Modeling and Simulation 建模与仿真, 2024, 13(4), 4811-4825
Published Online July 2024 in Hans. https://www.hanspub.org/journal/mos
https://doi.org/10.12677/mos.2024.134435

Hans汉斯

基于Simulink的卡车电动空调系统仿真研究

马千骏，罗　兵

上海理工大学环境与建筑学院，上海

收稿日期：2024年6月24日；录用日期：2024年7月18日；发布日期：2024年7月29日

摘　要

传统卡车空调系统的动力来源于发动机，发动机工况的变化会影响空调的制冷性能，导致制冷系统工作稳定性差，而电动空调动力来源于蓄电池，不受发动机工作状态的影响，空调系统的稳定性更佳。本文以某种卡车电动空调系统为研究对象，建立了模拟车室温控模型，通过温控模型实时改变模拟负荷发生器的输出功率来达到模拟车室内和卡车车室有相同温度变化曲线，利用仿真软件Matlab/Simulink建立卡车电动空调系统仿真模型，并仿真模拟了定工况定转速下卡车车室降温过程，最后通过实验结果与仿真结果对比，得到了与仿真值误差在10%以内的实验值，从而证明了采用模拟车室温度控制模型用来进行实验研究的可行性。

关键词

卡车电动空调，温度控制，空调系统模型，仿真

Simulation Research of Truck Electric Air Conditioning System Based on Simulink

Qianjun Ma, Bing Luo

School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Jun. 24th, 2024; accepted: Jul. 18th, 2024; published: Jul. 29th, 2024

Abstract

In traditional truck air conditioning systems, the power comes from the engine, and the engine's operating condition affects the air conditioning's cooling performance, leading to poor stability of the cooling system. However, the power source for electric air conditioning is the battery, which is not affected by the engine's operating state. Therefore, the stability of the air conditioning system is better. In this study, a certain truck electric air conditioning system is taken as the research ob-

文章引用: 马千骏, 罗兵. 基于 Simulink 的卡车电动空调系统仿真研究[J]. 建模与仿真, 2024, 13(4): 4811-4825.
DOI: 10.12677/mos.2024.134435

ject, and a simulation chamber temperature control model is established. The output power of the simulated load generator is changed in real time to achieve the same temperature change curve in the simulated car cabin and the truck cabin. The truck electric air conditioning system simulation model is established using simulation software Matlab/Simulink. The cooling process in the truck cabin under a fixed working condition and rotational speed is simulated. Finally, the experimental results are compared with the simulation results, and the experimental value with an error within 10% of the simulation value is obtained, thus proving the feasibility of using the simulation chamber temperature control model for experimental research.

Keywords

Truck Electric Air Conditioner, Temperature Regulation, Air Conditioning System Mode, Simulation

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.
This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).
http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/
Open Access

1. 引言

汽车空调的动力牵引方式基本上是发动机，因此大多数汽车空调的动力源决定了发动机关闭时空调无法使用[1]。在行车过程中，空调的使用会影响汽车的行驶速度，使得驾驶员在踩油门时常常感到“行车无力”感，如果怠速开空调，不但制冷量低，而且会造成极大的能源浪费和环境污染。因此，在追求舒适环保的今天，越来越多的卡车选择使用电动空调系统。卡车电动空调系统是一种通过蓄电池提供能量，并利用电机来驱动压缩机制冷的空调系统，其能在卡车驻车时继续维持汽车空调工作，减少发动机油耗，缓解发动机积碳问题，延长使用寿命。

由于汽车空调的使用环境条件的限制，整个汽车空调系统的性能只能在符合测试要求的外部天气条件下进行测试。这对于设计、开发、测试和验证整个空调系统非常重要[2]。然而在一些地区，可能无法在标准化条件下进行道路测试，因为在测试过程中无法获得温度、风速、风向和车速等参数的稳定环境，对汽车空调系统的开发和验证会产生严重的影响。因此，有必要在模拟实验室中进行模拟测试，以弥补道路测试的不足之处。

在汽车电动空调仿真研究领域中，MA Fayazbakhsh [3]根据热平衡法建立了一种车辆空调负荷综合建模方法。该模型能够准确地估算出座舱的热负荷，并且适用于任意驾驶条件。赵丹平[4]等确定了电动空调系统的核心部件的型式和其匹配参数。同时，并使用 Matlab/Simulink 仿真软件建立了电动空调仿真系统和传统的空调系统进行了仿真对比，证明了电动空调系统的可行性和制冷能力优于传统空调系统。高山[5]借鉴了房间空调设计的计算方法，完整分析了汽车空调热负荷计算，并得出一个具有普遍性的汽车热负荷计算公式。杨容霞[6]成功建立了一种车体传热的数学模型，通过比较实际测出的结果与理论计算的结果，证实该数学模型的准确性。这一研究成果对车体传热领域的深入研究提供了理论基础和数据支持，对相关领域的发展具有重要的科学价值和应用前景。现如今，对汽车空调进行仿真的研究方法对于指导汽车空调系统的设计、规划模拟试验以及进一步改善系统设计有着极其重要的意义。

本文总结了影响卡车车室负荷动态变化的因素，并针对卡车空调进行了动态研究。我们建立了模拟车室室温控制模型，并采用动态模拟负荷发生器模拟了实际卡车车室中的负荷变化，以实现逐时的功率变化。为了了解卡车车室温度在制冷过程中的变化情况，我们还建立了卡车电动空调系统仿真模型，并

利用 Matlab/Simulink 进行仿真模拟。通过比对仿真数据和实验数据，验证了卡车车室温度仿真模型的正确性。这项研究旨在推动卡车电动空调系统的研发，缩短实验验证时间。

2. 卡车电动空调系统模型的建立

2.1. 车室热平衡模型

通过计算卡车车室的热负荷可以确定卡车电动空调的容量需求[7]，从而进行更精准的空调功率计算，为卡车车室提供更加舒适的温度。研究卡车车室热负荷，可以将卡车车室可以看作一个定容定压控热系统[8]。

计算车室热平衡方程式时，做如下的简化：

(1) 卡车车体各表面的传热视为一维传热；

(2) 卡车车室内的空气温度均匀一致；

(3) 卡车车室内空气初始温度相同；

(4) 忽略卡车车室内各表面间的相互辐射；

(5) 卡车车室密封完好，空调内循环，因此忽略新风负荷。

卡车车室热负荷主要是由外界环境和卡车车室内部环境通过传导、对流以及辐射的方式进行热交换产生的。

汽车车室总的热负荷模型可表示为：

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \tag{1}$$

式中：Q 为卡车整车热负荷，Q_1 为通过车体非透明围护结构传入的热量，Q_2 为卡车窗玻璃传入的热量，Q_3 为乘员散发热量，Q_4 为室内设备、仪器、照明等散热量。

2.2. 选取车体规格参数

本文中搭建模型所使用的一款卡车参数如表 1 所示。

Table 1. Truck specification
表 1. 卡车规格参数

位置	材料	面积(m^2)	厚度(mm)	与水平面夹角(˚)
前窗	钢化玻璃	1.2	5	72
后窗	钢化玻璃	0.21	3.5	90
侧窗	钢化玻璃	左/右 0.42	3.5	90
车顶	钢板 + PVC	1.7	1 + 3	0
侧围	钢板 + PVC	前 0.7 后 1.085 左 1.3 右 1.3	1 + 3	90
地板	钢板 + PVC	2.15	1 + 2	0

2.3. 卡车电动空调系统车室温度数学模型

考虑到卡车车室受到太阳辐射、外界温度、人员、设备，围护结构传热等各种因素的影响[9]，无法用确定的数学模型进行描述。对卡车车室进行必要的简化，现做如下假设：

(1) 空调车室温度变化均匀；

(2) 忽略围护结构的蓄热量；

(3) 不考虑室温滞后；

(4) 外界环境变化当作扰动信号[10]；

(5) 卡车车室恒压，不考虑因温度变化而导致的空气热容和密度发生变化；

(6) 卡车车室密封完好，空调内循环，忽略新风负荷的影响。

根据能量守恒定律建立卡车车室的温度数学模型。

对于卡车车室而言，车室内能量的变化率 = 单位时间内进入车内的热量 − 单位时间内派出的热量。由此建立卡车车室热平衡方程数学表达式：

$$\rho_a V_a c_{pa} \frac{\mathrm{d}t_n}{\mathrm{d}t} = Q_e + Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \tag{2}$$

式中：V_a 为车室容积，ρ_a 为空气密度，c_{pa} 为空气定压比热容，t_n 为车室内空气温度，Q_e 为电动空调系统制冷量，Q_1 为通过车身非透明围护结构传入的热量，Q_2 为卡车窗玻璃传入的热量，Q_3 为乘员的散热量热量，Q_4 为车室内设备散热量。

当车室为恒温状态时，空气温度的变化率为 0，即：

$$\rho_a V_a c_{pa} \frac{\mathrm{d}t_n}{\mathrm{d}t} = 0 \tag{3}$$

对卡车车室热平衡方程数学表达式进行整理得：

$$\rho_a V_a c_{pa} \frac{\mathrm{d}t_n}{\mathrm{d}t} = Q_e + Q_3 + Q_4 + \sum K_{1,i} F_{L,i} \left[t_{z,i} - t_n \right] + \sum K_{2,i} F_{2,i} \left[t_w - t_n \right] + \left(\eta + \rho \frac{a_n}{a_w} \right) UC \tag{4}$$

式中：$K_{1,i}$ 为第 i 个不透明围护结构的传热系数，$F_{L,i}$ 为第 i 个不透明围护结构的面积，$t_{z,i}$ 为第 i 个不透明围护结构表面的室外空气综合温度，$K_{2,i}$ 为第 i 个强化玻璃的传热系数，$F_{2,i}$ 为第 i 个强化玻璃的面积，t_w 为车室外空气温度。

在卡车电动空调系统温度数学模型建立后，可在 Matlab/Simulink 平台上建立卡车电动空调系统的仿真模型。

卡车电动空调系统的工作原理可以简单地归纳为：系统根据车内温度和设定值计算出温差和温差变化率，进而控制压缩机的转速。在确定压缩机转速和车内热负荷后，可以得出车内目前的温度[11]。此外，外界因素也会影响车室的热负荷和温度变化。通过精确的计算和控制，卡车电动空调系统可以使卡车车室内保持恒定的温度，提供舒适的行车环境。其原理图如图 1 所示：

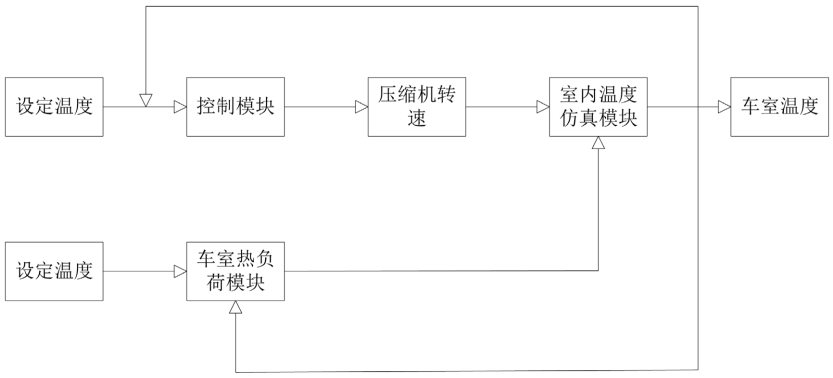

Figure 1. Model of truck electric air conditioning system
图 1. 卡车电动空调系统模型

2.4. 卡车电动空调系统仿真模型

2.4.1. 车室热负荷模块

影响整车热负荷主要因素有卡车围护结构参数和运行工况，卡车围护结构参数是固定不变的，运行工况包括车内外环境温度、太阳辐射强度、乘员人数和车速等，由于在仿真过程中太阳辐射强度和室外温度变动较小，因此在热负荷计算中将参数设置为常数。这里用 Simulink 建立卡车车室热负荷模型，如图 2。

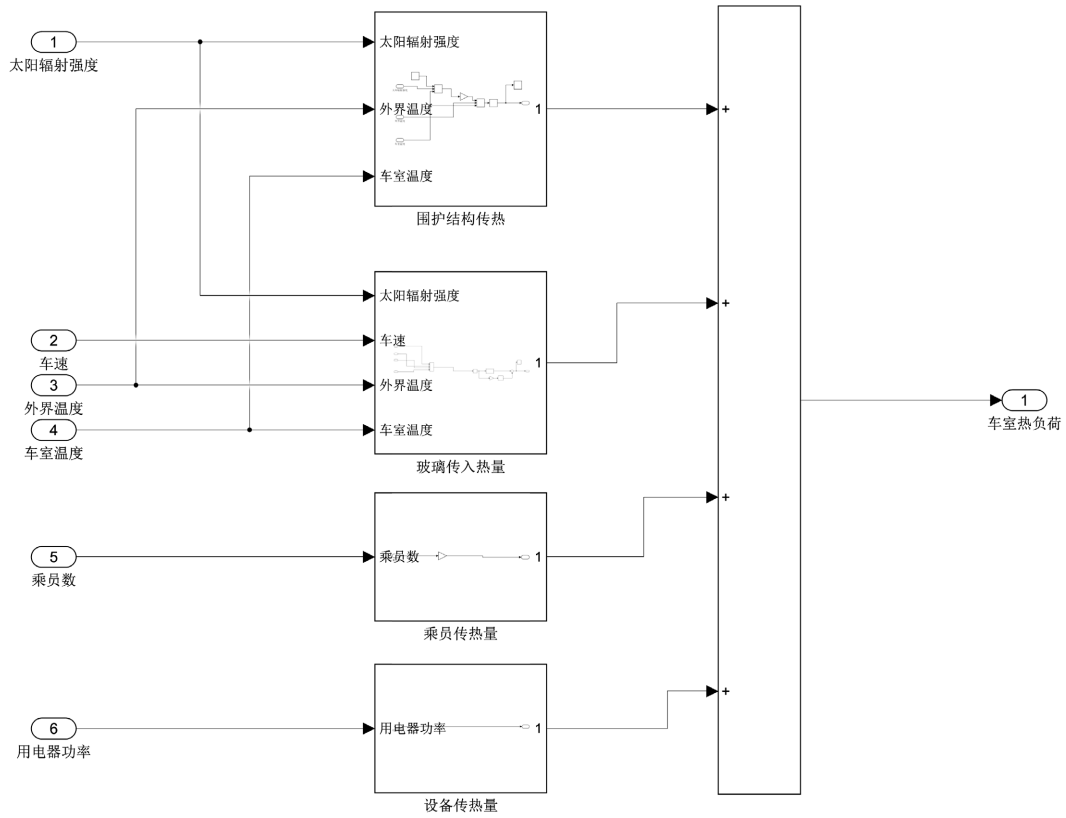

Figure 2. Car heat load module
图 2. 车室热负荷模块

在研究卡车电动空调系统定工况工作情况时，可以设置车室热负荷模型输入参数都定为常数。并假设热量都是平均分布在车室内空间的，仿真得到车室温度的变化情况。

2.4.2. 压缩机计算模块

一定工况下，制冷量与制冷剂质量流量成正比[12]：

$$Q_e = qm \tag{5}$$

式中：Q_e 为制冷量，q 为制冷剂单位质量制冷量，m 为制冷剂质量流量。

一定工况下，制冷剂质量流量与压缩机转速成正比例函数关系[13]：

$$m = f(n) \tag{6}$$

式中：f 为制冷剂质量流量与压缩机转速的函数关系，n 为压缩机转速。

综上，即可由通过调节压缩机转速实现空调制冷量的调节。

制冷系统制冷量 Q_e 计算如下：

$$Q_e = 1.66\times10^{-5}\cdot\frac{V_h\lambda n q_0}{v} \tag{7}$$

式中：V_h 为压缩机的排量，λ 为压缩机输气系数，n 为压缩机转速，q_0 为制冷循环中单位质量制冷剂制冷量，v 为压缩机吸气比容。

压缩机计算模块如图 3 所示：

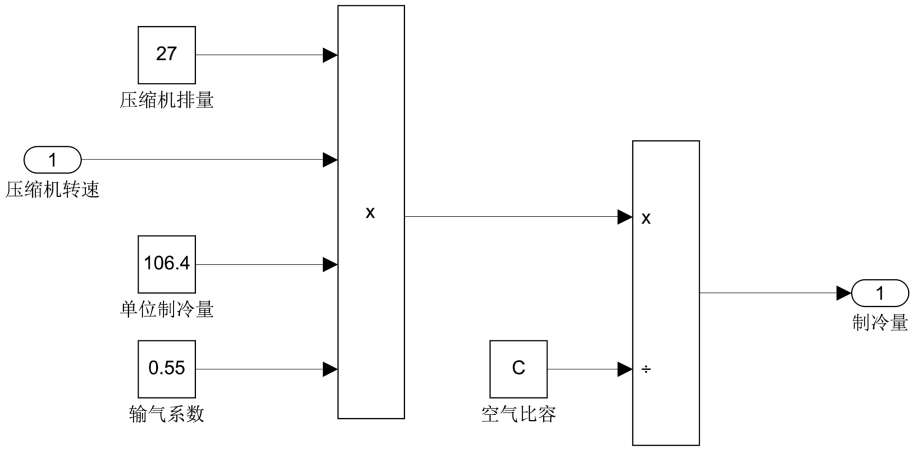

Figure 3. Compressor computing module
图 3. 压缩机计算模块

2.4.3. 卡车车室温度计算模块

卡车车室温度变化的主要原因有电动空调系统制冷量和卡车车室的热负荷。使用理想气体的定压公式得到了卡车车室内温度和车室内热量之间的关系：

$$Q_T\cdot t = 1000m\cdot\Delta h = 1000\rho\cdot V\cdot c_p\cdot\Delta T \tag{8}$$

式中：t 为时间，Q_T 为卡车得热量，m 为车室内空气总质量，Δh 为车内空气的焓值变化量，ρ 为车内的气体密度，V 为车厢的总容积，c_P 为车室内空气比热容，ΔT 为车厢内空气温度的变化量。

结合上述两式可得：

$$\left(Q-\frac{n\cdot L\cdot\lambda}{v''}\cdot q_0\right)\cdot t = 1000\rho\cdot V\cdot c_p\cdot\Delta T \tag{9}$$

两边对时间 t 求导：

$$\Delta T' = \frac{Q-\dfrac{n\cdot L\cdot\lambda}{v''}\cdot q_0}{1000\rho\cdot V\cdot c_p} \tag{10}$$

t 时刻车内温度为：

$$T_i = T_1 + \int_0^t \Delta T'\mathrm{d}t = T_1 + \int_0^t \frac{Q-\dfrac{n\cdot L\cdot\lambda}{v''}\cdot q_0}{1000\rho\cdot V\cdot c_p}\mathrm{d}t \tag{11}$$

式中：T_1 为车内的初始温度。

由上式可计算出车室内温度，结合卡车车室的特点，其内部温度响应是一个纯延迟加惯性环节[14]，

为了得到卡车车室温度的传递函数，这里假设卡车车室内各点温度相同，如下式所示：

$$t(\tau)=t_{final}+\left(t_0-t_{final}\right)\mathrm{e}^{\frac{-\tau}{\tau_0}} \tag{12}$$

如上所述，卡车车室内的热量对车室温度的影响与时间相关，并受电动压缩机转速、卡车车速和太阳辐射强度等因素的影响。由于这些影响因素之间的关系难以用具体函数表达，因此建立模型时无法采用传递函数的拉普拉斯变换方法。由于仿真采用固定步长，每个步长内参数保持不变，因此可以将上述关系转化为适合固定步长建模的计算公式。

$$t(m)=t_{final}+\left(t_0-t_{final}\right)\mathrm{e}^{\frac{-m}{\tau_0}} \tag{13}$$

$$t(\Delta\tau+m)=t_{final}+\left(t_0-t_{final}\right)\mathrm{e}^{\frac{-(\Delta t+m)}{\tau_0}} \tag{14}$$

$$t(\Delta\tau+m)-t(m)=\left(t_0-t_{final}\right)\mathrm{e}^{\frac{\Delta\tau}{\tau_0}} \tag{15}$$

式中：m——初始时间，s；

$$t(\Delta\tau+m)-t(m)=\left(\frac{\Delta Q_T}{1000\rho VC_P}\right)\mathrm{e}^{\frac{\Delta\tau}{\tau_0}} \tag{16}$$

仿真步长为 1 s，所以 $\Delta\tau=1$，每步长输出的温度变化值与输入热量变化值成正比，因此在 Simulink 中建立卡车车室温度计算模块如图 4：

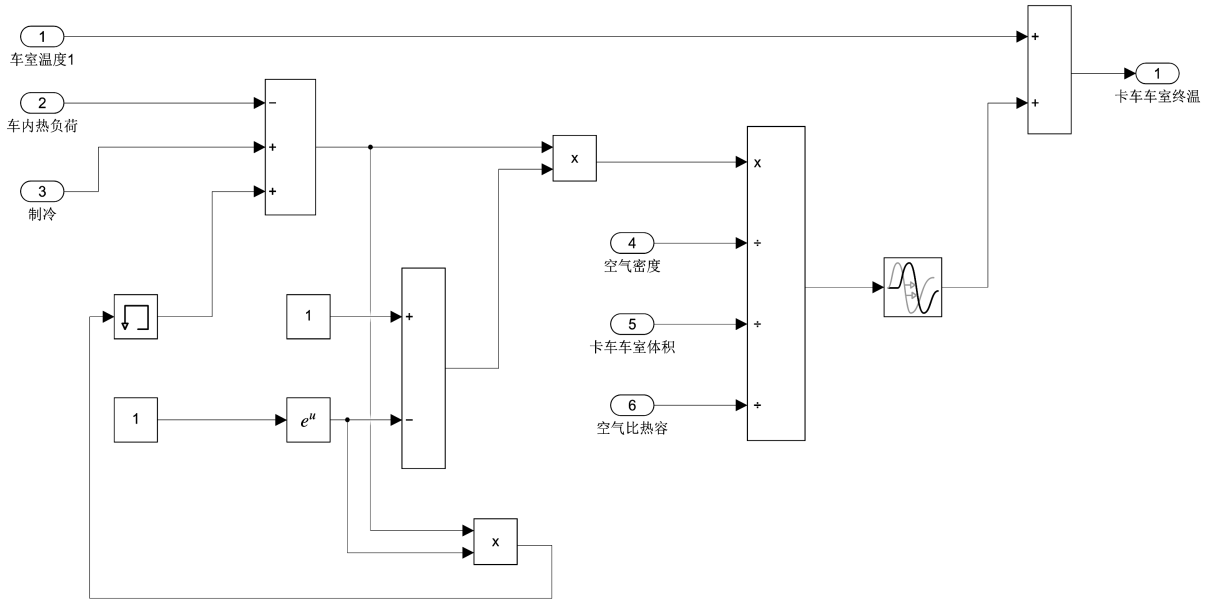

Figure 4. Car room temperature calculation module
图 4. 车室温度计算模块

2.4.4. 卡车空调仿真总模型

总结得出，卡车电动空调系统的仿真模型主要由空调控制模块，卡车车室温度计算模块，压缩机计算模块和车室热负荷模块组成。卡车空调总模型如图 5 所示：

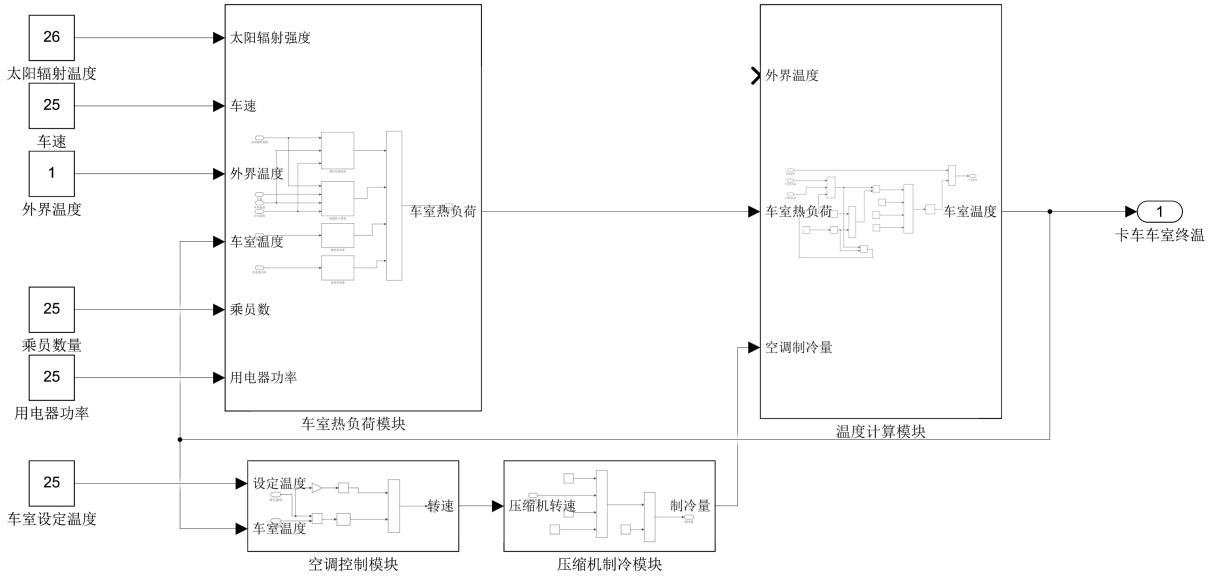

Figure 5. Truck electric air conditioning general model
图 5. 卡车电动空调总模型

3. 模拟车室的实验与仿真

实车道路测试条件并不可控，且有着成本和测试周期的问题，测试结果也很难得到可重复性，因此在卡车电动空调仿真模型建立后，采用模拟车室实验的方法，对比分析所建模拟车室温控模型的效果好坏。实验系统主要由电动空调系统和模拟车室两部分组成。

3.1. 实验系统及原理

实验中电动空调系统主要由一台电动涡旋式压缩机、一个室内蒸发器、一个室外水冷板换、一个电子膨胀阀、一个套管换热器，同时增加了储液罐防止压缩机的液击，并且增加了视液镜和制冷剂充放口，以便于维修和操作。电动空调系统循环的工质为 R134a 制冷剂，采用蒸汽压缩式制冷循环。工作参数选用如下：蒸发温度设为−1℃，冷凝温度设为 61℃，过热度为 10℃，过冷度为 0℃。电动空调系统原理图如图 6 所示：

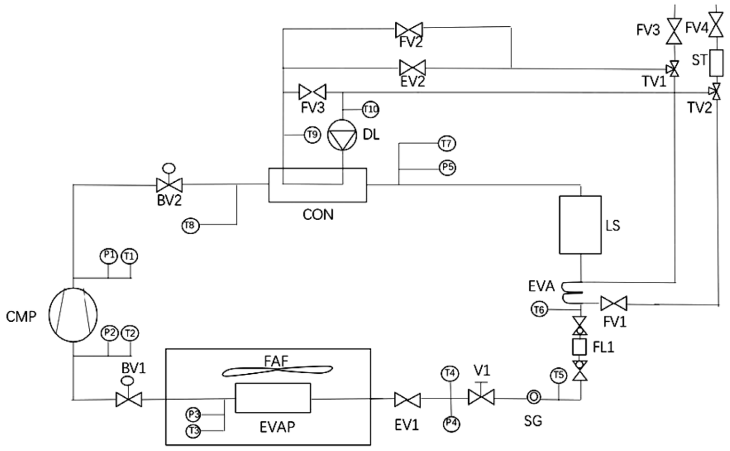

Figure 6. Electric air conditioning system schematic
图 6. 电动空调系统原理图

模拟车室需要有可以控制的显热负荷和潜热负荷来满足各项试验的需要，因此建造了模拟负荷发生器，在结构上由风机送风系统、电热丝和电热水箱组成。功能上包括加热、加湿、风机和控制系统。模拟负荷发生器装置可通过计算编程控制其产生与实际环境相同的热湿负荷量，用来模拟实车车室的热湿环境，包括围护结构热负荷、人员设备负荷等，模拟负荷发生器原理如图 7 所示。

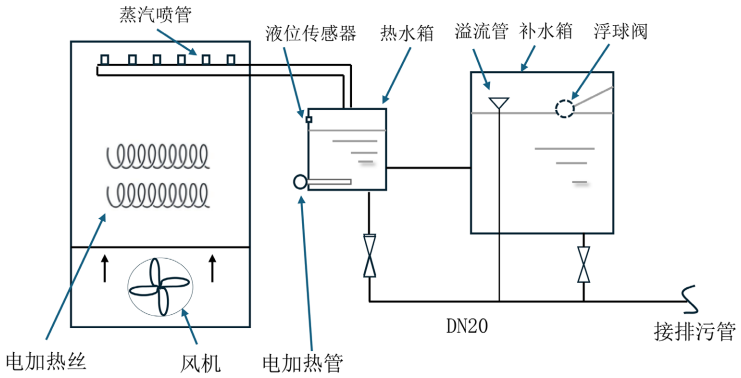

Figure 7. Schematic diagram of heat and humidity load generator
图 7. 热湿负荷发生器原理图

3.2. 实验方案

实验的目标是在模拟车室中模拟实车车室内的负荷动态变化，所以在电动空调系统配件的选择上都保持与实际卡车用电动空调系统保持一致。仅仅只是将卡车车室换成了模拟实验室。首先将压缩机转速值输入卡车电动空调系统仿真模型中，因此得到仿真实车车室内温度变化值。接着将实车车室温度变化值代入模拟车室温度变化模型中，通过模拟车室温控模型反馈从而得到电加热的实时加热功率，然后通过实验系统的上位机程序为模拟负荷发生器设置实时加热功率曲线，相当于保证模拟车室和仿真模型处于同一工况下，进行实验。实验结束后，保存采集到的温度数据，用 Excel 表格将实验结果和仿真结果放入同一个时间坐标系内进行比较和分析，检验仿真效果。

3.3. 模拟车室室温数学模型

模拟车室的基本原理是通过改变模拟负荷发生器的功率改变对模拟车室的得热量。建立模拟车室室温模型，将卡车实车车室的室温变化曲线反馈到模拟车室温控模型，就能实时计算出模拟负荷发生器的加热功率。模拟车室的房间模型示意图如图 8 所示：

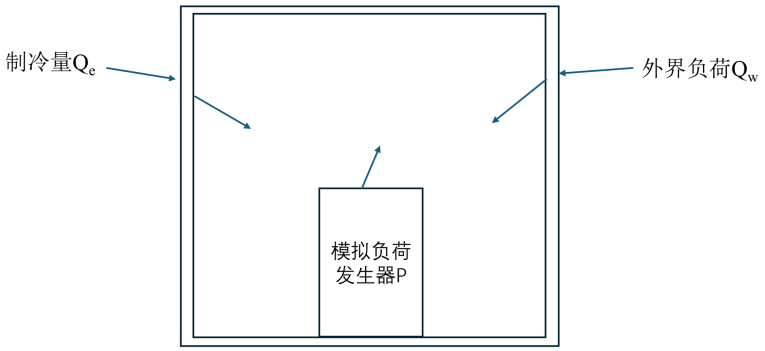

Figure 8. Schematic diagram of the simulated car room
图 8. 模拟车室示意图

由上面分析可知，模拟负荷发生器只产生需要的负荷，可以认为其没有热容，分析可得模拟车室的室温动态微分方程式：

$$C_a M_a \frac{\mathrm{d}\theta_i}{\mathrm{d}t} = P + Q_e - \frac{\theta_i - \theta_0}{R_1} + \frac{\theta_x - \theta_i}{R_2} \tag{17}$$

式中：Q_e为电动空调系统制冷量，P为负荷发生器加热功率，θ_i为模拟车室内的空气温度，M_a为模拟车室内空气质量，θ_0为模拟车室外的空气温度，R_1为模拟车室围护结构与室内空气的换热热阻，θ_x为模拟车车室内蓄热体的温度，R_2为蓄热体与空气的换热热阻。

模拟车室实验处于厂房之中，外界温度保持稳定，并且车室中不含其他物品，可以忽略模拟车室内蓄热体的影响，得到模拟车室换热模型：

$$C_a M_a \frac{\mathrm{d}\theta_i}{\mathrm{d}t} = P + Q_e + KF\left(\theta_0 - \theta_i\right) \tag{18}$$

式中：K为模拟车室总传热系数，F为模拟车室维护结构总面积。

进行拉普拉斯变换：

$$\theta_i(s) = \frac{1}{(c_a M_a)s + KF} P(s) + \frac{1}{(c_a M_a)s + KF} Q_e(s) + \frac{KF\theta_0}{(c_a M_a)s^2 + KFs} \tag{19}$$

所以模拟车室的数学模型为：

$$\theta_i(s) = \frac{R_1}{T_1 s + 1} P(s) + \frac{k_2}{T_1 s + 1} Q_e(s) + \frac{R_3}{T_1 s + 1} \cdot \frac{\theta_0}{s} \tag{20}$$

式中：$\theta_i(s)$是模拟车室温度系统的输出参数，$T_1 = \frac{c_a M_a}{KF}$为模拟车室的时间常数，$K_1 = \frac{1}{KF}$为电加热的放大系数，$K_2 = \frac{1}{KF}$为制冷系统的放大系数，K_3为模拟车室外通过围护结构传热干扰通道的放大系数，$p(s)$、$Q_e(s)$、$\frac{\theta_0}{s}$为模拟车室温度系统的输入量，考虑模拟车室纯滞后影响时，电加热传递函数可表示为：

$$G_1(s) = \frac{K_1 \mathrm{e}^{-\tau_1 s}}{T_1 s + 1} \tag{21}$$

制冷系统传递函数：

$$G_2(s) = \frac{K_2 \mathrm{e}^{-\tau_1 s}}{T_1 s + 1} \tag{22}$$

模拟车室温度系统的干扰通道用函数表示为：

$$G_3(s) = \frac{K_3 \mathrm{e}^{-\tau_1 s}}{T_1 s + 1} \tag{23}$$

为了提高控制精度，模拟车室数学模型可表达为二阶加滞后或n阶惯性加滞后环节：

$$G(s) = \frac{K\mathrm{e}^{-\tau_1 s}}{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)} \tag{24}$$

有理分式表示的传递函数：

$$G(s) = \frac{b_m s^m + \cdots + b_1 s + b_0}{a_n s^n + \cdots + a_1 s + a_0} \mathrm{e}^{-\tau s}, (n > m) \tag{25}$$

3.4. 模拟车室模型辨识实验

为建立符合实际的数学模型，确定控制系统的输入量和输出量，通过对输入量的控制确定系统输出量的波动变化情况。通过车室模型辨别实验，模拟负荷发生器的电加热功率作为输入量，而模拟车室的温度则作为输出量。根据模拟车室定加热功率下的阶跃响应曲线，从而可以系统辨识得到模拟车室的传递函数。

在实验开始前确保系统控制对象(模拟车室温度)处于较稳定的状态，避免外界的其他扰动，实验设定了 60 w 的模拟负荷发生器电加热定加热功率，保持不变，采集模拟车室的温度数据，进行线性处理后，得到模拟车室的温度变化曲线。

我们通过实验测得对象的响应曲线，可以从响应曲线上求出传递函数的各个参数。使用 Matlab 系统模型辨识工具箱进行模型辨识。系统辨识结果与实验结果对比如图 9。

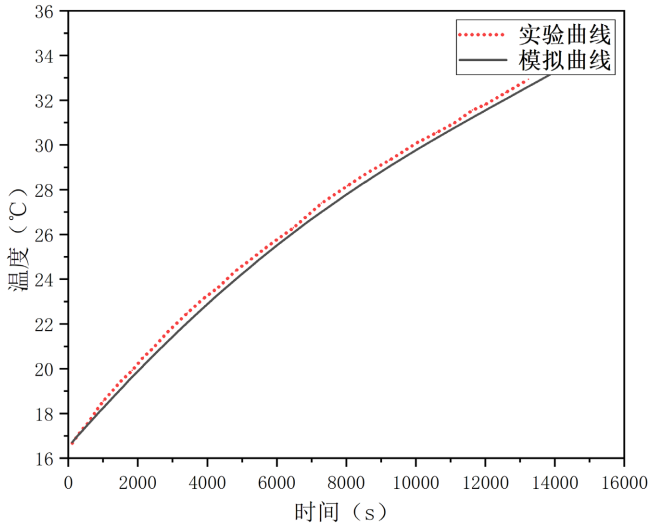

Figure 9. Model identification process
图 9. 模型辨识过程

通过 Matlab 工具箱辨识程序得出传递函数 $G(s)=\dfrac{0.0018}{s^2+6.6441\times10^{-5}s}$。

根据上述模拟车室理论推算和模型辨识，可确定模拟车室为二阶系统。辨识出来的模拟车室温度模型可用于与实车车室的温度模型进行模型连接，导入到模拟车室室温控制系统模型可得到相应的模拟负荷发生器的实时加热功率输出值。

模拟车室系统传热模型如图 10 所示：

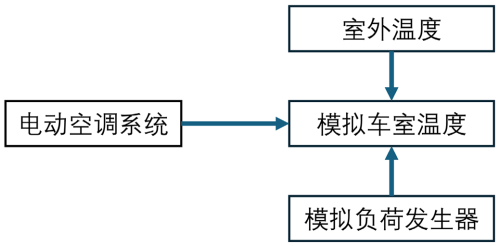

Figure 10. Simulating the heat transfer model of car room system
图 10. 模拟车室系统传热模型

模拟车室为双输入单输出模型，模拟车室的显热负荷由模拟负荷发生器提供，而实车车室为单输入单输出模型；制冷工况下，模拟车室和实车车室的要达到相同的降温曲线。模拟负荷发生器可用来提供车室热量。

3.5. 模拟车室温控模型的建立

根据前面对于模拟车室的室温影响因素的分析以及模拟车室室温数学模型，模拟车室温控模型可得如图 11 所示：

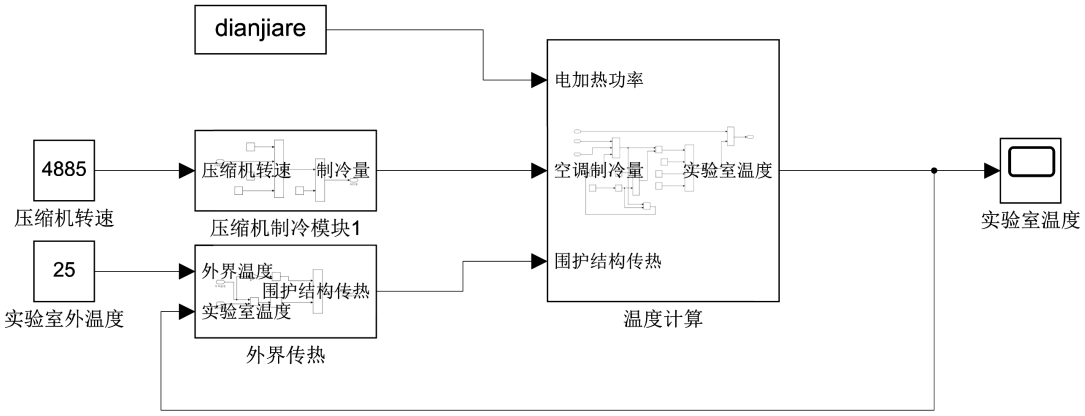

Figure 11. Simulation car room temperature control model
图 11. 模拟车室温控模型

4. 实验验证及分析

为了验证模拟车室温度模型的正确性，设计两组定转速实验。仿真模型中的参数均为样车参数。

4.1. 定转速降温实验

设置初始温度为 35℃，模拟车室设置模拟负荷发生器电加热实时加热功率开启运行后，采集模拟车室温度数据，观察模拟车室内温度变化情况，使用 LabVIEW 程序采集得到模拟车室运行时室内温度的变化值，经过删选去除变化不是太平滑的点，将实测卡车模拟车室内温度和根据卡车电动空调系统模型仿真得到的车室内温度做出比较，如图 12 所示。由图 12 可知，实验数据与模拟数据的温度下降速率很接近。由仿真计算得到的卡车车室内温度稳定在 25℃，比实际实验测得的稳定温度 26℃略低，存在 1℃左右的温度误差，但是温度变化趋势相同，温度变化的单调性一致，最终都在 1000 s 内达到温度稳定。

图 13 为在定转速降温过程中，卡车电动空调系统仿真模型中卡车车室热负荷的变化曲线与电加热功率变化图。由图可看出，降温过程中，窗户传热量从 743.3 w 上升至 957.7 w 直至稳定。围护结构传热量从 325.7 w 上升至 1010.8 w 直至稳定，可见车室内外温差的大小严重影响了围护结构传热。车室热负荷从 1738 w 开始逐渐上升至 2637.8 w 稳定，电加热功率则从 2240.7 w 上升至 2662.3 w 稳定。

4.2. 定转速升温实验

当处于和实验一相同的工况时，在压缩机转速从 4900 转减小为 4000 转时，这时制冷系统的制冷量已不能维持车室内温度平衡，车室内温度开始上升。根据仿真结果，实时改变模拟负荷发生器的电加热功率。采集模拟车室内温度数据，并对比仿真实车车室温度和模拟车室温度变化情况，其余步骤与降温实验相同，整理得到图 14。

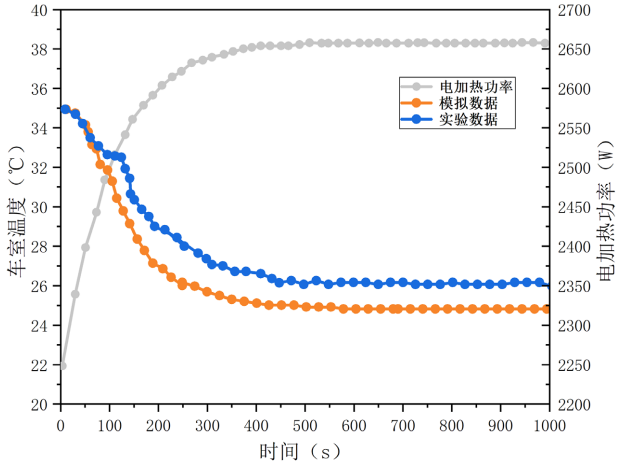

Figure 12. Temperature variation diagram of constant speed car room
图 12. 定转速车室降温变化图

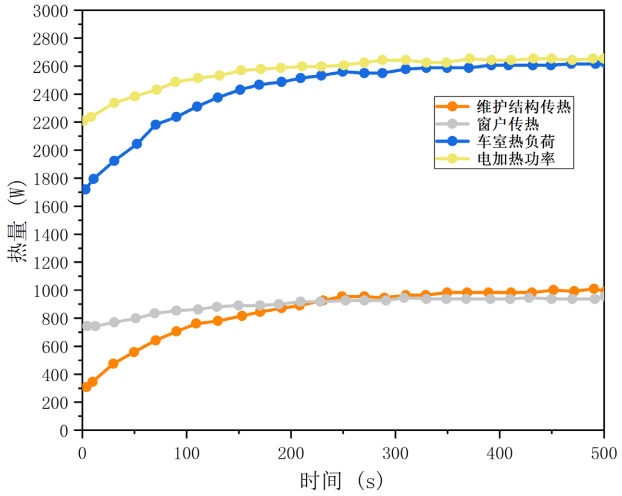

Figure 13. Variation diagram of heat load and electric heating power of car chamber during cooling process
图 13. 降温过程车室热负荷与电加热功率变化图

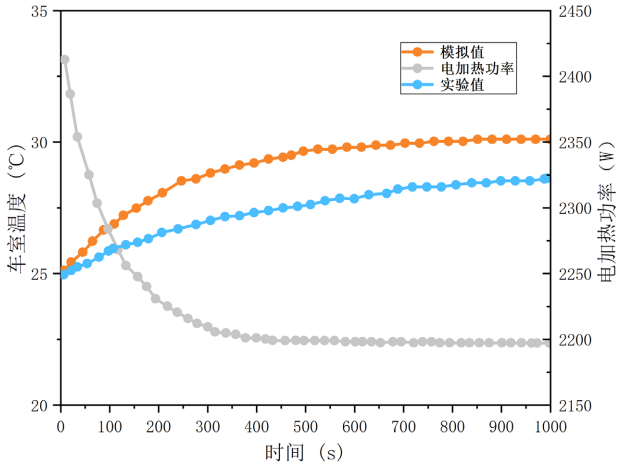

Figure 14. Temperature change diagram of constant speed car room
图 14. 定转速车室升温变化图

由图 14 可知，实验开始时，模拟车室初始温度设置为 25℃，在模拟车室和卡车电动空调系统仿真模型在处于同一工况时，实验值与模拟值温度的上升速率接近，由仿真计算得到的实车车室平衡温度为 30.2℃左右，高于实际测得的模拟车室平衡温度 28.7℃，存在 1.5℃左右的温度误差。温度变化趋势相同，温度变化的单调性一致，最终都在 1000 s 内达到温度稳定。

如图 15 为在定转速升温过程中，卡车电动空调系统仿真模型中卡车车室热负荷的变化曲线与电加热功率变化图。由图 15 可看出，升温过程中，窗户传热量从 953.9 w 下降至 843.8 w 直至稳定。围护结构传热量从 998.7 w 下降至 646.9 w 直至稳定，可见车室内外温差的大小严重影响了围护结构传热。车室热负荷从 2621.8 w 开始逐渐下降至 2160 w 稳定，电加热功率则从 2415.8 w 下降至 2199.4 w 稳定。

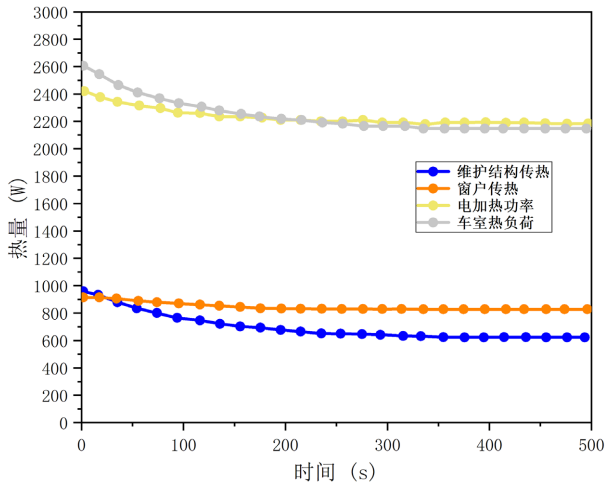

Figure 15. Variation diagram of heat load and electric heating power of car compartment during temperature rise
图 15. 升温过程车室热负荷与电加热功率变化图

在两组定工况定转速实验中，卡车电动空调系统仿真模型所得的模拟值与实验值相比存在约 1℃的偏差，但两者的温度变化趋势一致。尽管存在误差，但仿真模型所得模拟值与实验值之间的误差不超过 10%，且二者的温度变化趋势相符，因此可以认为仿真模型具有较高的准确性。

5. 结论

本文通过卡车车室内空气的热平衡方程，遵循能量和质量守恒方程，推导并建立了卡车电动空调系统的室温仿真模型；为了能在实验室进行卡车电动空调系统的实验研究，为此搭建了模拟车室系统试验台，并根据模拟车室的能量守恒定律，建立了模拟车室温度模型和模拟车室温控模型，设置了模拟负荷发生器定功率加热实验，得到模拟车室室温变化实验数据，以此辨识得到该模拟车室的传递函数；利用模拟车室温控模型得到模拟负荷发生器的实时输出功率，从而通过模拟车室试验台，实现对模拟负荷发生器的加热功率的自动控制。设计了两组压缩机定转速实验，得到的实验温度值与 simulink 中的仿真结果变化趋势相同，误差在 10%以内，验证了模拟车室温控仿真模型的准确性。

参考文献

[1] 夏国明. 论汽车空调的基本工作原理及制冷剂[J]. 内燃机与配件, 2021(7): 67-68.

[2] 李昕. 浅析某轻卡空调制冷系统设计[J]. 汽车实用技术, 2017(17): 24-27.

[3] Fayazbakhsh, M.A. and Bahrami, M. (2013) Comprehensive Modeling of Vehicle Air Conditioning Loads Using Heat Balance Method. SAE Technical Paper Series. https://doi.org/10.4271/2013-01-1507

[4] 赵丹平, 陈洋, 刘建飞. 汽车电动空调系统的研究与仿真[J]. 上海汽车, 2014(11): 19-22.
[5] 高山. 船舶空调动态负荷分析与计算[D]: [硕士学位论文]. 大连: 大连理工大学, 2006.
[6] 杨蓉霞. 汽车空调动态负荷的计算研究及实验验证[D]: [硕士学位论文]. 兰州: 兰州理工大学, 2007.
[7] 王树义. 高档轿车用全自动空调智能化控制系统的研究[D]: [硕士学位论文]. 长春: 吉林大学, 2006.
[8] 钟永彦. 汽车车室温湿度控制与仿真研究[D]: [硕士学位论文]. 南宁: 广西大学, 2007.
[9] 陈飞. 纯电动汽车空调系统仿真及控制算法优化[D]: [硕士学位论文]. 太原: 中北大学, 2015.
[10] 郭金钱. 变风量空调系统的建模与控制仿真[D]: [硕士学位论文]. 青岛: 青岛理工大学, 2014.
[11] 余磊. 某电动汽车热泵空调的热管理经济性优化研究[D]: [硕士学位论文]. 重庆: 重庆理工大学, 2023.
[12] 陈明. 从变频空调的原理谈空调的选购[J]. 制冷与空调(四川), 2004, 18(3): 40-42.
[13] 庞素芳. 基于柔性迭代学习控制的空调系统节能策略研究[D]: [硕士学位论文]. 天津: 河北工业大学, 2007.
[14] 闵海涛, 曹云波, 曾小华, 等. 电动汽车空调系统建模及对整车性能的影响[J]. 吉林大学学报(工学版), 2009, 39(S1): 53-57.