

控制策略对新能源汽车CO₂热泵空调性能的影响研究

胡微勇^{1,2}, 蒋若曼^{1,2}, 程鑫林^{1,2}, 潘锁柱^{1,2}

¹西华大学汽车与交通学院, 四川 成都

²汽车测控与安全四川省重点实验室, 四川 成都

收稿日期: 2026年3月10日; 录用日期: 2026年3月30日; 发布日期: 2026年4月9日

摘要

采用AMESim搭建了新能源汽车CO₂热泵空调仿真模型, 并通过台架试验数据验证了模型的准确性, 最大误差为4.4%。利用Simulink建立了开关控制策略、PID控制策略和基于SAC算法的强化学习控制策略, 并研究了三种控制策略对CO₂热泵空调性能的影响。结果表明: 在制冷模式下, 开关控制响应最快, 但温度波动较大, 波动范围为±0.5℃; PID控制稳定性较好, 但存在温度超调; SAC控制较稳定, 稳态误差在0.8%以内。在制热模式下, 开关控制的温度波动较为频繁; PID控制响应快, 但超调明显; SAC控制的温度波动较小, 但在CLTC循环工况下存在一定的温度超调。研究结果揭示SAC控制策略在温控方面具有一定优势, 可为CO₂热泵空调的智能控制提供技术支持。

关键词

CO₂热泵空调, 控制策略, 联合仿真, 强化学习, SAC算法

Research on the Impact of Control Strategies on Performance of CO₂ Heat Pump Air Conditioning System in New Energy Vehicles

Weiyong Hu^{1,2}, Ruoman Jiang^{1,2}, Xinlin Cheng^{1,2}, Suozhu Pan^{1,2}

¹School of Automobile and Transportation, Xihua University, Chengdu Sichuan

²Vehicle Measurement, Control and Safety Key Laboratory of Sichuan Province, Chengdu Sichuan

Received: March 10, 2026; accepted: March 30, 2026; published: April 9, 2026

文章引用: 胡微勇, 蒋若曼, 程鑫林, 潘锁柱. 控制策略对新能源汽车 CO₂ 热泵空调性能的影响研究[J]. 动力系统与控制, 2026, 15(2): 141-152. DOI: 10.12677/dsc.2026.152015

Abstract

A simulation model of a CO₂ heat pump air conditioning system for new energy vehicles was established by employing AMESim software. The accuracy of the simulation model was validated by bench test data, with a maximum relative error of 4.4%. The on-off control, PID control and reinforcement learning control based on the Soft Actor-Critic (SAC) algorithm were developed in Simulink to comparatively investigate their impact on the performance of the CO₂ heat pump air conditioning system. The results show that under cooling mode, the on-off control strategy exhibits the fastest response, but results in substantial temperature fluctuations with a range of $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$; the PID control strategy offers better stability, but introduces a temperature overshoot; the SAC-based control strategy achieves superior stability, maintaining a steady-state error within 0.8%. Under heating mode, the on-off control strategy results in relatively frequent temperature oscillations; the PID control strategy responds rapidly, but exhibits significant overshoot; the SAC-based control strategy maintains minimal temperature fluctuation, yet a certain degree of overshoot is observed under the CLTC driving cycle. The findings reveal that the SAC control strategy offers distinct advantages in temperature management, thereby providing a promising technical pathway for the intelligent control of CO₂ heat pump air conditioning systems.

Keywords

CO₂ Heat Pump Air Conditioning, Control Strategy, Co-Simulation, Reinforcement Learning, SAC Algorithm

Copyright © 2026 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

新能源汽车在冬季采暖时需要消耗大量的电量，导致续航里程大幅衰减[1]。因此研发高效节能的热管理系统，对于新能源汽车的续航里程具有积极影响。热泵空调系统由于具有高效的制热性能，已成为新能源汽车热管理系统的首选之一。目前热泵空调常用的制冷剂为 R134a，但 R134a 具有较高的全球变暖潜值(GWP)，高达 1430 [2]。相比之下，CO₂ 的 GWP 较低，仅为 1。并且，CO₂ 还具有无毒、不可燃、传热效率高、流动阻力小以及单位制冷量大等优势，因此将 CO₂ 作为热泵空调系统的制冷剂已经得到了广泛的关注[3]。

近年来，CO₂ 热泵空调已成为新能源汽车热管理系统的研究热点，学者们开展了一系列的相关研究以提高其使用性能。丁国良等[4]利用搭建的 CO₂ 跨临界循环汽车空调数学模型对 CO₂ 热泵空调性能进行了仿真分析，结果表明冷却器进口温度升高，空调制冷量减少，COP 降低。刘洪胜等[5]也研究发现，随着环境温度的上升，压缩机排气压力升高，空调 COP 降低。俞彬彬等[6]试验研究了压缩机频率对 CO₂ 热泵空调性能的影响。结果表明压缩机频率从 50 Hz 提高到 100 Hz，空调制冷量从 3.4 kW 升高到了 5 kW，但 COP 有所降低。王丹东等[7]研究了气体冷却器对 CO₂ 热泵空调加热性能的影响。结果显示，气体冷却器深度由 32 mm 增加到 128 mm，空调制热量从 4.5 kW 上升到了 6.4 kW，增加约 42%。Wang 等[8]开发了一套应对低温环境的 CO₂ 跨临界自增焓热泵系统，可在 -20°C 低温工况下利用废热回收模式使 COP 从 0.89 提高到 1.77。Yang 等[9]搭建了一套带有闪蒸罐的 CO₂ 跨临界喷气自增焓热泵系统，可使 COP 在 0°C

和 -30°C 环境温度下提升 11.7% 和 45.5%。

热泵空调运行过程中, 存在诸多因素会影响其性能, 且各因素之间具有复杂的非线性关系。因此, 通过控制策略对各种影响因素进行优化调整是提高热泵空调性能的又一关键。所以, 国内外学者针对控制策略对热泵空调性能的影响开展了一系列的探索性研究。郭冲[10]利用 AMEsim 与 Simulink 联合仿真, 研究了开关控制、PID 控制和模糊控制对空调的压缩机转速、压缩机输入功率、制热量和 COP 的影响。研究表明开关控制下压缩机的转速波动较大, 而 PID 控制和模糊控制下压缩机转速变化平缓; 乘员舱的温度稳定后, 模糊控制下的压缩机功率比开关控制的压缩机功率消耗低 14.53%, 比 PID 控制低 2.73%。Wang 等[11]将强化学习控制方法应用于空调系统的运行控制, 在满足使用需求的情况下, 可降低能耗约 13%。Du 等[12]利用基于深度确定性策略梯度(DDPG)算法的控制策略对热泵空调的运行进行控制, 可显著提升乘员舱的舒适度, 并能降低约 15% 的能耗。刘宽[13]开发的基于 BP 神经网络算法的空调控制策略有效地提升了乘客在温度方面的舒适性体验。

综上所述, 尽管控制策略对热泵空调性能的影响已得到了广泛的关注, 并取得了一定的进展。但当采用 CO_2 作为工作介质时, 热泵空调的工作过程将发生较大改变。控制策略对 CO_2 热泵空调性能影响的研究还较为有限, 仍需进一步地开展相关研究。因此, 本文采用 AMESim 软件搭建了新能源汽车 CO_2 热泵空调仿真模型, 并利用 Simulink 建立了开关控制策略、PID 控制策略和基于 SAC 算法的强化学习控制策略, 研究了三种控制策略对 CO_2 热泵空调性能的影响规律。

2. 试验台架

采用如图 1 所示的 CO_2 热泵空调系统实验台架进行性能试验, 并收集试验数据以用于仿真模型的准确性验证。该台架主要由压缩机、车内换热器、车外换热器、四通换向阀、电子膨胀阀、节流结构、储液罐、风扇、压力表、数据采集装置以及相关附件组成。压缩机是整个空调系统的动力来源, 对空调系统性能具有决定性影响。该台架使用的压缩机为涡旋式电动压缩机, 其技术参数如表 1 所示。车内换热器和车外换热器是热泵系统中的关键组件之一, 对热泵空调系统的热量交换与传递具有重要影响, 两种换热器的结构参数如表 2 所示。



Figure 1. CO_2 heat pump air conditioning system experimental bench
图 1. CO_2 热泵空调系统实验台架

Table 1. Compressor main technical parameters

表 1. 压缩机主要技术参数

排量(mL/r)	类型	额定电压(V)	转速(r/min)
5.3	涡旋式	400	500~7500

Table 2. System resulting data of standard experiment
表 2. 车内换热器、车外换热器结构参数

名称	类型	尺寸(mm)	迎风面积(m ²)	换热面积(m ²)
车内换热器	翅片式	280 × 90 × 258	0.072	4.8
车外换热器	平行流式	570 × 15 × 470	0.27	5.8

3. 仿真模型

3.1. CO₂ 热泵空调仿真模型

利用 AMESim 软件搭建 CO₂ 热泵空调仿真模型，模型如图 2 所示。该模型包含了压缩机、换热器、四通换向阀、乘员舱、气液分离器以及温度压力传感器等。仿真模型建立过程中，首先，根据 CO₂ 热泵空调系统实验台架的系统组成，在 AMESim 软件中选择相应的子模型，并通过管路进行联接搭建模型整体构架；然后，根据 CO₂ 热泵空调系统实验台架各硬件的性能参数，对各子模型进行参数设置。

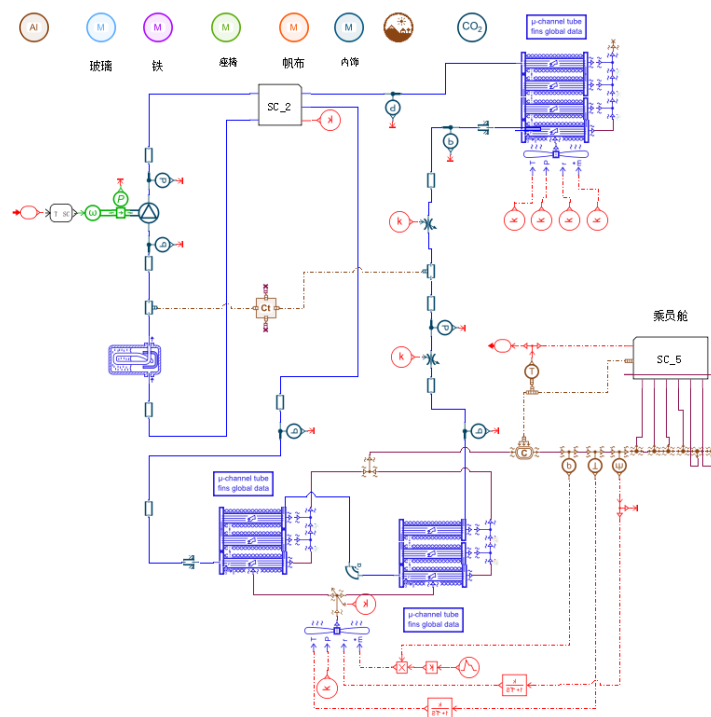


Figure 2. Simulation model of CO₂ heat pump air conditioning system
图 2. CO₂ 热泵空调系统仿真模型

压缩机是 CO₂ 热泵空调系统的关键部件之一，其子模型如图 3 所示。压缩机机械效率采用式(1)进行计算：

$$\eta_{com} = \frac{m_{com}(h_d - h_s)}{\tau\omega \times 10^{-3}} \quad (1)$$

式中， η_{com} 为压缩机机械效率， m_{com} 为压缩机理论质量流量(kg/s)， h_d 为压缩机实际运行过程中的排气比焓(kJ/kg)， h_s 为压缩机实际运行过程中的进气比焓(kJ/kg)， τ 为压缩机的扭矩(N·m)， ω 为压缩机轴的角速度(rad/s)。

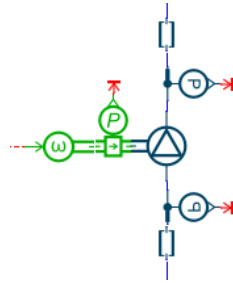


Figure 3. Compressor sub-model
图 3. 压缩机子模型

3.2. 控制策略模型

采用 Simulink 分别建立了开关控制策略、PID 控制策略和基于 SAC (Soft Actor-Critic)算法的强化学习控制策略(以下简称: SAC 控制策略), 并导入 CO₂ 热泵空调仿真模型进行联合仿真, 对比分析三种控制策略对 CO₂ 热泵空调性能的影响规律。

开关控制策略的原理如图 4 所示。其控制逻辑为将乘员舱实时温度(Tcabin)与目标温度(Tgoal)进行对比, 当 Tcabin 低于 Tgoal 时, 系统会触发压缩机以固定转速运行, 提升车内温度; 当 Tcabin 达到或超过 Tgoal 时, 压缩机停止工作。其核心是控制压缩机转速, 制冷模式的控制函数如式(2), 制热模式的控制函数如式(3)。

$$L = \begin{cases} C, T_c > T_h \\ 0 \rightarrow C, T_l \leq T_c \leq T_h \\ 0, T_c < T_l \end{cases} \quad (2)$$

$$L = \begin{cases} C, T_c < T_l \\ 0 \rightarrow C, T_l \leq T_c \leq T_h \\ 0, T_c > T_h \end{cases} \quad (3)$$

式中, L 为压缩机转速, C 为压缩机某固定转速, 本文取 6000 r/min, T_c 为乘员舱的实时温度 $^{\circ}\text{C}$, T_h 为目标温度的上限值, 制热工况取 20.5 $^{\circ}\text{C}$, 制冷工况取 24.5 $^{\circ}\text{C}$; T_l 为目标温度的下限值, 制热工况取 19.5 $^{\circ}\text{C}$, 制冷工况取 23.5 $^{\circ}\text{C}$ 。

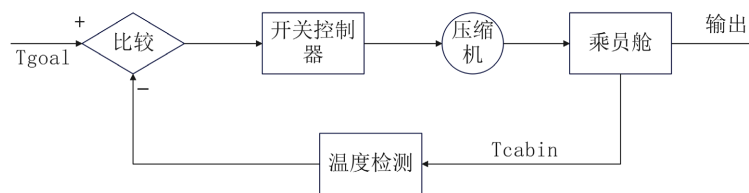


Figure 4. Switch control strategy principle
图 4. 开关控制策略原理

PID 控制原理如图 5 所示。其控制逻辑采用比例(KP)、积分(KI)、微分(KD)三个核心环节协同控制压缩机转速。比例决定系统的响应速度, 积分消除目标温度与实际温度的误差, 微分预测系统误差的变化趋势, 从而提前调节。PID 控制的误差采用式(4)进行计算。

$$e(t) = r(t) - c(t) \quad (4)$$

式中, $e(t)$ 为目标设定值与系统反馈值的误差, $r(t)$ 为目标设定值, $c(t)$ 为系统反馈值。

PID 控制的输出值采用式(5)计算。

$$u(t) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_I} \int_0^t e(t) dt + T_D \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (5)$$

式中, $u(t)$ 为输出值, K_p 为比例系数, T_I 为积分时间系数, T_D 为微分时间系数。

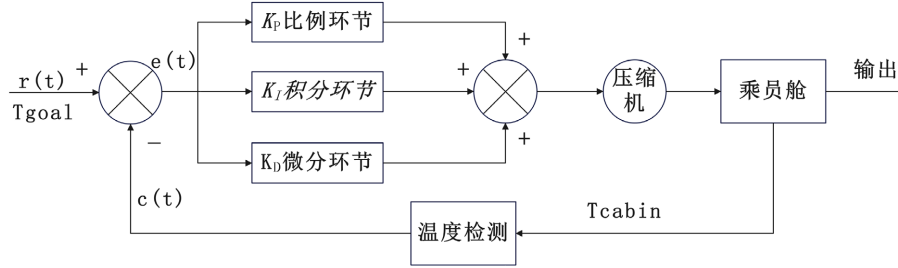


Figure 5. PID control strategy principle
图 5. PID 控制策略原理

SAC 控制策略原理如图 6 所示。SAC 算法的核心是让智能体在执行任务的过程中保持尽可能高的奖励和探索性。演员(Actor)网络输出动作以维持探索, 评论家(Critic)评估动作的价值, Q 网络减少估计误差, 通过重参数化技巧优化策略网络, 同时引入目标网络平滑训练过程, 提升稳定性。最终学到的兼具探索性、鲁棒性和稳定性的最优策略。这样的策略更适配热泵空调控制这类复杂动态的连续控制场景, 仅计算复杂度与超参数调优难度稍高[14] [15]。

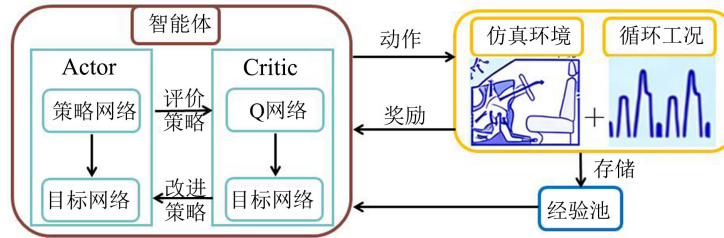


Figure 6. SAC control strategy principle
图 6. SAC 控制策略原理

为实现控制策略的探索能力和鲁棒性, 设计了如式(6)所示的策略的优化目标函数。

$$\pi^* = \arg \max \sum_t E_{(s_t, a_t) \sim \rho_\pi} [R_{soft}(s_t, a_t) + \alpha \cdot H(\pi(\cdot | s_t))] \quad (6)$$

式中, π^* 为最优策略函数, E 表示在所有可能的策略 π 中找到使目标函数值最大的那个策略, E 表示期望, s_t 表示状态, a_t 表示动作, ρ_π 表示由策略 π 产生的状态 - 动作对的分布, $R_{soft}(s_t, a_t)$ 代表软奖励; α 为温度系数, 它可以控制最优策略的随机程度, 在训练过程中进行自动调节; $H(\pi(\cdot | s_t))$ 为在状态 s_t 下的熵, 熵越大代表随机性越强, 其计算式如下:

$$H(\pi(\cdot | s_t)) = -\log \pi(a_t | s_t) \quad (7)$$

$$\begin{cases} \alpha \leftarrow \alpha - \lambda \cdot \hat{\nabla}_\alpha J(\alpha) \\ J(\alpha) = E_{a_t \sim \pi_t} [-\alpha \cdot \ln(\pi_t(a_t | s_t)) - \alpha \cdot H_0] \end{cases} \quad (8)$$

式中 λ 为学习率, 控制每次更新的步长。 $\hat{\nabla}_\alpha J(\alpha)$ 表示损失函数 $J(\alpha)$ 关于 α 的梯度, 梯度指明了 α 应该

往哪个方向调整才能减小 $J(\alpha)$ 。 $\pi_i(a_i | s_i)$ 表示当前策略 π 在状态 s_i 下输出动作 a_i 的概率， H_0 代表希望策略能达到的熵值，一般等于 $-\dim(A_1)$ ， A_1 表示动作空间的维数。

4. 结果与分析

4.1. 模型的验证

为了验证仿真模型的准确性，在表 3 所示的工况下利用 CO₂ 热泵空调系统实验台架和 CO₂ 热泵空调仿真模型分别进行了试验测试和模拟仿真。图 7 对试验结果与仿真结果进行了比较。

Table 3. Refrigeration verification conditions

表 3. 制冷验证工况

试验工况	压缩机转速(r/min)	环境温度(°C)	室内温度(°C)	相对湿度(%)	蒸发器风量(m ³ /h)	冷凝器风量(m ³ /h)
case 1	3000	30	40	40	700	2500
case 2	4000	30	40	40	700	2500
case 3	5000	30	40	40	700	2500

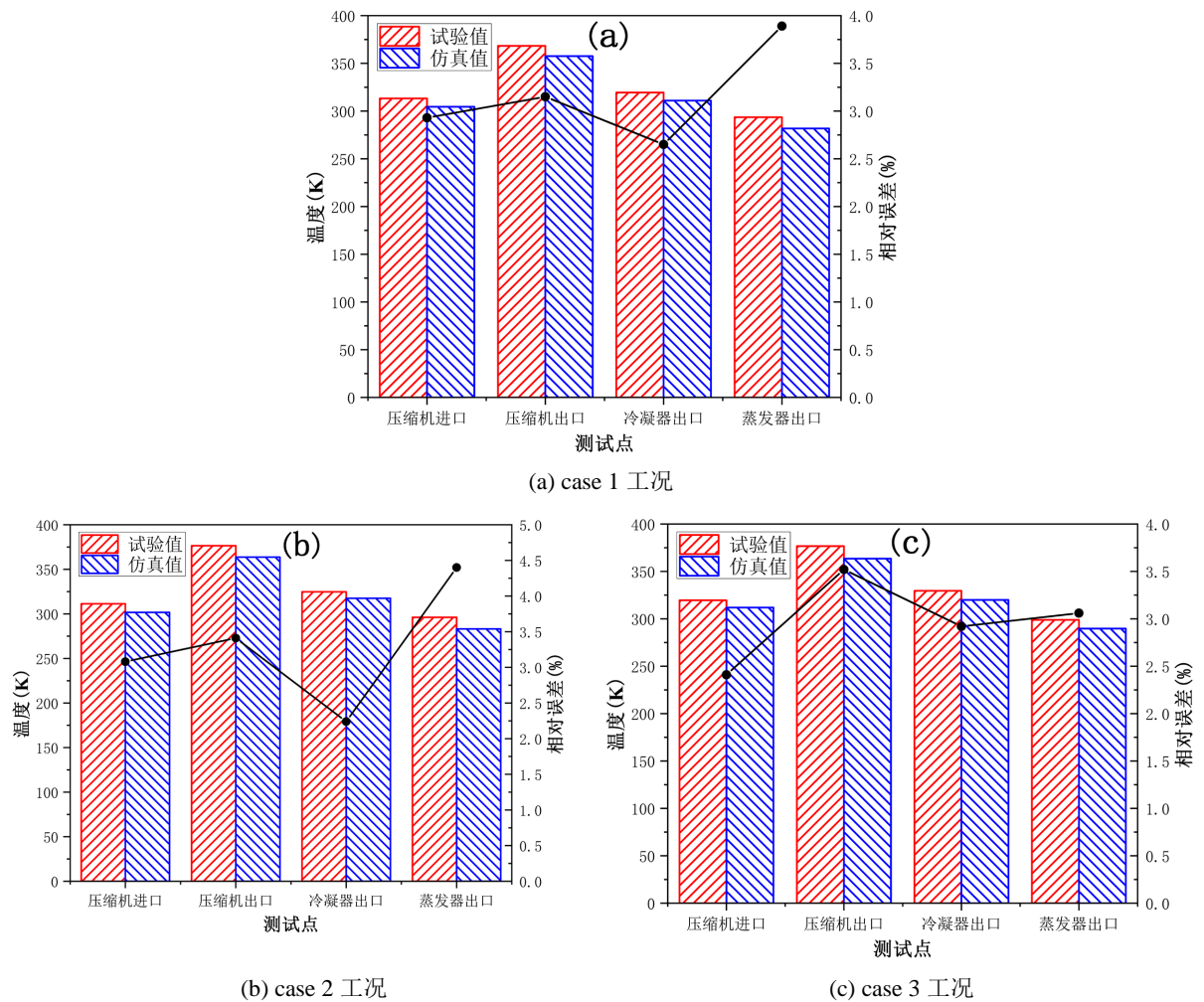


Figure 7. Comparison of experimental results and simulation results

图 7. 试验结果与仿真结果对比

如图 7 所示, case 1 工况各测试点试验结果与仿真结果的相对误差分别为 2.93%、3.15%、2.65%、4.01%, 平均相对误差为 3.19%; case 2 工况各测试点试验结果与仿真结果的相对误差分别为 3.08%、3.41%、2.24%、4.4%, 平均相对误差为 3.28%; case 3 工况各测试点试验结果与仿真结果的相对误差分别为 2.41%、3.52%、2.92%、3.06%, 平均相对误差为 2.98%。总体而言, 三组工况下试验结果与仿真结果的误差均小于 5%, 满足工程仿真的精度需求。

4.2. 控制策略对制冷性能的影响

在表 4 所示工况下, 将三种控制策略导入 CO₂ 热泵空调仿真模型进行联合仿真, 并对比分析三种控制策略对 CO₂ 热泵空调制冷性能的影响。

Table 4. Refrigeration simulation conditions

表 4. 制冷仿真工况

控制参数	制冷工况I	制冷工况II
环境温度(°C)	45	40
目标温度(°C)	24	24
太阳辐射强度(W/m ²)	900	900
相对湿度(%)	50	50
车速(km/h)	40 (恒速)、CLTC 工况	40 (恒速)、CLTC 工况

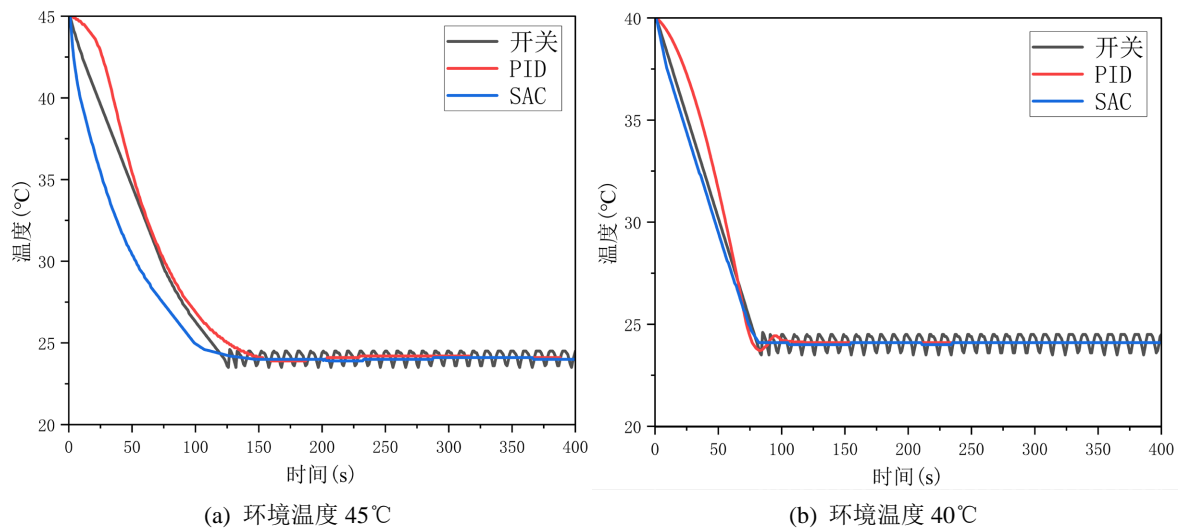


Figure 8. Cooling temperature variation history of three control strategies at a constant speed of 40 km/h

图 8. 40 km/h 恒速下三种控制策略的制冷温度变化历程

图 8 为车速在 40 km/h 恒速下三种控制策略的制冷温度变化历程。环境温度为 45°C 的条件下, 开关控制策略能较快达到目标温度, 在 123 s 首次达到目标温度, 但在达到目标温度之后其波动较大, 波动范围在 23.5°C~24.5°C 之间, 这是由于开关控制策略的控制逻辑导致的。对于 PID 控制策略, 最晚到达目标温度, 在 154 s 达到目标温度, 其波动较小但是存在一定的超调量。对于 SAC 控制策略, 在 147 s 达到目标温度, 其温度波动最小。环境温度为 40°C 的条件下, 三种控制策略达到目标温度所需时间基本相当。开关控制在 81 s 达到目标温度, 但是同样在 23.5°C~24.5°C 之间波动, PID 控制策略大约在 77 s 达到目标温度, SAC 控制策略大约在 82 s 到达目标温度。另外, 与环境温度 45°C 相比, 环境温度为 40°C 时乘员

舱温度能更快地达到目标温度，开关控制快了 40 s 左右，PID 控制和 SAC 控制下快了 70 s 左右。在恒速工况下，三种控制策略的最大稳态误差分别为 2.5%，1.8% 和 0.4%。

图 9 为车辆运行在 CLTC 工况下三种控制策略的制冷温度变化历程。环境温度为 45℃ 的条件下，对于开关控制策略，最快到达目标温度，大约在 57 s 达到目标温度，但在到达目标温度之后其波动较大，波动范围在 23.5℃~24.5℃ 之间。对于 PID 控制策略和 SAC 控制策略，大约在 150 s 达到目标温度，两者的波动较小但是存在一定的超调量。环境温度为 40℃ 的条件下，开关控制最快达到目标温度，大约在 30 s 达到目标温度，但是同样在 23.5℃~24.5℃ 之间波动。对于 PID 控制策略，达到目标温度相对较迟，大约在 53 s 达到目标温度，同时存在一定的超调量，最大超调量为 1℃。SAC 控制策略大约在 42 s 达到目标温度，同样存在一定的超调量，最大超调量为 0.2℃。另外，与环境温度为 45℃ 相比，环境温度为 40℃ 时乘员舱温度能更快地达到目标温度，开关控制快了 30 s 左右，PID 控制快了 100 s 左右，SAC 控制快了 110 s 左右。在 CLTC 工况下，三种控制策略的最大稳态误差分别为 2.5%，4.2% 和 0.8%。

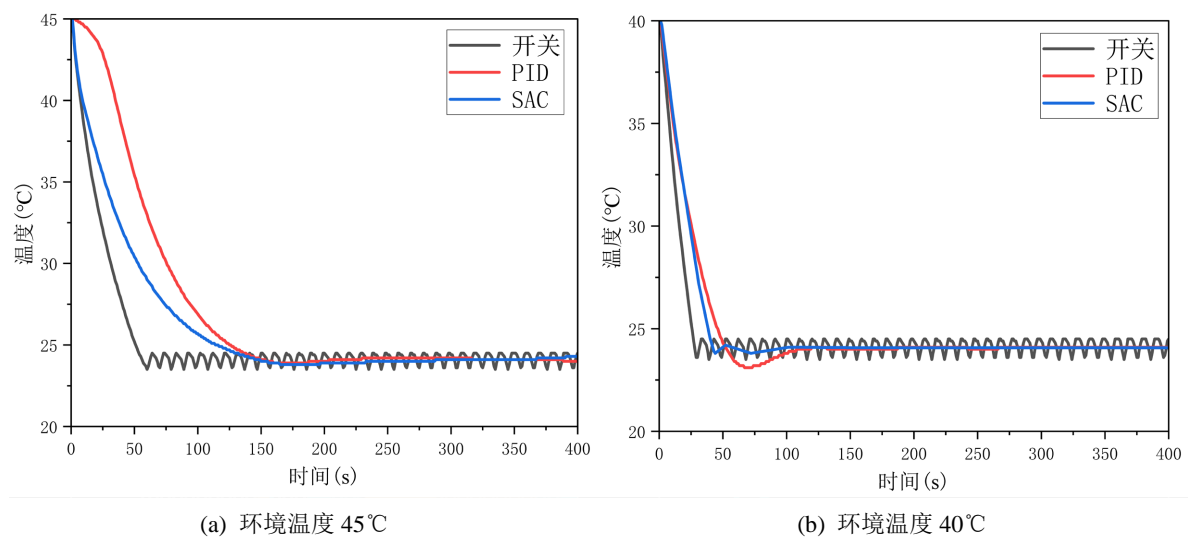


Figure 9. Cooling temperature variation history of three control strategies under CLTC operating conditions
图 9. CLTC 工况下三种控制策略的制冷温度变化历程

4.3. 控制策略对制热性能的影响

在表 5 所示工况下，将三种控制策略导入 CO₂ 热泵空调仿真模型进行联合仿真，并对比分析三种控制策略对 CO₂ 热泵空调制热性能的影响。

Table 5. Heating simulation conditions
表 5. 制热仿真工况

控制参数	制热工况I	制热工况II
环境温度(°C)	-10	0
目标温度(°C)	20	20
太阳辐射强度(W/m ²)	200	200
相对湿度(%)	50	50
车速(km/h)	40 (恒速)、CLTC 工况	40 (恒速)、CLTC 工况

图 10 为车速在 40 km/h 恒速下三种控制策略的制热温度变化历程。环境温度为-10℃条件下，开关

控制策略达到目标温度的速度较慢, 约在 104 s 达到目标温度, 但在达到目标温度之后其波动较大, 波动范围在 19.5℃~20.5℃之间。对于 PID 控制策略, 最快到达目标温度, 大约在 65 s 达到目标温度, 随后出现了一定的超调量, 最大超调量约 0.7℃。对于 SAC 控制策略, 约在 78 s 达到目标温度, 其温度波动最小, 最大超调量约为 0.3℃。环境温度为 0℃条件下, 三种控制策略达到目标温度所需时间相差不大。开关控制和 SAC 控制约在 72 s 达到目标温度, 但开关控制同样在 19.5℃~20.5℃之间波动, SAC 控制基本没有温度波动。PID 控制策略大约在 82 s 达到目标温度, 其最大超调量约为 0.82℃。另外, 与环境温度 -10℃相比, 环境温度为 0℃时开关控制的乘员舱温度快了 30 s 左右达到目标温度, PID 控制慢了 20 s 左右, SAC 控制下慢了 5 s 左右。在恒速工况下, 三种控制策略的最大稳态误差分别为 2.5%, 3.3%和 1.5%。

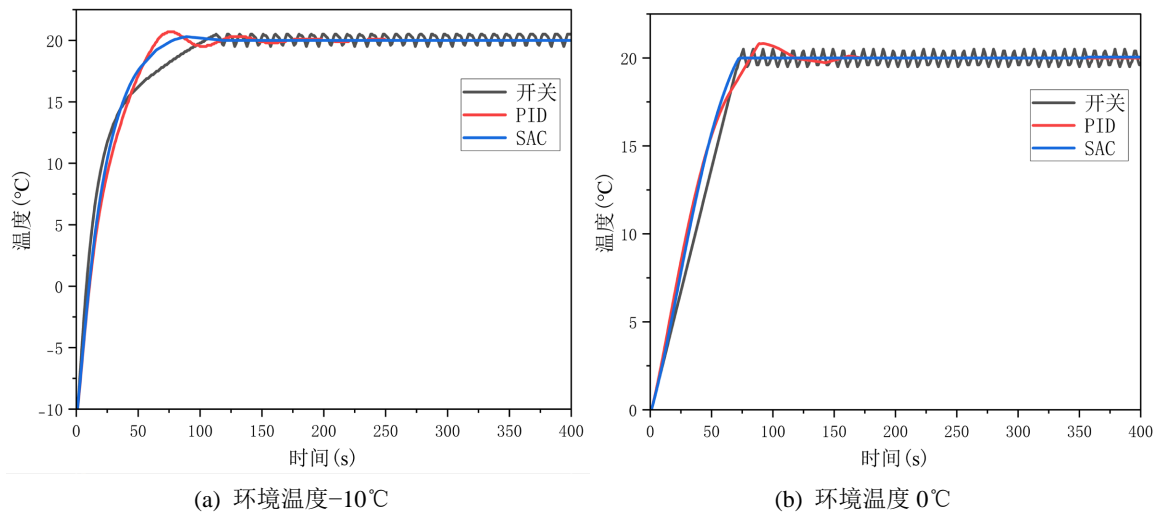


Figure 10. Heating temperature variation history of three control strategies at a constant speed of 40 km/h
 图 10. 40 km/h 恒速下三种控制策略的制热温度变化历程

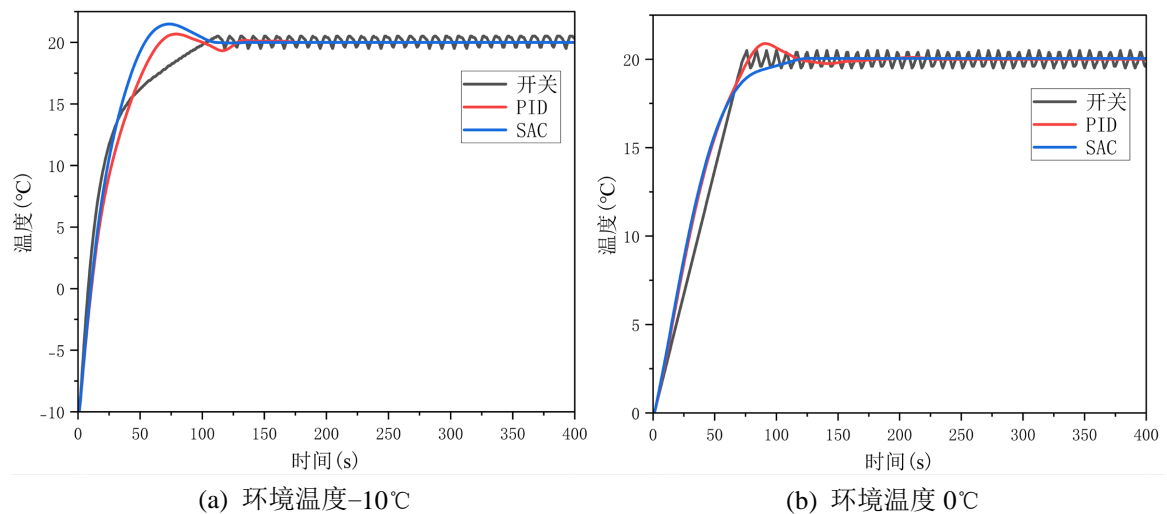


Figure 11. Heating temperature variation history of three control strategies under CLTC operating conditions
 图 11. CLTC 工况下三种控制策略的制热温度变化历程

图 11 为车辆运行在 CLTC 工况下三种控制策略的制热温度变化历程。环境温度为 -10℃条件下, 开关控制策略达到目标温度最慢, 约在 103 s 达到目标温度, 达到目标温度后波动较大, 波动范围在

19.5℃~20.5℃之间。对于 PID 控制策略, 约在 67 s 达到目标温度, 随后出现了一定的超调量, 最大超调量约 0.68℃。SAC 控制策略下乘员舱的温度最快达到目标温度, 约在 54 s 达到目标温度, 但出现了较大的超调量, 最大超调量约为 1.45℃。环境温度为 0℃的条件下, 开关控制和 PID 控制约在 75 s 左右达到目标温度, 但开关控制同样在 19.5℃~20.5℃之间波动, PID 控制策略则出现了一定的超调量, 最大超调量约为 0.9℃。SAC 控制策略大约在 118 s 处达到目标温度, 之后较为稳定。另外, 与环境温度为-10℃相比, 环境温度为 0℃时开关控制的乘员舱温度快了约 30 s 达到目标温度, PID 控制慢了约 8 s, SAC 控制慢了约 64 s。在 CLTC 工况下, 三种控制策略的最大稳态误差分别为 2.5%, 3.4% 和 7.5%。

5. 结论

本文采用 AMESim 搭建了新能源汽车 CO₂ 热泵空调仿真模型, 并利用 Simulink 建立了开关控制策略、PID 控制策略和 SAC 控制策略, 通过联合仿真研究了三种控制策略对 CO₂ 热泵空调性能的影响。主要结论如下:

1、采用 AMESim 软件搭建了新能源汽车 CO₂ 热泵空调仿真模型。并通过台架试验数据验证了模型的准确性, 最大误差为 4.4%。

2、在制冷模式下, 开关控制策略的降温速度最快, 其次是 SAC 控制策略和 PID 控制策略。开关控制策略的温度波动较大, 波动范围在 23.5℃~24.5℃之间, PID 控制和 SAC 控制的温度波动较小, 在 CLTC 循环工况下, PID 控制策略的最大误差约为 4.2%, SAC 控制策略的最大误差约为 0.8%。

3、在制热模式下, 开关控制策略的温度波动较为频繁, 波动范围在 19.5℃~20.5℃之间; PID 控制策略响应快, 但超调明显; SAC 控制策略温度波动较小, 但在 CLTC 循环工况下存在一定的温度超调。

参考文献

- [1] 李椿, 王志华, 王泮浩, 等. CO₂ 热泵研究现状及展望[J]. 制冷学报, 2018, 39(5): 1-9.
- [2] 李海军, 牛瑞恺, 赵登科, 等. 低 GWP 制冷剂在汽车空调领域替代 R134a 的研究进展综述[J]. 制冷与空调, 2025, 25(11): 36-45, 56.
- [3] 武中凯, 郑泽灿, 宋昱龙, 等. 制热工况下跨临界 CO₂ 热泵最优排气压力的影响因素研究[J]. 制冷学报, 2024, 45(5): 105-113.
- [4] 丁国良, 黄冬平, 张春路. 跨临界二氧化碳汽车空调稳态仿真[J]. 工程热物理学报, 2001(3): 272-274.
- [5] 刘洪胜, 金纪峰, 陈江平, 等. 自然工质二氧化碳汽车空调性能的实验研究[J]. 上海交通大学学报, 2006(8): 1407-1411, 1416.
- [6] 俞彬彬, 王丹东, 向伟, 等. 跨临界 CO₂ 电动汽车空调系统性能分析[J]. 上海交通大学学报, 2019, 53(7): 866-872.
- [7] Wang, D., Wang, Y., Yu, B., Shi, J. and Chen, J. (2019) Numerical Study on Heat Transfer Performance of Micro-Channel Gas Coolers for Automobile CO₂ Heat Pump Systems. *International Journal of Refrigeration*, **106**, 639-649. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.02.023>
- [8] Wang, K., Zhao, R., Chen, H. and Cheng, W. (2024) Self-Enhanced Enthalpy Heat Pump System Based on the Performance of CO₂ Whole-Vehicle Thermal Management Below -20 °C. *Applied Thermal Engineering*, **249**, Article ID: 123425. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123425>
- [9] Yang, T., Zou, H., Tang, M., Tian, C. and Yan, Y. (2022) Experimental Performance of a Vapor-Injection CO₂ Heat Pump System for Electric Vehicles in -30°C to 50°C Range. *Applied Thermal Engineering*, **217**, Article ID: 119149. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119149>
- [10] 郭冲. 电动汽车热泵空调控制策略研究[D]: [硕士学位论文]. 北京: 北京理工大学, 2018.
- [11] Wang, D., Gao, C., Sun, Y., Wang, W. and Zhu, S. (2023) Reinforcement Learning Control Strategy for Differential Pressure Setpoint in Large-Scale Multi-Source Looped District Cooling System. *Energy and Buildings*, **282**, Article ID: 112778. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2023.112778>
- [12] Du, Y., Zandi, H., Kotevska, O., Kurte, K., Munk, J., Amasyali, K., et al. (2021) Intelligent Multi-Zone Residential HVAC Control Strategy Based on Deep Reinforcement Learning. *Applied Energy*, **281**, Article ID: 116117.

<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.116117>

- [13] 刘宽. 基于智能控制算法的汽车空调控制器设计[D]: [硕士学位论文]. 广州: 华南理工大学, 2017.
- [14] Duan, Y., Chen, X., Houthoof, R., *et al.* (2016) Benchmarking Deep Reinforcement Learning for Continuous Control. *Proceedings of the 33rd International Conference on Machine Learning*, New York, 20-22 June 2016, 1329-1338.
- [15] Haarnoja, T., Zhou, A., Abbeel, P., *et al.* (2018) Soft Actor-Critic: Off-Policy Maximum Entropy Deep Reinforcement Learning with a Stochastic Actor. *Proceedings of the 35th International Conference on Machine Learning*, Stockholm, 10-15 July 2018, 1861-1870.