

研究报告

空调客车内温度控制系统仿真研究

于梅春, 张登春

(湖南科技大学 能源与安全工程学院, 湖南 湘潭 411201)

[摘要] 分别采用模糊控制方法与常规PID控制方法,对空调客车内温度控制系统进行了仿真研究。仿真结果表明,PID控制能消除稳态误差,但超调大,过渡时间长,在工况变化较小的情况下,能满足一定的控温要求;对于对象延迟、工况变化较大的场合,模糊控制能实时跟踪空调工况变化,较快地达到控温目标值,节能率高,综合控制效果比PID要好。

[关键词] 空调客车;温度控制;模糊控制;仿真

[中图分类号] U270.38*3 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2006)07-0083-06

前言

汽车空调的基本任务是根据车室内热量的大小,自动调节制冷量,使车室内温度稳定于某一数值。汽车空调制冷所采取的制冷量调节方法主要有压缩机启停、热力旁通、变容量压缩机、蒸发器风量调节等方法。目前大多数汽车空调采用压缩机启停和手动调节蒸发器风量的方式,这种方法使车室内温度波动明显,严重影响车室内乘客的热舒适性,同时也不利于系统节能。汽车空调节能,除了能改善燃油经济性外,对汽车的加速、爬坡、驾驶和发动机冷却等性能的改善均有利。汽车空调的节能主要从以下几方面着手:**a.**采用高效率压缩机;**b.**提高换热器的换热能力;**c.**改进节流装置;**d.**采用智能化模糊控制技术。与普通空调系统相比,客车空调具有车内人员密度大、乘客变化大、车门启闭次数多、室外气温和太阳辐射变化大等特点,因此,其控制过程应综合考虑这些因素。而模糊控制能根据客车空调的特殊性对车内设定温度、控制规则和控制输出进行模糊修正^[1]。作者利用Simulink工具箱设计出模糊控制系统和PID控制系

统,以实现空调客车内温度的控制。通过仿真,分析比较两种控制方法的控制效果。

1 空调客车内温度控制系统模型

1.1 车舱特性方程

以CK6860型空调客车为研究对象^[2]。空调系统主要由通风装置、加热装置、制冷装置及操作控制装置组成,车内温度可在16~32℃之间任意调节。客车箱体几何尺寸为8.57 m×2.38 m×3.15 m,车内高/内宽为2.04 m×2.25 m,共33+1座,冷风管道分布于车内顶盖两侧,在每排座椅上方设有双出风口。车厢总表面积为82.11 m²,车厢总窗户面积为18.33 m²,客车厢壁导热系数为23.3 W/m·℃,壁厚为0.10 m,则其热阻 $R_w = 0.1/23.3 \times 82.11 = 5.22 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C/W}$;窗户玻璃导热系数为0.85 W/m·℃,厚为0.005 m,窗户热阻 $R_{ch} = 0.005/(0.85 \times 18.33) = 3.21 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C/W}$;客车车厢总热阻 $R = R_w \cdot R_{ch}/(R_w + R_{ch}) = 4.49 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C/W}$ 。车室内空气密度 $\rho_a = 1.225 \text{ kg/m}^3$,空气定压热容 $c_p = 1.005 \text{ kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$,则得车室内空气热容量系数 $C_a = M_a \times c_p = 8.5 \times 2.04 \times 2.25 \times 1.225 \times 1.005$

[收稿日期] 2005-03-25

[基金项目] 湖南省教育厅基金资助项目(03C495, 05C193)

[作者简介] 于梅春(1972-),女,湖南祁阳县人,湖南科技大学能源与安全工程学院讲师

= 39.015 kJ/°C。车内人员按满员即 34 人计算，人均散热功率为 116.3 W。

根据能量守恒定律，单位时间内进入车室内的热量减去单位时间内流出车室的热量等于车室内蓄热量的变化率，由此可得如下关系式^[3]：

$$\begin{aligned} C_a \frac{d\theta_a}{dt} &= G_s c_1 \theta'_0 + Q_3 + Q_2 - G_s c_1 \theta_a \\ &= G_s c_1 \theta'_0 + \frac{\theta_3 - \theta_a}{R} + Q_2 - G_s c_1 \theta_a \end{aligned} \quad (1)$$

式中， C_a —车室内空气的容量系数，kJ/°C； θ_a —车室内空气温度，°C； G_s —车室内送风量，kg/s； c_1 —空气热容，kJ/(kg·°C)； θ'_0 —车室内处理前的空气温度，°C； Q_2 —车室内设备及人体散热量，W； Q_3 —围护结构对车室内的传热量，W； θ_3 —围护结构的温度，°C； R —车室内表面的热阻，m²·°C/W。

根据式 (1) 可整理得：

$$T_1 \frac{d\theta}{dt} + \theta_a = K_1 \theta_f \quad (2)$$

式中， K_1 —调节对象的放大系数， $K_1 = \frac{1}{1 + \frac{1}{RG_s c_1}}$ ； T_1 —调节对象的时间常数， $T_1 = \frac{R}{1 + RG_s c_1} C_a$ ； θ_f —干扰量换算成送风温度的变化，其中 $\theta_f = \theta'_f + \theta_2 + \theta_3$ ； θ'_f —送风干扰， $\theta'_f = \theta'_0$ ； θ_2 —车内散热干扰， $\theta_2 = \frac{Q_2}{G_s c_1}$ ； θ_3 —车外温度干扰， $\theta_3 = \frac{\theta_3}{RG_s c_1}$ 。

1.2 车内温度控制系统

由式 (2) 可得车室内温度的增量微分方程式为：

$$T_1 \frac{d\Delta\theta_a}{dt} + \Delta\theta_a = K_1 \Delta\theta_f \quad (3)$$

由方程 (3)，同时考虑到实际车室存在着传递延迟 τ_1 ，则可得到干扰通道的传递函数为： $W(s)$

$$= \frac{K_1 e(-\tau_1 s)}{T_1 s + 1}$$

时间常数 T_1 表示对象的动态特性，决定变化过程；而放大系数 K_1 表示对象的静态特性，决定输入信号对稳定值的影响。

上述空调系统自控系统框图如图 1 所示：

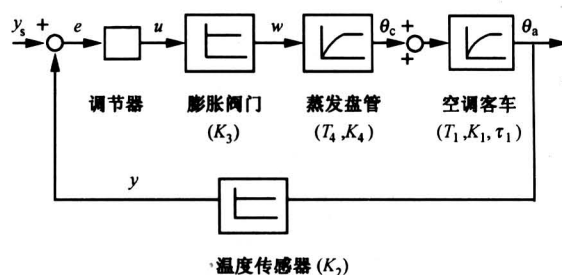


图 1 空调客车温度控制系统框图

Fig.1 Diagram of temperature control system in air-conditioned passenger bus

图 1 中各变量均表示对其平衡状态下数值的增量，为简便起见，忽略了温度传感器和执行器的惯性，并将室内外干扰折合成送风温度的变化 θ_f 。

各环节微分方程式的增量形式为：

$$\text{空调车室: } T_1 \frac{d\theta}{dt} + \theta_a = K_1 \theta_f ;$$

$$\text{温度传感器: } y = K_2 \theta_a ;$$

$$\text{膨胀阀门: } W = K_3 u ;$$

$$\text{蒸发盘管: } T_4 \frac{d\theta_c}{dt} + \theta_c = K_4 W$$

$T_1 = 16.47$ ， $K_1 = 0.0063$ ； θ_c 表示蒸发盘管的温度输出。调节阀流量特性的选择，一般是从保证控制系统质量来考虑的。为了保证控制系统的控制品质不变，希望控制系统总的放大系数能保持不变，在控制系统中，变送器的放大系数是不变的，取 $K_2 = 1.0$ 。被控对象的放大系数会随负荷变化，为了使调节阀的流量特性补偿被控对象放大系数的变化，其选择的原則是使被控对象的放大系数和调节阀的放大系数乘积为常数，取 $K_3 \cdot K_4 = 10$ ， $T_4 = 5$ 。 y_s 为车室内设定温度（取 26°C），制冷工况时，室外温度的初始平衡点取 35°C，以一阶跃干扰模块表示室外温度的波动。

2 模糊控制系统的建立

2.1 隶属度函数的建立

模糊控制是模仿人脑的思维方式来控制的。对于图 1 所示的闭环回路，若车室内空调负荷变小，则相应减少膨胀阀开度；空调负荷变小且持续下降，则膨胀阀减少量多一些。通过温度传感器测量车室内温度变化，与设定温度进行比较，得出温度

偏差 e ，同时计算其变化率 e_c 。 e ， e_c 作为控制量的输入，控制输出量为 u 。以制冷工况为例， e 的取值范围为 $-9 \sim 1^\circ\text{C}$ ， $e \leq -9$ 时，膨胀阀开度最大，对应的模糊语言变量分为 5 档：“负大 NB”，“负小 NS”，“零 ZR”，“正小 PS”，“正大 PB”；将 e 分为 13 级，即以 $\{-6, -5, -4, -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6\}$ 来表示。通过区间划分，将偏差 $-9 \sim 1^\circ\text{C}$ 转变为 $-6 \sim 6$ 间的变量 x_i 。温度偏差 e 模糊集合的隶属度函数采用三角形、高斯形函数，如图 2 所示。同理， e_c 对应的模糊语言变量也分为 5 档：“负大 NB”，“负小 NS”，“零 ZR”，“正小 PS”，“正大 PB”，其模糊集合的隶属度函数与图 2 类似^[4]。模糊控制器输出 u 的模糊集合隶属度函数如图 3 所示，图中为降半梯形、升半梯形和三角形。

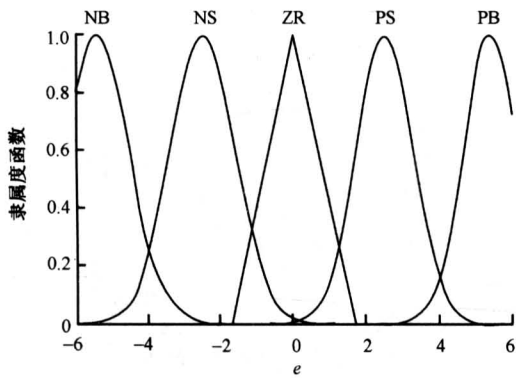


图 2 FIS 输入 (e, e_c) 隶属度函数
Fig.2 Degree of membership function of FIS input (e, e_c)

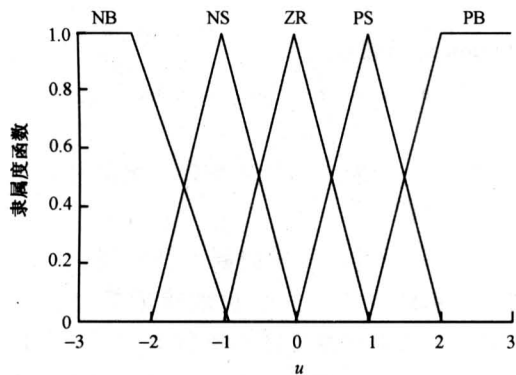


图 3 FIS 输出 (u) 隶属度函数
Fig.3 Degree of membership function of FIS output (u)

2.2 模糊控制规则和决策方法

模糊控制器根据专家的理论知识和实践经验的总结，将输入的语言变量 e, e_c 用 if-then、and、also (或 or) 等一系列关系语，建立控制规则^[5]，如表 1 所示。模糊决策采用：与 (and) 方法为 min，或 (or) 方法为 max，推理 (implication) 方法为 min，合成 (aggregation) 方法为 max，解模糊化 (defuzzification) 方法为重心法 (centroid)。如此设计的模糊控制器的输入与输出的关系曲线如图 4 所示，从图 4 可以看出，模糊控制是一种非线性控制。

表 1 模糊控制规则表

Table 1 Fuzzy control rules

		e_c				
		NB	NS	ZR	PS	PB
e	NB	PB	PB	PS	ZR	ZR
	NS	PB	PS	ZR	ZR	NS
	ZR	PS	PS	ZR	ZR	NS
	PS	PS	ZR	ZR	NS	NS
	PB	ZR	ZR	NS	NS	NB

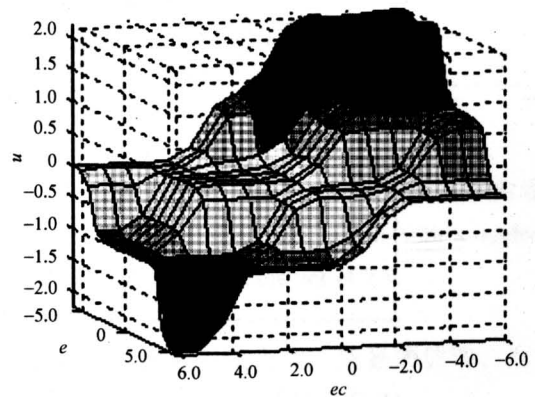


图 4 模糊控制器的输入输出曲线

Fig.4 Output surface for the fuzzy controller

3 空调客车内温度控制系统 Simulink 仿真框图

Simulink 是 MathWorks 公司为 Matlab 提供的控制系统模型输入与仿真工具。利用此软件，结合空调客车温度控制系统框图 1 和各环节的增量形式，可以得到图 5、图 6 所示的空调客车温度控制系统 PID 控制模型和模糊控制模型图^[6]。其中 PID 模块位于 Simulink Extras-additional linear 内，而 Fuzzy Logic Controller 模块位于 Blocksets & Toolboxes 子库的

Simulink Fuzzy 子库中。仿真时，利用 readfis 命令将 FLC 模块读入工作区间，通过示波器可以观察到输

出的情况。也可将数据存储到 Matlab 工作空间中，用 plot 命令将输出曲线在单独窗口中绘出。

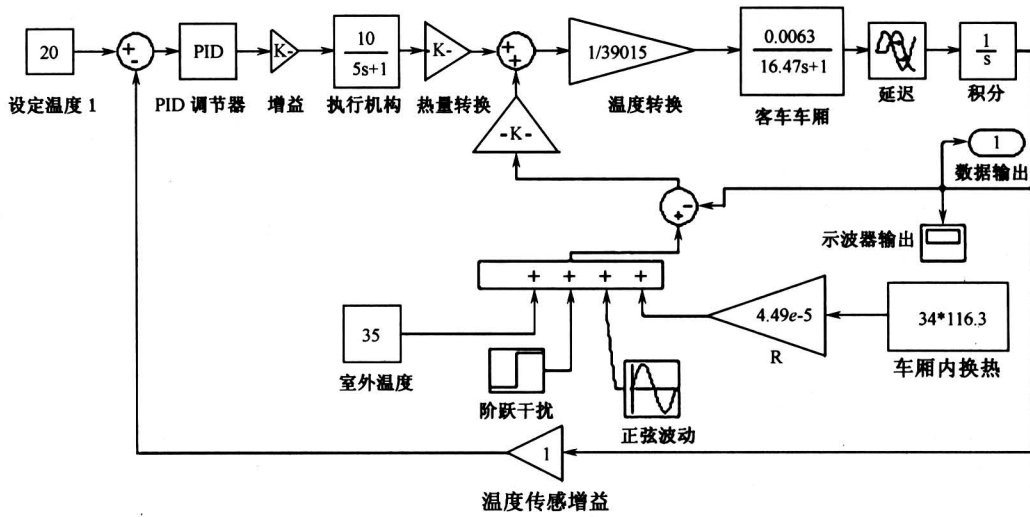


图 5 空调客车 PID 控制系统 Simulink 仿真模型

Fig.5 Simulink model of temperature PID control system in air-conditioned passenger bus

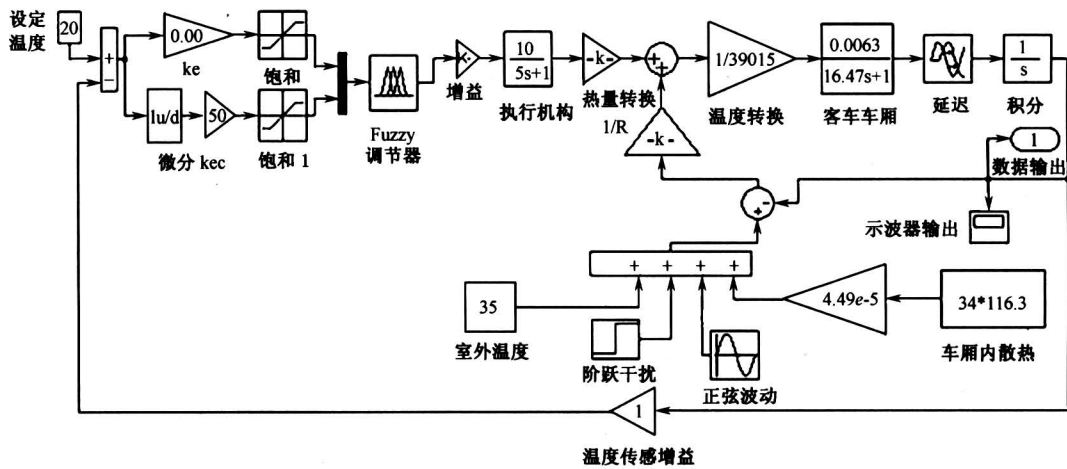


图 6 空调客车模糊控制系统 Simulink 仿真模型

Fig.6 Simulink model of temperature fuzzy control system in air-conditioned passenger bus

4 仿真结果及分析

PID 控制系统中，采用衰减曲线法，整定参数 k_p , k_i , k_d 分别为 2, 0.5, 2.5；模糊控制系统中，整定参数 k_e , k_c , k_u 分别为 0.66, 50, 2.5。获得如下的仿真结果：图 7 为客车车室降温时的仿真曲线；图 8 为客车车室负荷增加时仿真曲线；图 9 为客车车室设定温度为 24℃时仿真曲线；图 10 为延迟 100 s 时仿真曲线；图 11 为室外温度干扰为

2℃时仿真曲线；图 12 为加入测量干扰信号时仿真曲线。由图可知：

- 1) 客车降温时，模糊控制上升时间长，但过渡时间短，超调较小，能较快地接近最终稳态值 26℃，但模糊结构本身无法消除静态误差；PID 控制上升时间短，但过渡时间长，能消除静态误差，稳定后维持车室初始设定温度 26℃不变（图 7）。当车室内乘客增多，空调负荷增加时，会引起时间常数增大，时间常数 T_1 由 16.47 增至 20.0 时，

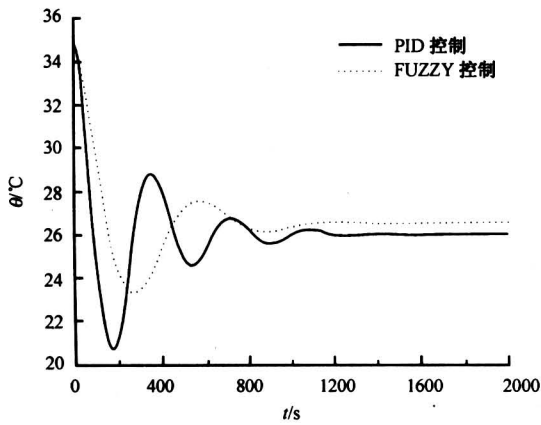


图 7 车室降温时仿真结果曲线

Fig.7 Numerical air temperature in the passenger bus when cooling

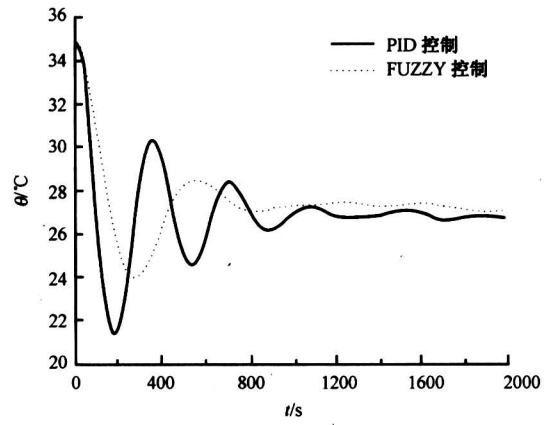


图 10 延迟 100 s 时仿真结果曲线

Fig.10 Numerical air temperature with a delay time of 100 s

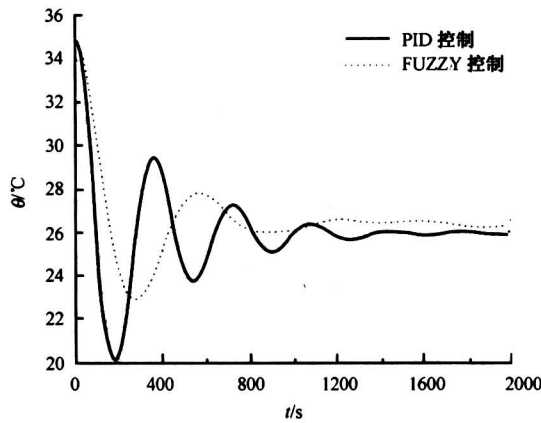


图 8 车室负荷增加时仿真结果曲线

Fig.8 Numerical air temperature with an added cooling load

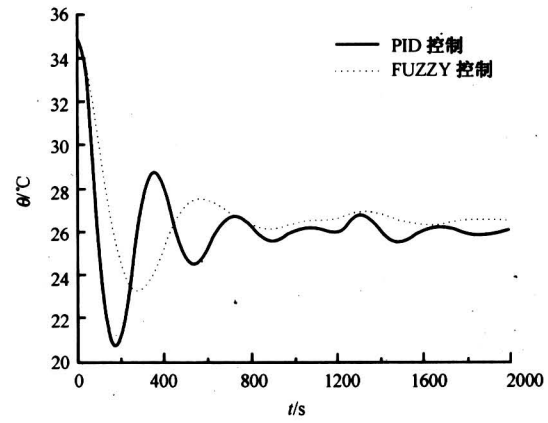


图 11 室外温度干扰为 2°C 时仿真结果曲线

Fig.11 Numerical air temperature with a outdoor temperature set of 2°C

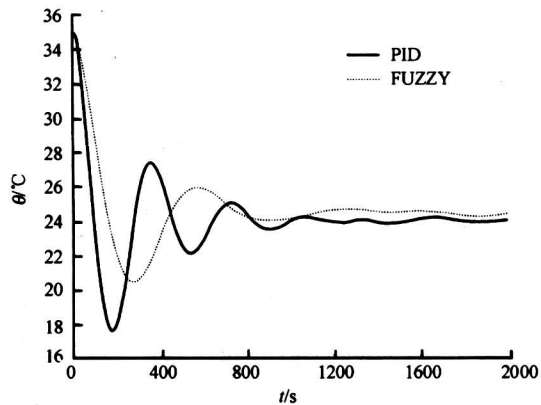


图 9 设定温度为 24°C 时仿真结果曲线

Fig.9 Numerical air temperature with a set temperature of 24°C

PID 控制中的温度曲线出现了明显的波动，而模糊控制中的温度曲线较为平稳（图 8）。

2) 客车空调实际运行过程中，设定温度应随车内外条件的变化而变化。当设定温度为 24°C 时，车室内设定温度降低了 2°C，PID 控制结果是车室内温度波动后渐趋稳定，而模糊控制温度曲线几乎没什么变化，只是稳态值略高于设定温度 25°C。图 7~图 9 均不考虑车室内温度的时间延迟，图 10 的延迟时间为 50 s，随着延迟时间的增加，PID 控制的降温曲线波动明显，而模糊控制的降温曲线波动很小（图 10）。

3) 在设定温度为 26°C 条件下车室降温时，车内温度在 750 s 时基本趋于稳定。假设 1 200 s 时车外温度增加 2°C，模糊控制时，车室温度在较小的

波动后很快稳定于略高于 26℃ 的稳态值, 而 PID 控制时, 车室温度要在 1 600 s 以后才渐趋稳定 (图 11)。加入测量白噪声后, PID 控制系统的车室温度振幅较大, 甚至无法稳定, 而模糊控制受影响较小, 抗干扰性好 (图 12)。

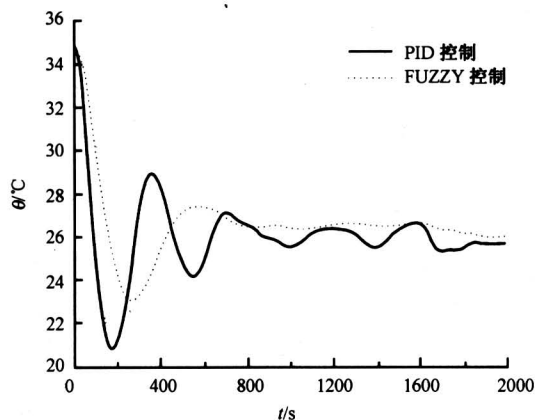


图 12 加入测量白噪声时仿真结果曲线

Fig.12 Numerical air temperature with measuring white noise

5 结论

采用 Simulink 工具箱能迅速建立起车内温度控制系统模型、且能反复修改模型, 模型简洁清晰, 直观表达设计理念。仿真结果能有效地对控制性能进行评估和验证。

PID 控制实现了连续调节, 降低了车内温度场

梯度的波动, 同时由于积分模块的存在, 消除了稳态误差, 有利于提高车内的热舒适性, 但是此控制过程因超调大, 过渡时间长, 一般适用于工况变化较小的场合。对于对象延迟、工况变化较大 (如车内温度突增、散热量突增或车外环境温度骤变) 的场合, 模糊控制能实时跟踪空调工况变化趋势, 过渡快而平滑, 抗干扰性能好, 这有利于延长执行机构的使用寿命, 减少空调系统的维修量。

模糊控制中, 稳态误差较大, 改进模糊控制结构或增加控制规则数目可减少稳态误差, 但计算将变得复杂缓慢, 实时控制效果不好, 因此在保证控制精度的前提下, 控制规则数目应尽可能减少。

参考文献

- [1] 江志斌. 汽车空调模糊控制的研究[J]. 制冷学报, 1995, 16(4): 25 ~ 29
- [2] 肖武, 周明高. CK6860 型空调客车[J]. 客车技术与研究, 1999, 21(1): 30 ~ 32
- [3] Hwang H S. Linguistic fuzzy model identification [J]. IEEE Pro Control Theory APPL, 1995, 142(6): 537 ~ 543
- [4] 李祖欣. MATLAB 在模糊控制系统设计和仿真中的应用[J]. 系统仿真学报, 2003, 15(1): 132 ~ 134
- [5] 周兴禧, 王懿. 变频空调器基于系统的变工况模糊控制仿真研究[J]. 流体机械, 2000, 28(7): 42 ~ 44
- [6] Hartman T B. Global optimization strategies for high-performance controls [J]. ASHARE Transactions, 1995, 101(2): 679 ~ 687

Simulation Research of Temperature Control System in Air-Conditioned Coach

Yu Meichun, Zhang Dengchun

(School of Energy and Safety Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan, Hunan 411201, China)

[Abstract] The issue studies, in virtue of simulation, temperature control system in air-conditioned coach by fuzzy and PID control methods. The simulation results show that PID control can eliminates steady-state error, but the overtune is big, transitional time is long. And PID control can only suit for air conditioning condition with small variation. For the condition with big variation and time delay, fuzzy control can track the load changes and obtain a better synthetic control quality than PID.

[Key words] air-conditioned coach; temperature control; fuzzy control; simulation