

面向汽车空调控制的改进模型^①

韩雅慧, 林世平

(福州大学 数学与计算机科学学院, 福州 350108)

摘要: 汽车空调控制系统已被广泛应用在日常生活之中. 传统的汽车空调控制模型采用理论计算法, 根据热力学原理建立车厢内空气的热负荷平衡方程, 并未考虑该模型的实用性和可操作性. 本文通过变更建模对象, 以整车厢为考虑对象, 建立新的热负荷平衡方程, 解决原方法公式繁琐、采集数据较多、部分数据难定义的缺点. 针对我国汽车空调控制对空气质量的要求, 增加循环模块的热值部分, 保证汽车乘坐的舒适性.

关键词: 汽车空调控制; 热负荷; 循环模式; 换气新风; 舒适性

Improved Model for Automobile Air Conditioner Control

HAN Ya-Hui, LIN Shi-Ping

(School of Math and Computer Science, Fuzhou University, Fuzhou 350108, China)

Abstract: Automotive air conditioning control system has been widely used in our daily life. With the help of the method of theoretical calculation and the principle of thermodynamics to establish a car air heat load balance equation, the traditional mode ignores practicability and operability. Modeling objects based on the car as considering object, this paper establishes a new heat load balance equation, and simplifies the solution to the original formula so that collects more data to reduce the disadvantages. According to air quality in China, it will increase calorific value part of taking a breath fresh air, ensure vehicle ride comfort.

Key words: automotive air conditioning control; thermal load; cyclical pattern; fresh air changes; comfort

汽车空调系统是实现对车厢内空气进行换气、加热、制冷和空气净化的装置. 它为乘车人员提供了舒适的乘车环境, 降低驾驶员的疲劳强度, 提高行车安全. 作为提高汽车空调工作性能的重要技术手段, 空调控制技术正越来越受到广大研究人员和制造厂商的重视.

目前, 国外的中高档轿车上的全自动空调系统一般都是标准配置. 而国内大部分高档轿车空调控制系统都是进口的, 具有自主知识产权的轿车空调自动控制系统还不多见.

为使汽车空调系统正常工作, 保证在某些特殊情况下能运转可靠, 维持车内所需温度, 汽车空调需要一套控制系统. 传统控制系统通过机械装置感知系统温度和压力, 来控制电磁压力开关的通断来控制压缩机的运行. 控制参数少、精度不高、灵敏度低. 在原来

的机械元件基础上用某些电子元件替换提高了控制精度和反应速度, 这就是电子式的空调控制系统. 由于电子工业的高速发展, 全自动空调控制系统应运而生, 从而提高了汽车空调的综合性能. 汽车空调控制将朝着网络化和功能集成化方向发展. 现在的空调系统采用多传感器感测车内、车外、发动机温度、光照强度等多个信号, 传输至 ECU, 再由驱动执行器实现自动控制车内的温度、湿度、空气流速、风扇转速、鼓风机转速等, 提高成员舒适性并且降低能耗^[1].

理论计算法是汽车空调控制系统的重要算法. 根据热力学的原理建立车厢热负荷模型, 虽然得到的数值最为准确, 但由于运用的公式繁琐, 使用数据较多, 且一些数据较难界定, 不便于计算. 本文通过变更建模对象, 建立新的热负荷平衡方程, 降低算法的复杂度. 为提高温控的准确率, 增强舒适性, 引入循环和

^① 收稿时间:2015-10-10;收到修改稿时间:2015-11-13 [doi:10.15888/j.cnki.csa.005176]

换气新风热值部分,对模型进行优化。

本文的篇章结构如下:第一节介绍传统模型的背景知识,以及主要采用的理论性能计算法;第二节介绍本文提出的算法,并与现有类似模型进行对比;第三节进行实验并对比分析实验结果;第四节对全文进行总结。

1 背景

1.1 汽车空调控制系统概述

汽车空调控制系统一般由温度检测电路、计算机、电磁阀、真空控制系统组成,其中温度检测电路包括温度选择器、车内外温度传感器和日强度传感器。真空驱动器与空气混合调节门、风机转换开关、电位器、热水阀开关相连,并能使其同时工作,实现自动控制。

目前,国内轿车空调控制较为简单。轿车空调的控制模型输入数据有 5 个:车内温度、环境温度、蒸发器温度、送风温度及人为设定值,可以控制风机转速、压缩机离合及热水阀,其控制不是经过计算而是通过一些比较器进行电位比较来进行相应的控制^[2]。

另外还有许多人针对模型实施的控制技术做了许多研究。有人针对电位比较器不精确性,提出了基于神经网络的控制方法^[3];有人针对滞后性,提出了汽车空调模糊控制;有人结合工业控制方法,提出了用模糊 PID 来实现控制实现^[4]。

从以上的文献分析来看,国内的轿车空调系统的模型大多采用基于热负荷平衡的理论计算模型,主要通过改变控制方式,来提高运算效率。

1.2 理论计算模型

制冷量,又称热负荷、热值,是指在一定条件下,单位时间内蒸发器从空气中吸收的热负荷或单位时间内从车内除去的热负荷。在汽车空调性能控制参数中,制冷量是其中重要的一项。制冷量的大小反映了汽车空调制冷能力的强弱^[5]。

传统的理论计算模型,就是将热负荷作为评判标准,主要考虑空调系统送入的热负荷、太阳辐射传入的热负荷、车身传入的热负荷以及人体发热等。依据热平衡定律,建立模型。

1.2.1 基于热负荷平衡的理论计算模型

基于热负荷平衡的理论计算模型以车厢内的空气为对象,分别从热交换模块、人体热转移模块、空气热传递模块、太阳辐射模块、车内设备模块这 5 个模

块,分析各个部分对车厢内空气的热负荷影响,依据热力学原理能量守恒定律,建立热平衡方程。理论计算模型设计的总体框图如图 1 所示。

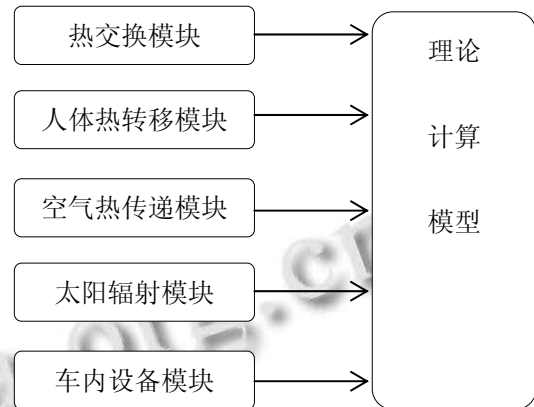


图 1 理论计算模型设计的总体框图

建模时把汽车车厢当作定压定容系统,假设空气为理想不可压缩流体。依据热力学第一定律,可以得到整车的热力学平衡方程:

$$Q = Q_{MAT} + Q_h + Q_g + Q_s + Q_m \quad (1)$$

其中, Q_{MAT} 表示通过空调热交换系统进入车内的空气热负荷;

Q_h 表示人体的热负荷转移;

Q_g 表示外部空气温度通过汽车表面以对流热的方式传入车舱内的热负荷;

Q_s 表示太阳辐射传入的热负荷;

Q_m 表示由设备释放出的热负荷。

1.2.2 热交换模块

汽车空调热交换系统总体分为四部分:鼓风机、蒸发器、混合风门、暖风热交换器。图 2 是空气在热交换模块的流动示意图。

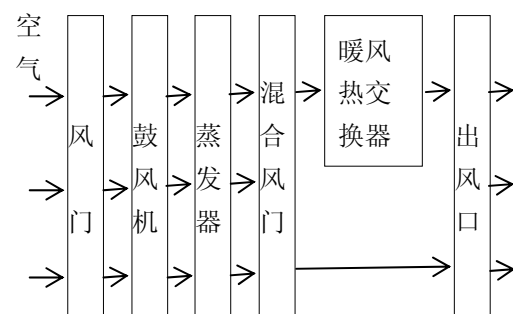


图 2 热交换系统示意图

空气从风门进入,在鼓风机的驱动下,进入整个热交换系统.通过对鼓风机鼓风模式的切换,来调节空气的流速,达到控制进入制冷系统风量的目的,即控制进入整个热交换系统的空气流量.

进入热交换系统的空气,全部都要经过蒸发器,降低温度.实际上,制冷系统的空气只经过蒸发器的表层,利用液气变化需吸热的原理,达到降低空气温度的目的.蒸发器是一个热交换器,高压的液态冷媒通过膨胀阀进入蒸发器,由于膨胀阀的雾化作用,使液态的冷媒变成雾状,雾状的冷媒在低压条件下转变为气态.在转变的过程中会吸热,所以此时蒸发器表面是低温.从鼓风机模块出来空气通过后,空气热负荷被带走,就变成凉风,达到了制冷的目的.

但经过蒸发器输出的空气温度较低,通常为 0℃,并不适宜直接送出出风口,还需要通过混合风门的控制,分配一定比例的空气进入暖风热交换器加热,使得最终混合后的空气温度达到要求.

因此,通过空调热交换系统进入车内的空气热负荷 Q_{MAT} ,可以表示为:

$$Q_{MAT}=c*T_{MAT}*\frac{dm_{MAT}}{dt} \quad (2)$$

其中, c 表示空气的比热容; T_{MAT} 表示混合气体的温度; m_{MAT} 表示混合气体的质量.

1.2.3 人体的热负荷转移模块

依据热力学热传递定律,凡是有温差的事物都会有存在热负荷转移,最终达到温度相等.因此,车内若坐有乘客,对车厢内的空气会产生热负荷转移即 Q_h ,依据相关论文的实验结果分析,该表达式可表示为:

$$Q_h=0.28*n*q*\Delta t \quad (3)$$

其中, n 表示为车内的人数; q 表示人均产生的热负荷,约为 0.15kj/s; Δt 表示所需要的时间.

1.2.4 车内设备模块

同理,车内的设备,如座椅等也会释放热负荷,即 Q_m' 可以表示为:

$$Q_m'=c_m*m_m*\frac{dT_{ICT}}{dt} \quad (4)$$

其中, c_m 表示为设备的比热容; m_m 表示为设备的质量; T_{ICT} 表示车内的空气温度.

1.2.5 空气热传递模块

在车内外存在温差的情况下,热负荷会通过汽车表面以对流热的方式进入车内.以该种方式进入的热

负荷有 2 种,分别是通过车顶及车侧传导进入的 Q_{g1} 和通过玻璃表面进入的 Q_{g2} .因此,该模块产生的热负荷为二者之和,即

$$Q_g=Q_{g1}+Q_{g2}=KG*GA*(T_{OUT}-T_{ICT})*\Delta t + K*CGA*(T_{OUT}-T_{ICT})*\Delta t \quad (5)$$

其中, Q_g 表示通过空气对流热方式进入车内的热负荷; Q_{g1} 表示通过车顶及车侧传导进入的热负荷; Q_{g2} 表示通过玻璃表面进入的热负荷; KG 表示玻璃的传热系数; GA 表示整车的玻璃面积; T_{OUT} 表示车外的空气温度,由传感器可得; T_{ICT} 表示车内的空气温度; Δt 表示所需要的时间; K 表示车身围护结构对室内的传热系数; CGA 表示车身除玻璃外的表面积.

1.2.6 太阳辐射模块

此外,还需要考虑来自太阳辐射的热负荷.如果是晴天,车辆在太阳光下行驶,太阳光通过汽车各玻璃表面以辐射的方式产生热负荷,进入车内,影响整车热平衡.因此,太阳辐射传入的热负荷 Q_s 可以表示为:

$$Q_s=I_s*GA*\eta \quad (6)$$

其中, I_s 表示太阳辐射强度,可由传感器测得; GA 表示整车的玻璃面积; η 表示整车玻璃接受太阳辐射的效率.

2 改进模型

2.1 改进模型的背景

基于热平衡的理论计算模型,虽然得到的数值较为准确,但由于公式繁琐,使用数据较多,不利于计算.

传统的热平衡方程,将热负荷的来源考虑的非常详细,几乎将所有能够参与热值改变的部分都包含在内了.但其中不乏例如设备的比热容 c_m 、设备质量 m_m 等较难定值的项.虽然通过大量的实验,可以估计该值,但一方面风洞实验耗费较大,该值需要大量的实验数据去拟合,费用不可估量;另一方面,该值具有较强的针对性,不同的车型、不同的车饰,甚至可能车内材料极其微小的变更,都可能影响该值,不利于推广使用.

此外,传统的计算方法并未考虑循环模块.现代车载空调系统主要有三点功能:冷风供应、暖风供应和保持车内通风,完成汽车内部空间的温度、湿度、

通风性以及清洁度的调控^[6]。在进口车的控制面板上存在着内外循环模式切换按钮。这是车内外空气交换的渠道。当按钮切换到内循环模式时,鼓风机吸入吹出的风只在车内部循环,形成封闭循环,减少外界污染物的进入;当按钮切换到外循环时,鼓风机从外界吸入空气,保持车内空气的新鲜度。因此,不论采用何种循环模式,循环部分的空气都将带走热负荷,特别是当采用外循环模式时,还需要考虑通过换气新风进入车厢内的热负荷。

2.2 改进模型描述

2.2.1 改进模型的设计

以整车为对象,来替代以车内空气为对象的模型,降低风洞实验难度,避免不确定值参与计算。

以整车为整体模型,考虑热交换,只需要考虑能够影响整车系统热负荷变化的部分即可。参考传统理论计算法的热负荷分析,主要考虑两大类,进入整车系统的热负荷以及离开系统的热负荷。

换言之,在整车系统中,不论车内物品其温度的如何变化,都不会影响整体系统的热负荷。因此,原计算公式中,由设备释放出的热负荷 Q_m 项,可以不计入整车的热力学平衡方程。

在改进模型中,相对于整车系统而言,通过空调热交换系统进入车内的空气热负荷 Q_{MAT} 、外部空气温度通过玻璃传入车舱内的热负荷 Q_g 、人体的热负荷转移 Q_h 、太阳辐射传入的热负荷 Q_s 属于外部输入。因此保留原模型这 4 部分。同时,如果将人体的热负荷也作为外部参数考虑的话,同样可以降低难度。

人体的热负荷释放是由一系列的化学变化引起的。简单来说,它是在人体细胞中线粒体的呼吸作用下,消耗有机物和氧气,产生二氧化碳和水,释放能量的过程。该变化过程复杂,变数极大,不能够通过简单的公式来涵括。如果将该部分作为整车系统的内部元素,并不能够省去繁琐的计算过程。由于人与整车之间并不是简单的热传递关系,还需要考虑人体内正常代谢的变化过程对整车系统热负荷的影响。如果将该部分作为外部因素考虑,则可以省去繁琐的计算过程。对整车系统而言,人体内热负荷如何变化并不重要,最终释放的热负荷才会真正影响整车的热负荷变化。因此,原计算公式中,人体的热负荷转移项 Q_h 必须保留。

综上所述,对于整车系统而言,进入系统的热负

荷来源主要有 5 种,分别是通过空调热交换系统进入车内的空气热负荷 Q_{MAT} 、外部空气温度通过玻璃传入车舱内的热负荷 Q_g 、人体的热负荷转移 Q_h 、太阳辐射传入的热负荷 Q_s 和采用外循环时,换气新风带来的热负荷 Q_c ; 离开系统的热负荷只有 1 种,即从车舱离开的循环模式带走的热负荷 Q_{ICT} 。改进模型的设计框图如图 3 所示。

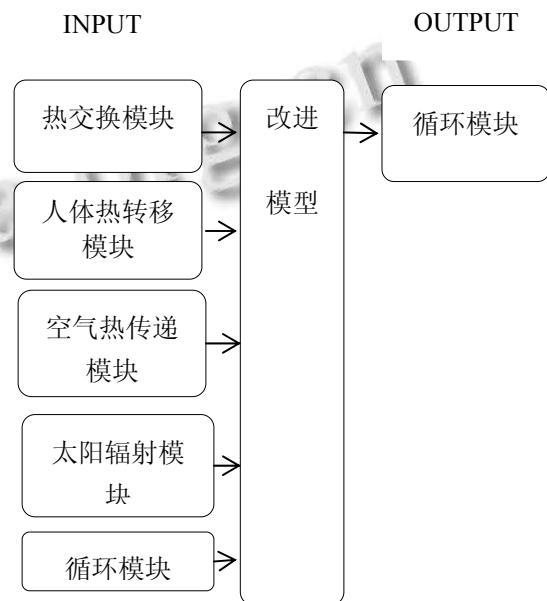


图 3 改进模型的设计框图

依据热力学第一定律,可以得到整车的热力学平衡方程:

$$Q_{newl} = Q_{MAT} - Q_{ICT} + Q_h + Q_g + Q_s + X * Q_c \quad (7)$$

其中, Q_{MAT} 通过空调热交换系统进入车内的空气热负荷; Q_{ICT} 表示从车舱离开的循环其他带走的热负荷; Q_h 表示人体的热负荷转移; Q_g 表示外部空气温度通过玻璃传入车舱内的热负荷; Q_s 表示太阳辐射传入的热负荷; X 表示采用何种循环模式, bool 型值, 当 $X=1$, 表示采用外循环模式, 当 $X=0$, 则表示采用内循环模式; Q_c 表示换气新风带来的热负荷。

2.2.2 循环模块

无论切换何种循环模式,对于整车车厢而言,循环气体都会带走热负荷。依据质量守恒原理,从空调热交换系统进入的气体质量与从车舱内离开的气体质量相同。因此,该部分离开的气体带走的热负荷 Q_{ICT} 可以表示为:

$$Q_{ICT} = c * T_{ICT} * \frac{d m_{MAT}}{dt} \quad (8)$$

其中, c 表示空气的比热容; T_{ICT} 表示车内的空气温度; m_{MAT} 表示混合气体的质量。

此外, 针对外循环模式, 还需要考虑换气新风带来的热负荷对整车系统的热值影响。

根据我国对汽车空调新鲜空气的要求, 换气新风按照人体卫生标准, 每人每小时所需风量不得小于 20m^3 [7]。

根据热负荷计算公式可得, 换气新风带走的热负荷 Q_c 可以表示为:

$$Q_c = \rho * c * V * (T_{OUT} - T_{ICT}) \quad (9)$$

其中, ρ 表示空气密度, 标准大气压下约为 $1.23\text{kg}/\text{m}^3$; c 表示空气比热容, 理想条件下为 $1.003\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; V 表示进入车内的新风体积;

T_{OUT} 表示车外的空气温度, 可由传感器测得;

T_{ICT} 表示车内的空气温度。

根据梁雄军等 [7] 人的实验分析, 每人每单位时间内所获得的新风体积约为 $0.006\text{m}^3/\text{s}$ 。

因此可将进入车内的新风体积 V 变化为

$$V = V_c * \Delta t * n \quad (10)$$

其中, V_c 表示每人每单位时间内所获得的新风体积, $0.006\text{m}^3/\text{s}$;

Δt 表示所需要的时间;

n 表示为车内的人数。

将该式(10)代入式(9), 得

$$Q_c = \rho * c * V_c * \Delta t * n * (T_{OUT} - T_{ICT}) \quad (11)$$

其中, ρ 表示空气密度, 标准大气压下约为 $1.23\text{kg}/\text{m}^3$;

c 表示空气比热容, 理想条件下为 $1.003\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$;

V_c 表示每人每单位时间内所获得的新风体积, $0.006\text{m}^3/\text{s}$;

Δt 表示所需要的时间;

n 表示为车内的人数;

T_{OUT} 表示车外的空气温度, 可由传感器测得;

T_{ICT} 表示车内的空气温度, $^\circ\text{C}$ 。

2.3 改进模型与现有类似模型比较

目前, 也有相关文献考虑到循环部分, 对此提出新的改进模型。该类文献主要将热交换模块与循环模块合并, 统一为汽车空调对交换气体的处理模块进行讨论。以宋志强等 [8] 人的研究为例, 进行讨论。

2.3.1 现有类似模型

在该模型中, 作者将热交换模块与循环模块合并,

统一为热交换气体处理模块进行考虑。

假设空调对空气的处理为理想的热交换器, 吸入车厢内的经热交换处理的空气体积与热交换处理后从排风口排出的空气体积相同, 则交换气体处理模块的热值 Q_d 为:

$$Q_d = \rho * V_f * c * (T_f - T_{ICT}) = \rho * v_f * S_f * \Delta t * c * (T_f - T_{ICT}) \quad (12)$$

其中, ρ 表示空气密度, 标准大气压下约为 $1.23\text{kg}/\text{m}^3$;

V_f 为经过空调器热交换的空气体积, m^3 ;

c 表示空气比热容, 理想条件下为 $1.003\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$;

T_f 为空调风机出风口空气温度;

T_{ICT} 表示车内的空气温度;

v_f 表示为空调鼓风机风速, 约为 $0.6\text{m}/\text{s} \sim 2.2\text{m}/\text{s}$;

S_f 表示为鼓风机出风口面积, 约为 0.7m^2 ;

Δt 表示所需要的时间。

2.3.2 现有类似模型与改进模型比较

现有类似模型考虑到循环模块会带走部分热值, 将其与热交换模块合并, 通过空调风机出风口温度与车内温度的温差来计算汽车空调对交换气体整个处理过程所产生的热值。

在内循环模式下, 由于是车内封闭循环, 从循环模块带走的空气直接进入热交换模块进行处理, 该过程没有其他方式的热值损失, 因此现有类似模型与改进模型差异不大。

在外循环模式下, 由于热交换气体处理循环模块是与外界气体做交换, 现有类似模型中, 仅车内空气温度与鼓风机出风口空气温度的温差作为热值的评判标准不够全面。若车内外无温差时, 该过程与内循环模式无异, 现有模型无需修正; 若车内外空气温度存在温差时, 现有类似模型考虑的不够全面, 还需要考虑车内外温差的热值补偿问题, 进行修正。改进模型在外循环问题上, 将该模块划分为两部分, 分别考虑了循环带走的热值部分和换气新风带来的热值部分, 改进了这一点, 更贴近实车运行状况, 提高舒适性要求, 实现精准控制。

3 实验

本文是与西城电子有限公司的合作项目。实验数据来自与西城电子有限公司针对某车型进行的实车风洞实验。该数据包含了针对不同输入数据的变化(车内温度、环境温度、蒸发器温度、送风温度及人为设定

值)情况下,汽车整车运行的各类工况数据.实验的目的是对比本文提出的改进模型与传统模型对温度的控制效果.图4是改进模型的仿真示意图.

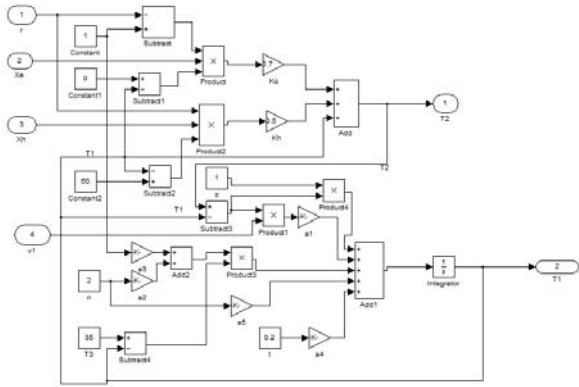


图4 改进模型仿真示意图

本实验包括两个部分.第一部分,在内循环模式下,以车内温度与指定温度之间的差异为指标来对比改进模型和现有类似模型、传统模型的优劣.第二部分,在外循环模式下,以车内温度与指定温度之间的差异为指标来对比改进模型和现有类似模型、传统模型的优劣.

3.1 内循环对比实验

在本实验中,对比的传统模型的数据来自于西城电子有限公司的实车测试数据.现有类似模型、改进模型采用与传统模型一样的初始条件,进行实验.

通过改变设定温度的值,在内循环的情况下,观察实验结果变化,结果如表1.

表1 内循环时,响应时间与设定温度的关系

设定温度/°C \ 稳定时间/s	-5	0	5	10	20	25
传统模型	911	1044	48	1224	783	900
现有类似模型	1195	924	37	1159	905	891
改进模型	1193	924	34	1160	903	888

从实验结果可以看出,在设定温度大于0°C时,现有类似模型和改进模型在收敛速度上普遍较快,现有类似模型与改进模型稳定时间基本一致,时差在0~3s范围内波动,差距不大.当该车型默认的设定温度与手控设定的温度一致时,会启动相应的控制机制.因此在设定温度为20°C时,传统模型的稳定时间最短.此时传统模型的相应时间不具有可比性.

在设定温度小于0°C的时候,传统模型花费的时

间最少.在此设定温度下,蒸发器表面可能会出现结霜现象,在实车实验的时候,会自动启动应急机制,防止蒸发器结霜,保持正常运转.但在对比的现有类似模型和改进模型实验中,实验结果仅是计算机模拟实现.通过增加防结霜机制,可以解决这一问题.

3.2 外循环对比实验

在本实验中,对比的传统模型的数据来自于西城电子有限公司的实车测试数据.现有类似模型、改进模型采用与传统模型一样的初始条件,进行实验.

通过改变设定温度的值,在外循环的情况下,观察实验结果变化,结果如表2.

表2 外循环时,响应时间与设定温度的关系

设定温度/°C \ 稳定时间/s	-5	0	5	10	20	25
传统模型	911	1044	48	1224	783	900
现有类似模型	1195	924	37	1159	905	891
改进模型	1313	1084	32	1060	803	801

从实验结果可以看出,在设定温度大于0°C时,改进模型在收敛速度上普遍更快,总体表现较优.当该车型默认的设定温度与手控设定的温度一致时,会启动相应的控制机制.因此在设定温度为20°C时,传统模型的稳定时间最短.此时传统模型的相应时间不具有可比性.

在设定温度小于0°C的时候,由于改进模型考虑了换气新风模块,若车内外温差较大,则系统需要更多的时间进行热交换,因此耗费的时间比现有类似模型更多.由于是现有类似模型和改进模型都是计算机模拟实现,因此无法模拟由于换气新风改变的实际车内温度值化,在实车实验中,改进模型会体现更好的舒适性和收敛性.在设定温度小于0°C的时候,蒸发器表面可能会出现结霜现象,在实车实验的时候,会自动启动应急机制,防止蒸发器结霜,保持正常运转.但在对比的现有类似模型和改进模型实验中,实验结果仅是计算机模拟实现.通过增加防结霜机制,可以解决这一问题.

4 总结

本文在汽车控制传统基于热平衡的理论计算法基础上,建立新的对象模型,简化计算过程,降低实验成本.依据车内的实际控制模式,增加循环模块,以汽车空调的空气质量为指标,对整车热平衡方程进行

调整。通过实验结果的对比,能够得到比传统模型更好的舒适性结果。此外,该模型还有改进的空间。针对舒适性的要求,还可以对车厢内划分不同的分区,采用多分区控制,对每个分区分配不同的权值进行计算,来满足不同区域对温度的不同需求,例如将车厢划分为前排分区和后排分区。虽然车内前后排座位下都安装有温度传感器,但由于大部分汽车的出风口多设置在前排,并不能真正做到前后排温度一致。赖晨光等人的研究表明,风口气流均匀性会影响冷却性能^[9],并且空气的热对流也会损失分区热值。因此,可以考虑对分区增加空气热对流热值的计算来修正出风口的出风温度,通过自动控制系统的控制策略来变更出风模式,从而实现多分区温度控制。此外,还可以拓宽舒适性标准,参考宋亚军等人对太阳辐射对车室内热舒适性的研究^[10],引入湿度指标、空气中污染物含量指标,来提高人们对车内空气质量的要求。因此,建立多分区模型,如何更好的提高舒适性是今后工作重点和方向。

参考文献

- 1 郭晖.汽车空调系统的应用与发展.科技致富向导,2012,29:73-73.
- 2 汪豪.汽车智能空调模糊控制的研究[硕士学位论文].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2005.
- 3 周璇,杨建成.基于支持向量回归机的空调逐时负荷滚动预测算法.中南大学学报(自然科学版),2014,3:41.
- 4 Song Z, Shi Q, Chen Y, et al. Simulation and research on parameter self-adjusting fuzzy control for air conditioning of passenger car. Mechanical Engineering & Automation, 2014, 4: 62.
- 5 郑淳允.汽车空调制冷量的计算方法.汽车研究与开发, 2003,1:31-33.
- 6 杨邵武,李小龙.车载空调控制系统开发浅析.电子测试, 2015,(10):4-6.
- 7 梁雄军.汽车空调多温区控制的研究[硕士学位论文].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2006.
- 8 宋志强,史青录,陈艳,于慧艳,杜妮丝.轿车空调参数自调整模糊控制的仿真研究.机械工程与自动化,2014, 4:147-149
- 9 赖晨光,文凯平,满超.汽车空调出风口气流均匀性对冷却性能的影响.机床与液压,2014,42(12):17-21.
- 10 宋亚军,赵兰萍,杨志刚,熊可嘉.太阳辐射对车室内热舒适性的影响分析与改进.计算机仿真,2014,31(7):148-152.