Psi$  愈大, 气缸负载  $R$  愈大, 其最大值发生在天窗完全开启状态( $\Psi = 145^\circ$ ), 其最小值发生在天窗完全关闭状态( $\Psi = 78^\circ$ )或天窗开启位置角  $\Psi = 78^\circ \sim 90^\circ$  范围内。由图3可见, 气缸负载主要受风载影响, 它和风载有相似的曲线形状, 气缸负载曲线的两个转折点( $\Psi = 85^\circ$ 和  $\Psi = 103^\circ$ ; 正风向明显), 反映了天窗由关闭到开启、与风向相交、平行到再相交等状态转换下的气缸负载变化。无风时, 气缸负载基本上是恒载, 且具有较小的值, 约为最大气缸负载的十分之一。

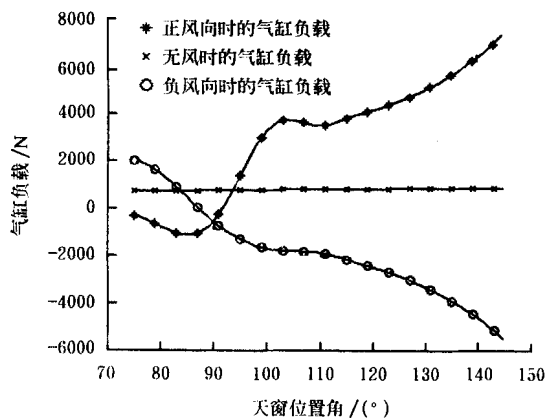


图3 气缸负载与天窗位置角的关系

Fig 3 The relationship between the cylinder load and ventilation window's position angle

## 4.2 天窗驱动功率

考察正风向时天窗开启上升和关闭下降两过程中驱动功率的变化。由图 4 可见, 天窗驱动功率的大小或变化幅度与排气节流有很大的关系。不容易想象的是, 节流减速可减少功率消耗, 即流量系数  $k$  愈小驱动功率  $N$  愈小。最大功率发生在  $\Psi = 90^\circ$  (上升过程) 或  $\Psi = 100^\circ$  (下降过程) 的天窗位置角附近, 最小功率发生在天窗完全开启状态 ( $\Psi = 145^\circ$ )。排气节流较弱 ( $k = 0.5 \sim 1.0$ ) 时, 驱动功率变化较剧烈, 排气节流较强 ( $k = 0.05 \sim 0.1$ ) 时, 驱动功率变化较平缓稳定, 且具有较小的值。

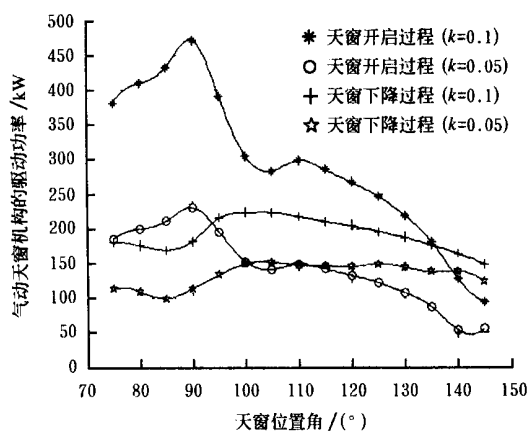


图 4 天窗开启上升和关闭下降过程中  
气缸驱动功率与位置角的关系

Fig 4 Relationship between cylinder driving power and ventilation window position angle in its opening and closing process

## 4.3 天窗运动的角加速度

考察正风向时天窗开启上升和关闭下降两过程中角加速度的变化。由图 5 可见, 两个过程排气节流对天窗角加速度大小或变化幅度的影响不同。上升过程, 较强的节流减速可使角加速度变化平缓稳定, 且具有较小值, 最大角加速度发生在  $\Psi = 84^\circ$  的天窗位置附近, 最小角加速度发生在天窗完全开启状态。下降过程, 节流减速对角加速度变化幅度的影响不明显, 但使角加速度值变小, 最大角加速度发生在  $\Psi = 85^\circ$  的天窗位置附近, 最小角加速度发生在  $\Psi = 103^\circ$  天窗位置附近。

## 4.4 天窗运动的角速度

考察正风向时天窗开启上升和关闭下降过程中角速度的变化。由图 6 可见, 天窗角速度大小或变化幅度与排气节流有很大关系。上升过程, 较强的节流减速可使角速度变化平缓稳定且具有较小值, 角速度随天窗上升而平稳减小, 最大角速度发生在  $\Psi = 90^\circ$  的天窗位置附近, 最小角速度发生在天窗完全开启状态。下降过程, 节流减速对角速度大小或变化幅度的影响亦较明显, 角速度随天窗下降平稳减小, 最大角速度发生在  $\Psi = 145^\circ$  的天窗下降开始位置, 最小角速度发生在  $\Psi = 85^\circ$  的天窗接近关闭位置附近。综上所述, 无论上升或下降过程, 从静态到动态的天窗初始运动过程, 角速度变化最大, 运动是不平稳的, 可能有较大的振动; 从动态到静

态的天窗终了运动过程, 角速度变化最小, 运动较平稳, 排气节流起到了缓冲作用。

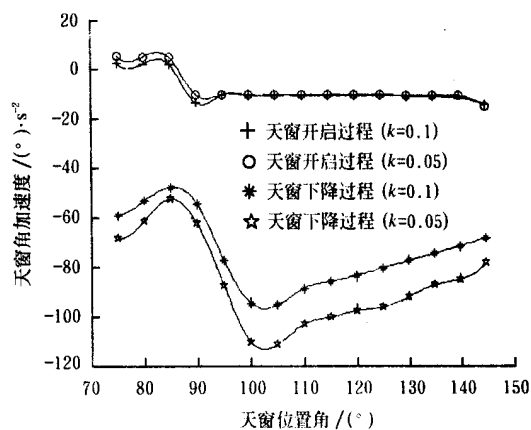


图 5 天窗开启上升和关闭下降过程中  
角加速度与位置角的关系

Fig 5 Relationship between angular acceleration of ventilation window and its position angle in its opening and closing process

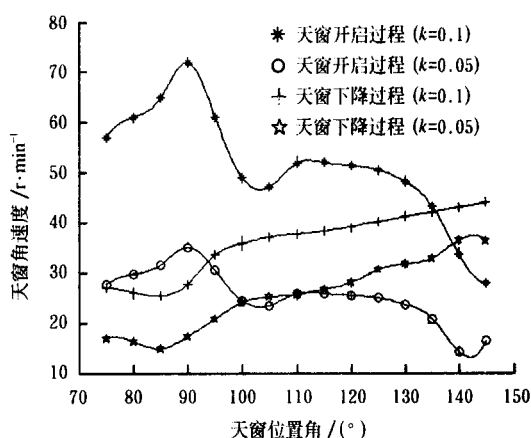


图 6 天窗开启上升和关闭下降过程中  
角速度与位置角的关系

Fig 6 Relationship between the angular velocity of ventilation window and its position angle in its opening and closing process

## 5 结 论

1) 气缸负载, 在正风向或负风向时有相似的变化规律及变化幅度。天窗位置角  $\Psi$  愈大气缸负载  $R$  愈大, 在天窗完全开启时达最大值, 在  $\Psi = 78^\circ \sim 90^\circ$  范围内及完全关闭时达最小值。无风时的气缸负载基本稳定, 并具有较小的值, 约为最大气缸负载的十分之一。

2) 天窗驱动功率, 在上升过程  $\Psi = 90^\circ$  附近达最大值, 在下降过程  $\Psi = 100^\circ$  附近达最大值, 均在天窗完全开启时达最小值。其大小和变化幅度随流量系数  $k$  的减小而逐渐变小并趋于平缓稳定。

3) 天窗角加速度, 在上升过程随流量系数  $k$  的减小而逐渐变小并趋于平缓稳定, 于  $\Psi = 84^\circ$  附近达最大值, 于天窗完全开启时达最小值; 在下降过程受排气节流的影响不明显, 但角加速度值变小, 于  $\Psi = 85^\circ$  附近达最大值, 于  $\Psi = 103^\circ$  附近达最小值。

4) 天窗角速度, 随天窗上升而平稳减小, 于  $\Psi = 90^\circ$  附近达最大值, 于完全开启时达最小值; 随天窗下降亦平稳减小, 下降开始 ( $\Psi = 145^\circ$ ) 时值最大, 接近关闭 ( $\Psi = 85^\circ$ ) 时值最小。无论上升或下降, 从静态到动态的初始过程, 角速度变化最大, 运动不平稳, 可能有较大的振动; 从动态到静态的终了过程, 角速度变化最小, 运动较平稳。较强的排气节流可使角速度变化趋于变小且平缓稳定。

5) 排气节流对气动天窗机构是必要和有效的措施, 对天窗运动终了时的缓冲、减小功耗及天窗运动稳定性有重要影响。

6) 采用仿真方法研究气动天窗机构的动力学特性, 在数据匮乏、载荷难以精确计算以及缺少试验条件的情况下, 对机构设计是一种低成本、便捷、有效的方法, 其结果已用于华东型连栋温室分布式智能控制系统的气动天窗机构研制, 还需进一步的试验研究, 对仿真模型及其精度作出评价。

#### [参 考 文 献]

- [1] 周长吉, 程勤阳译 美国温室制造业协会温室设计标准 [M]. 北京: 中国农业出版社, 1998 6- 12
- [2] GB/P 50009- 2001, 建筑结构荷载规范[S]. 24- 47.

- [3] 钱颂迪 运筹学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1994
- [4] 路甬祥 液压气动技术手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002
- [5] 陆鑫盛 气动自动化系统的优化设计[M]. 上海: 上海科学技术文献出版社, 2000
- [6] 郑洪生 气动传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981. 7
- [7] Von Elsner B, Briassoulis D, et al Review of structural and functional characteristics of greenhouses in european union countries, part II: typical designs[J]. J agric Eng- ing Res, 2000(75), 111- 126
- [8] 王 莉 温室天窗位置的设置及开窗机构[C]. 全国工厂化农业可持续发展研讨会, 20000900, 北京
- [9] Stanhill G, Zvi Enoch H. Ecosystems of the world 20- Greenhouse Ecosystems [Z]. Elsevier Science B. V. Netherlands, 1999 1~ 69
- [10] Christion V Z Greenhouses and shelter structures for tropical regions[A]. FAO plant production and protec- tion paper 154[C]. Food and Agriculture Organization of the United Nations, Rome, 1999
- [11] Bakker J C, Bot G P A, Challa H, et al Greenhouse cli- mate control [M]. Wageningen: Wageningen Pers, 1995
- [12] 司慧萍, 苗香雯, 崔绍荣 连栋塑料温室气动天窗系统设计[J]. 农业工程学报, 2003, (4): 234- 237.

## Computerized simulation of dynamics for mechanism operation of pneumatic ventilation-windows in greenhouse

Si Huiping<sup>1,2</sup>, Miao Xiangwen<sup>2</sup>, Cui Shaorong<sup>2</sup>, Ji Yapeng<sup>3</sup>

(1. Modern Agricultural Science & Engineering Institute, Tongji University, Shanghai 200092, China;

2. Institute of Agricultural Bio-environment Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310029, China;

3. Institute of System Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310029, China)

**Abstract:** According to the descriptive statistic of wind speed distributing on whole year in east China, the relation of wind load and the opening-angle of the ventilation windows was analyzed and determined, meanwhile the rectangular distribution weight and fixate of ventilation windows were briefly calculated. On the based of these, in view of optimized pneumatic ventilation windows, the expression of cylinder load was derived. Combining pneumatic transfer characteristic, the mechanism fundamental equation of driving moment, driving power, the pressure drop of exhaust and throttle, and movement of ventilation windows were derived. Adopting nonlinear programming approach and taking these equations as object function, the computerized simulation model of dynamics for the mechanism operation of pneumatic ventilation windows was established while considering the propriety restrictions. The results of solving this model can give the change process of cylinder load, driving power, angular acceleration, and angular velocity of ventilation windows with the changes of ventilation windows position angle.

**Key words:** greenhouse; ventilation windows; pneumatic; mechanism simulation