

文章编号:0253-4339(2025)03-0075-09

doi:10.12465/j.issn.0253-4339.2025.03.075

# 车用 CO<sub>2</sub> 热泵空调系统 1D-3D 动态特性及控制方法研究

王海丹<sup>1</sup> 宗硕<sup>1</sup> 肖迪<sup>2</sup> 殷翔<sup>1</sup> 黄龙飞<sup>1</sup> 王熙熙<sup>3</sup> 杨李辰<sup>3</sup> 曹锋<sup>1</sup>

(1 西安交通大学能源与动力工程学院 西安 710049; 2 中国汽车技术研究中心有限公司 天津 300300;

3 郑州宇通客车股份有限公司 郑州 450016)

**摘要** 跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵空调系统具有良好的低温制热能力,其运行过程中的动态参数变化对乘员热舒适性的影响重大。为研究乘员舱舒适性以及跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵空调系统参数动态变化的耦合规律,基于一维仿真软件 GT-Suite 和三维 CFD 软件 STAR-CCM+搭建了联合仿真模型,建立了乘员舱温度场与热泵空调系统的结构化关联关系,综合分析了热泵空调系统运行过程中车厢动态升/降温特性。结果显示:乘员舱热环境温度分布较不均匀,有必要采用加权 PMV(平均热感觉指数)评价乘员舱非均匀热环境。在多 PID 控制的跨临界 CO<sub>2</sub> 汽车热泵空调系统中,使用基于加权 PMV 舒适度模型的控制方法能够保持系统目标参数的调控稳定。在制冷模式 43 °C 环境温度工况下,该控制方法能够降低 9.4% 的压缩机功耗;在制热模式 -10 °C 环境温度工况下,该方法能够降低 17.9% 的压缩机功耗,该控制方法能够在满足热舒适的前提下降低系统压缩机功耗,有助于提升新能源车续航里程。

**关键词** CO<sub>2</sub>; 汽车热泵空调; 联合仿真; 加权热舒适性模型

**中图分类号**: U463.85<sup>+</sup>1; TU831

**文献标识码**: A

## 1D-3D Dynamic Characteristics and Control Method of a CO<sub>2</sub> Heat Pump Air Conditioning System for Vehicles

Wang Haidan<sup>1</sup> Zong Shuo<sup>1</sup> Xiao Di<sup>2</sup> Yin Xiang<sup>1</sup> Huang Longfei<sup>1</sup> Wang Xixi<sup>3</sup>  
Yang Lichen<sup>3</sup> Cao Feng<sup>1</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China; 2. China Automotive Technology and Research Center Co., Ltd., Tianjin, 300300, China; 3. Zhengzhou Yutong Bus Co., Ltd., Zhengzhou, 450016, China)

**Abstract** A transcritical CO<sub>2</sub> heat-pump air-conditioning system has effective heating performance at low temperatures, and the variation of dynamic parameters during operation significantly affects the thermal comfort inside the passenger cabin. To study the comfort of the passenger compartment and the coupling law of the dynamic changes in the parameters of the transcritical CO<sub>2</sub> heat-pump air-conditioning system, a joint simulation model was built based on the one-dimensional simulation software GT-Suite and the three-dimensional computational fluid dynamics (CFD) software STAR-CCM+. The three-dimensional cabin model can provide accurate real-time state parameters of the supply and return air for a one-dimensional simulation system of heat-pump air conditioners. The results show that the temperature distribution of the thermal environment of the passenger compartment is relatively non-uniform, necessitating the application of the weighted predicted mean vote (PMV) to evaluate this non-uniformity. In a multi-PID control transcritical CO<sub>2</sub> automobile heat pump air conditioning system, a control method based on the weighted PMV comfort model can maintain the regulation and stability of the system's target parameters. Under ambient temperature conditions of 43 °C in cooling mode, the control method can reduce the compressor's power consumption by 9.4%. At an ambient temperature of -10 °C in heating mode, this method can reduce compressor's the power consumption by 17.9%. This control method can reduce the power consumption of the system compressor while satisfying comfort requirements, constituting a highly efficient energy-saving strategy.

**Keywords** CO<sub>2</sub>; automotive heat-pump air conditioning; co-simulation; weighted PMV model

基金项目:国家重点研发计划(2022YFE0208000)和国家自然科学基金(52006162)资助项目。(The project was supported by the National Key R&D Program of China (No. 2022YFE0208000) and the National Natural Science Foundation of China (No. 52006162).)

收稿日期:2024-01-02;修回日期:2024-04-19;录用日期:2024-04-19

随着近年来电动汽车的推广与发展<sup>[1]</sup>, 车用热泵空调及热管理系统成为研究热点<sup>[2]</sup>。传统燃油车空调系统采用的制冷剂 R134a 由于过高的全球变暖潜值 (Global Warming Potential, GWP) 将被逐步替代<sup>[3]</sup>, 新型替代制冷剂主要包括 CO<sub>2</sub><sup>[4]</sup>、R290<sup>[5]</sup> 和 R1234yf<sup>[6]</sup> 等, 其中 CO<sub>2</sub> 凭借其环保属性和优异的制热性能被视为理想的替代选项<sup>[7-9]</sup>。

车用空调系统通过送风对乘员舱内部热环境进行调节, 以改善乘员舱的热舒适性<sup>[10]</sup>。目前, 热舒适性的研究适用性最高的模型是 P. O. Fanger<sup>[11]</sup> 提出的 PMV (predicted mean vote, 平均热感觉指数) 和 PPD (predicted percentage of dissatisfied, 预测不满意百分比) 模型。PMV 热舒适模型结果是在实验室稳态热环境下得到的, ISO 7730—1994<sup>[12]</sup> 中认定 PMV 指数在 -0.5 ~ 0.5 为推荐的热舒适状态。由于车内环境处于动态变化的过程中, 温度梯度大, 无法当做均匀热环境处理, J. G. Ingersoll 等<sup>[13]</sup> 将人体模型按各部位划分并计算对应 PMV 值, 再按各部分所占人体表面积比例进行加权求解得到 PMV 值。

CFD (computational fluid dynamics) 技术的快速发展推动着学者们对于精准热舒适性模型的研究, J. H. Moon 等<sup>[14]</sup> 考虑光谱太阳辐射作用并通过 CFD 模拟获得的流场和温度场来研究乘用车厢, 准确预测了采暖和通风等工况下的热场和流场。L. Karthick 等<sup>[15]</sup> 利用 CFD 仿真技术研究了不同通风叶片位置及出风口出风速度对车辆乘员舱热环境的影响。由于车辆 HVAC (heating, ventilation, and air conditioning) 系统性能的研究主要集中于一维仿真, 无法获取乘员舱三维空间内流场和温度分布, 难以准确评估乘员舱热舒适性指标。I. Bayraktar 等<sup>[16]</sup> 使用 1D-3D 联合仿真方法针对不同环境条件和系统负载分析车辆的动力总成和 HVAC 系统运行特性。Lu Pengyu 等<sup>[17]</sup> 通过一维计算多热力学系统的数学特征, 并通过 3D 模拟物理结构, 实现了热力系统设计与性能预测的集成优化。

本文同时基于三维 CFD 仿真软件 STAR-CCM+ 和一维系统仿真软件 GT-Suite 提出一种汽车乘员舱一维三维联合仿真模型, 以研究在乘员舱几何条件和传热条件下, 不同工况时跨临界 CO<sub>2</sub> 汽车热泵空调系统性能以及在该系统下汽车乘员舱的热环境动态响应。采用一维模型对跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵空调系统进行数学表征, 一维模型的作用是描述不同工况下的性能参数变化, 三维模型描述乘员舱内部结构。采用计算控件建立一维和三维之间的关系, 实现了统一计算和数据传输。该联合仿真模型能够更加精确地预测

乘员舱流场响应以及汽车空调系统性能, 通过研究不同工况下乘员舱的流场和温度分布来分析乘员舱的热舒适性。基于加权 PMV 模型对乘客热舒适性进行评价, 可以准确分析乘客对空调系统的热舒适需求, 并基于加权 PMV 模型的输出值对 CO<sub>2</sub> 热泵空调系统进行实时控制, 在满足舒适度需求的前提下减少空调系统的能耗, 为乘用车综合热管理系统设计提供参考。

## 1 热泵空调系统 1D-3D 联合仿真

### 1.1 联合仿真模型的搭建

基于仿真软件 GT-Suite 搭建跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵空调系统 1D 仿真模型, 系统核心部件包括压缩机、室内外换热器、回热器、节流阀、换向阀和车厢模型。仿真模型中部件结构参数等信息均按实验台实际部件设置<sup>[18]</sup>, 具体参数如表 1 所示。

表 1 实验系统关键部件结构参数

Tab.1 Structural parameters of experimental system parts

部件	关键参数
压缩机	排量: 5.3 cm <sup>3</sup> ; 转速范围: 600~8 600 r/min
室外换热器	铝制微通道换热器; 585 mm×505 mm×21 mm
储液回热器	容积: 600 mL; 直径: 75 mm; 高度: 248 mm
室内换热器	铝制微通道换热器; 251 mm×228 mm×32 mm
电子膨胀阀	阀口直径: 6 mm; 开度调节范围: 0~1 000 步

各工况换热量 (制冷/制热量) 及 COP (coefficient of performance, 性能系数) 根据实验台架风侧和制冷剂侧的测试结果计算:

$$Q_t = (Q_a + Q_r) / 2 \quad (1)$$

$$Q_a = \frac{\rho_a V (h_{a,in} - h_{a,out})}{3.6} \quad (2)$$

$$Q_r = m_r (h_{r,out} - h_{r,in}) \quad (3)$$

$$COP = Q_t / W \quad (4)$$

式中:  $Q_t$  为实际换热量, W;  $Q_a$  为空气侧换热量, W;  $Q_r$  为制冷剂侧换热量, W;  $\rho_a$  为空气侧进口密度, kg/m<sup>3</sup>;  $V$  为空气侧进口风量, m<sup>3</sup>/s;  $h_{a,in}$  为空气侧进口焓值, J/kg;  $h_{a,out}$  为空气侧出口焓值, J/kg;  $m_r$  为制冷剂侧质量流量, kg/s;  $h_{r,out}$  为制冷剂侧出口焓值, J/kg;  $h_{r,in}$  为制冷剂侧进口焓值, J/kg;  $W$  为压缩机功耗, W。

在夏季工况下, 系统回热器处于系统制冷循环中, 而在冬季工况下, 回热器被热泵模型旁通。基于 STAR-CCM+ 搭建了乘员舱模型, 并利用 1D/3D 耦合

接口与系统仿真模型进行数据传递。联合仿真系统模型如图 1 所示,在联合仿真开始后,GT-Suite 系统

模型的车厢模型将由三维 CFD 的乘员舱模型代替,耦合接口对应 CFD 模型的送风口和回风口。

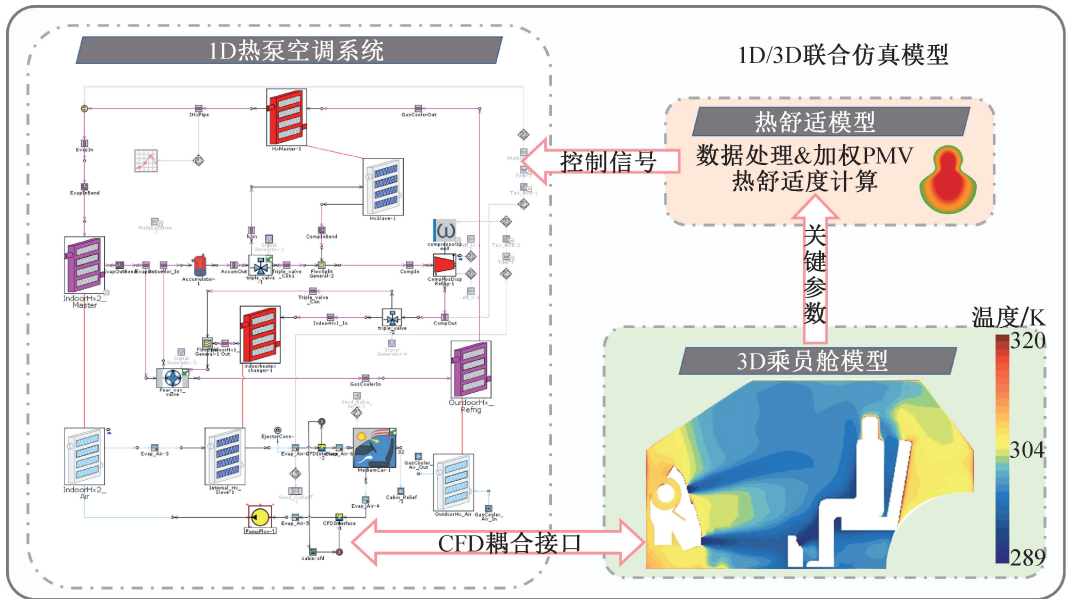


图 1 热泵空调系统 1D-3D 联合仿真模型

Fig.1 1D-3D coupled simulation model of heat pump air conditioning system

## 1.2 模型可靠性验证

为验证本文一维仿真模型的准确性,搭建跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵空调系统实验测试台架,焓差实验室及系统原理如图 2(a) 所示。该系统主要部件包括压缩机、室外换热器(作为系统气体冷却器)、室内换热器(作为系统蒸发器)、储液回热器、电子膨胀阀组成。实验测试台架室外侧和室内侧如图 2(b) 和(c) 所示。

基于带回热器的跨临界 CO<sub>2</sub> 系统实验数据与相同工况下的仿真结果进行对比<sup>[18]</sup>。实验运行工况为制冷模式下环境温度为 35 ℃,室内侧换热器入口干/湿球温度为 27 ℃/19.5 ℃,压缩机转速分别为 2 000、4 000、5 000、7 000 r/min。实验数据与仿真结果对比情况如图 3 所示,压缩机质量流量、功耗和换热量的最大偏差均在 5% 以内。在误差范围内,一维系统模型仿真结果和实验数据的吻合性较好,系统仿真结果对于实际具有较好的指导意义。

## 2 加权 PMV 舒适度模型

### 2.1 加权 PMV 舒适度模式

PMV 热舒适模型是目前普适性最高的均匀热环境舒适度评价模型<sup>[19]</sup>。对于非均匀热环境,使用 PMV 评价指标需要在原来的模型基础上进行改进,目前普遍的方法是对 PMV 模型进行加权修正<sup>[20]</sup>。

基于人体局部热感觉对 PMV 值进行加权求解的方法是可行的,人体局部热感觉代表了人体不同部位

对热环境变化的敏感程度,相比于面积加权方法,能够更准确地体现人体总体舒适度。L. I. Crawshaw 等<sup>[21]</sup>通过大量的人体热舒适性实验总结得到了人体局部热感觉对整体热感觉的比例权重,本文参考该结果进行调整后得到的比例权重如表 2 所示。

加权 PMV 值:

$$\bar{P} = \sum_{i=1}^n \omega_i P_i \quad (5)$$

式中:  $\bar{P}$  为热感觉加权 PMV 值;  $\omega_i$  为局部热感觉比例权重。

PMV 模型热舒适度:

$$P = T_s [(M - W) - \phi_1 - \phi_2 - \phi_3 - \phi_4 - \phi_5 - \phi_6] \quad (6)$$

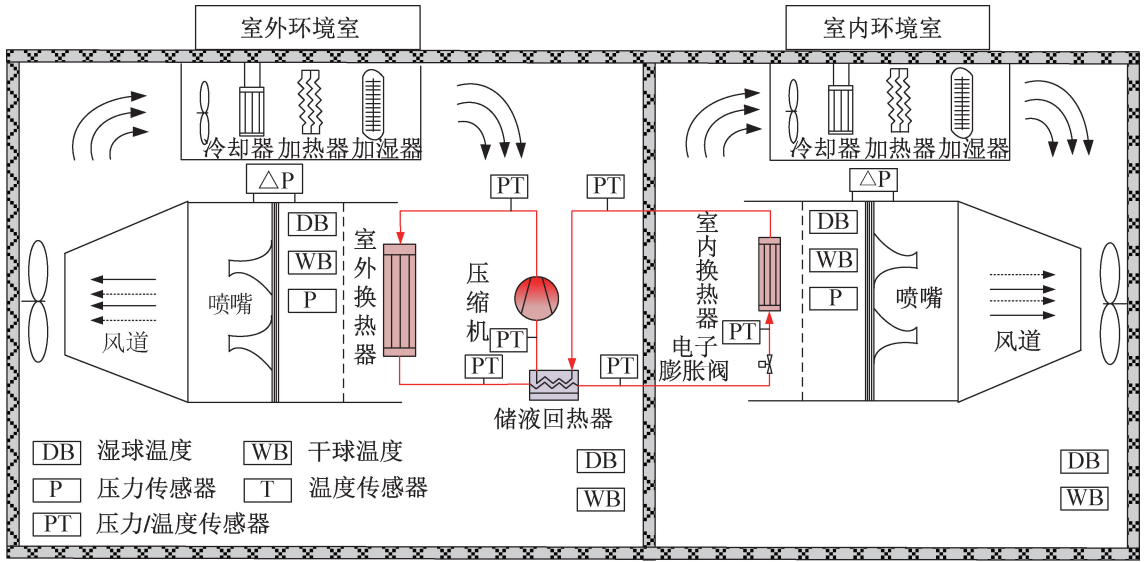
$$T_s = 0.303e^{-0.036M} + 0.028 \quad (7)$$

式中:  $T_s$  为热感觉温度, K;  $M$  为人体代谢效率, W/m<sup>2</sup>;  $W$  为功耗, W/m<sup>2</sup>;  $\phi_1 \sim \phi_6$  分别对应皮肤热扩散项、汗液损失项、呼吸潜热损失项、呼吸干空气损失项、辐射损失项和对流损失项。

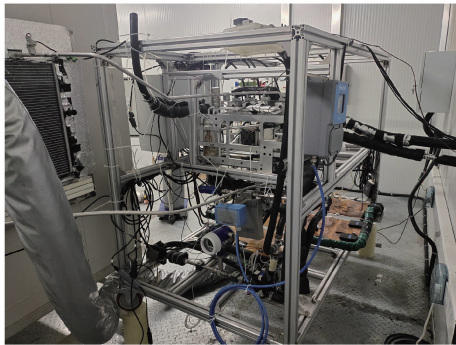
通过该加权 PMV 模型可以较好地评价非均匀的乘员舱热环境,本文的仿真模型中以驾驶员为对象进行加权 PMV 模型计算,用该加权 PMV 模型计算值作为评价乘员舱非均匀热环境舒适性的评价指标。

### 2.2 加权 PMV 控制方法

跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵空调系统运行过程复杂,多状态参数耦合,需要采用合适的控制策略维持系统的稳



(a) 焓差实验室及测试系统原理



(b) 室外侧实验台架



(c) 室内侧实验台架

图2 跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵空调系统实验

Fig.2 Experimental testing of transcritical CO<sub>2</sub> heat pump air conditioning system

表2 人体热感觉权重

Tab.2 Human thermal sensation weight

部位	热感觉比例权重
头部	0.21
胸部	0.30
手部	0.18
腿部	0.21
脚部	0.10

定状态。跨临界 CO<sub>2</sub> 热泵空调系统纯回风模式下的回风温度一般是给定某一特定目标值,并通过 PID 控制风机风量来实现,待乘员舱热环境趋于稳态时即可得到加权 PMV 模型的输出值。本文提出基于热舒适性评价指标加权 PMV 模型的控制策略。

基于加权 PMV 舒适度的控制方法是将加权 PMV 模型的输出值作为新的 PID 控制器的输入值,

即利用回风温度的目标值来控制乘员舱的 PMV 值,控制策略如图 4 所示。PMV 值在 ±0.5 内可认为该热环境为舒适的状态<sup>[19]</sup>,因此为了达到在满足舒适度标准的要求下实现节能,可在高环温制冷模式下将 PMV 值控制在 0.5,在低环温制热模式下将 PMV 值控制在 -0.5。该控制方法能够满足乘员舱热环境舒适的同时降低跨临界 CO<sub>2</sub> 汽车热泵空调系统功耗。

基于加权 PMV 模型的控制策略需预先设定 PMV 目标值,仿真模型将乘员舱热环境 PMV 模型实际值传递至新 PID 控制器并作为输入值,从而通过输出回风温度的目标值来进行控制。输出的回风温度目标值传递至回风温度 PID 控制器,其会根据回风温度的实际值对风机风量进行调整,从而控制回风温度发生改变,回风温度发生改变,乘员舱热环境 PMV 模型的实际值也将改变,在控制过程中逐渐靠近预先设定的 PMV 目标值。

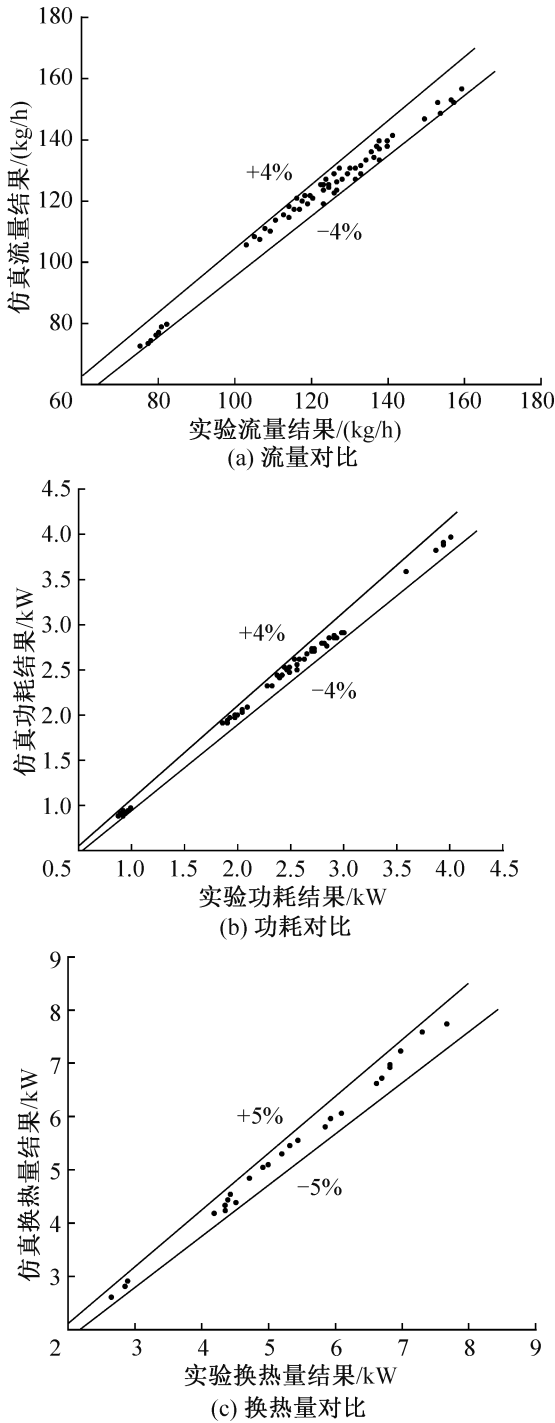


图3 一维系统模型验证

Fig.3 One-dimensional system model validation

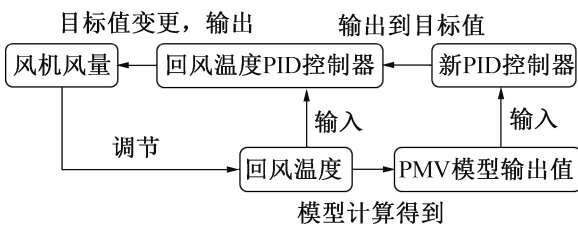


图4 PMV 舒适度控制方法

Fig.4 PMV comfort control method

### 3 动态特性结果与分析

#### 3.1 1D-3D 联合车厢动态特性

环境温度为 43 °C 制冷工况下 1D-3D 仿真模型中乘员舱中间出风口特征截面 4 个时间点的温度分布如图 5 所示。吹面和吹脚 2 个出风口以及后排出风口的冷风吹进乘员舱,在内部形成气流循环通过回风口回至空调系统。通过冷风乘员舱内温度在初值为 43 °C 的条件下快速下降,在  $t=20$  s 时乘员舱温度基本降至 27 °C 以下,满足乘员舱舒适度要求。由图 5 可知,由于冷风的循环过程影响到达后排乘客腿部及上半身的冷风较多,后排乘客的腿部及上半身处于温度较低的环境。

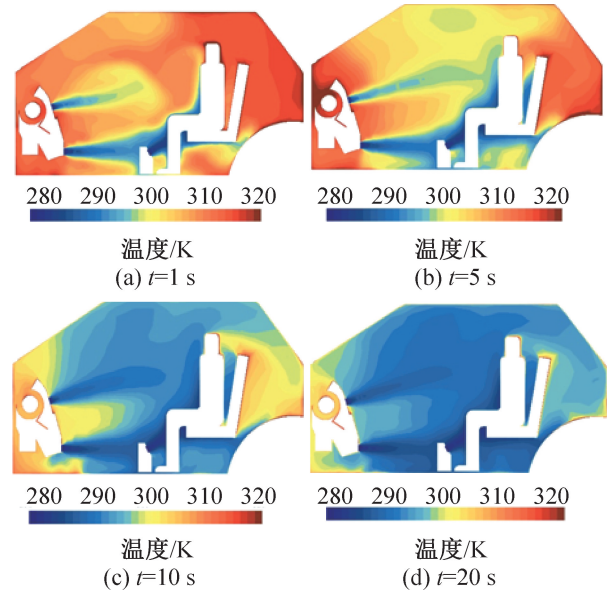


图5 制冷模式中间出风口特征截面温度云图

Fig.5 Temperature contour of the characteristic cross-sectional of the middle air outlet in cooling mode

环境温度为 43 °C 制冷工况下 1D-3D 仿真模型中乘员舱前排横向特征截面 4 个时间点的温度分布如图 6 所示。吹面和吹脚上下 2 个部分冷风吹进乘员舱,通过冷风使乘员舱内部温度在初值为 43 °C 的条件下快速下降,在  $t=20$  s 时乘员舱温度基本降至 27 °C 以下。由图 6 可知,由于冷风的循环过程影响到达前排乘客中间部位如手部的冷风较多,到达腿部以下部分的冷风较少,对应前排乘客和驾驶员的腿部及脚部处于温度较高的环境。乘员舱整体温度分布较不均匀,乘客及驾驶员身体上半区间温度明显低于下半区温度,制冷效果更好,乘客及驾驶员周围的热环境温度基本处于舒适区间。

1D-3D 仿真模型中乘员舱速度流线图如图 7 所示,通过流线图可以清楚地显示冷风在乘员舱内的流

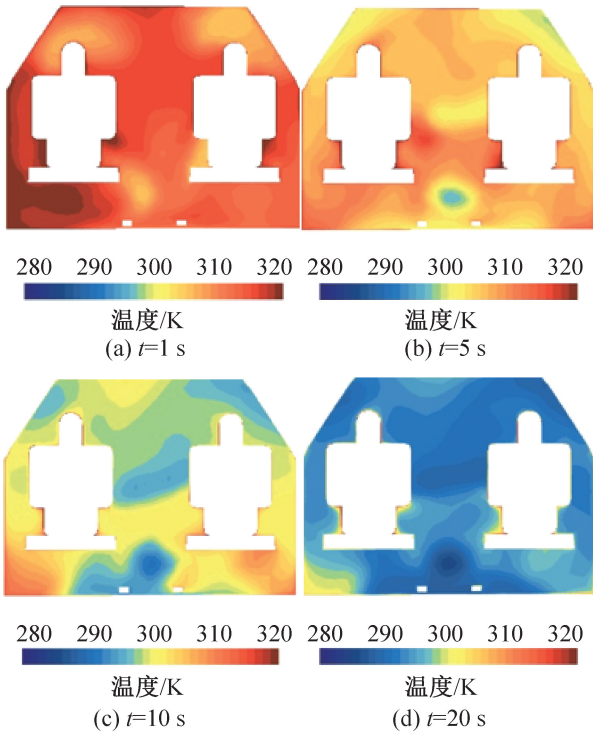


图6 制冷模式前排横向特征截面温度云图

Fig.6 Temperature contour of front-row lateral feature cross-sectional in cooling mode

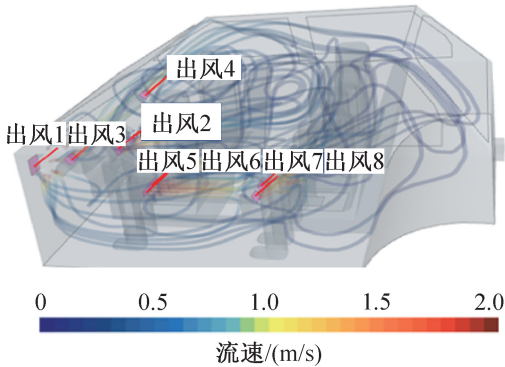


图7 乘员舱流线图

Fig.7 Passenger compartment airflow streamlines

动轨迹。制冷模式下冷风从8个出风口以较大的流速吹出,空气流动组织在整体上较为均匀,在乘员舱的分布主要集中于上半区,也对应了乘客和驾驶员温度云图中上半区温度相比下半区较低的特征,冷风在乘员舱内形成内部循环后最终返回至回风口。

环境温度为-10℃制热模式下1D-3D仿真模型中乘员舱中间出风口特征截面4个时间点的温度如图8所示。吹面和吹脚2个出风口以及后排出风口的热风吹进乘员舱,在内部形成气流循环通过回风口回至空调系统。通过热风乘员舱内部温度快速上升,在 $t=20\text{ s}$ 时乘员舱温度基本升至20℃以上。由图8可知,由于热风的循环过程影响到达后排乘客腿部及

上半身的热风较多,后排乘客的腿部及上半身处于温度较高的环境,而到达后排乘客脚部及头部的热风较少,使得后排乘客的脚部及头部处于温度较低的环境。

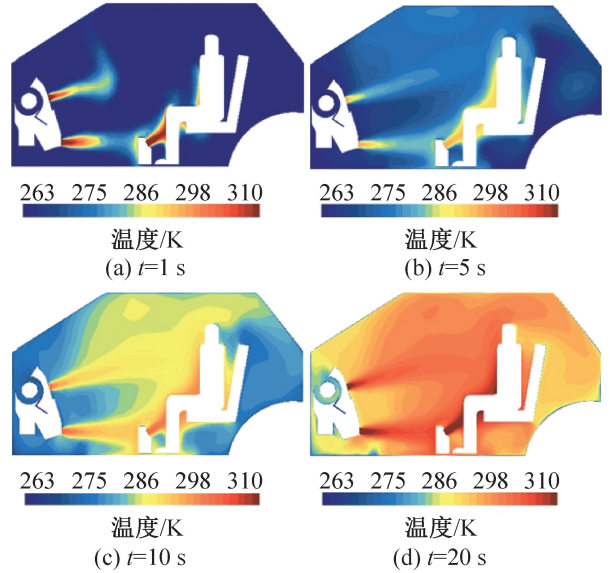


图8 制热模式中间出风口特征截面温度云图

Fig.8 Temperature contour of the characteristic cross-sectional of the middle air outlet in heating mode

环境温度为-10℃制热模式下1D-3D仿真模型中乘员舱前排横向特征截面4个时间点的温度如图9所示。吹面和吹脚上下2部分热风吹进乘员舱,通

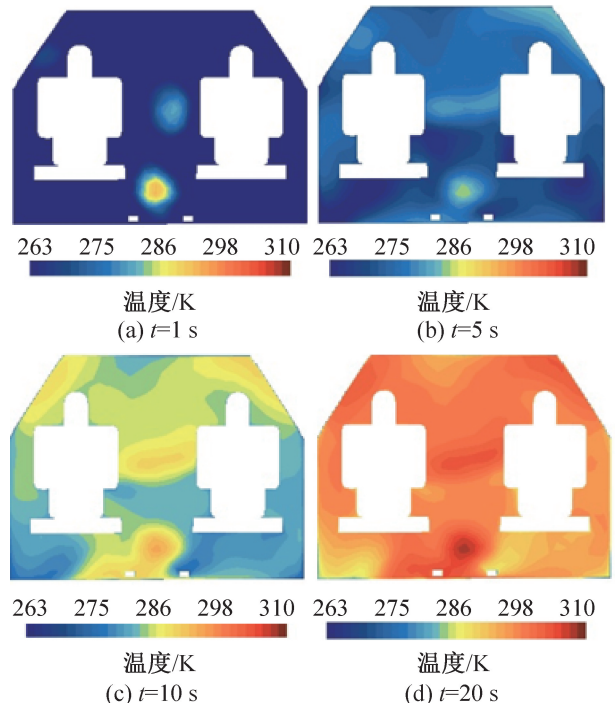


图9 制热模式前排横向特征截面温度云图

Fig.9 Temperature contour of front-row lateral feature cross-sectional in heating mode

过热风使得乘员舱内部温度快速上升,在  $t = 20\text{ s}$  的时候乘员舱温度基本升到  $20\text{ }^\circ\text{C}$  以上。从温度云图的分布可知,由于热风的循环过程影响到前排乘客中间部分如手部的热风较多,到达腿部以下部分的热风较少,乘员舱整体温度分布较不均匀,前排乘客及驾驶员周围的环境温度基本处于舒适区间。

### 3.2 1D-3D 联合热力参数动态特性

环境温度为  $43\text{ }^\circ\text{C}$  制冷工况下 1D-3D 联合仿真模型中客舱驾驶员监测点温度的实时变化如图 10(a) 所示。各测点初始温度为  $43\text{ }^\circ\text{C}$ , 右脚测点稳定温度最高在  $30\text{ }^\circ\text{C}$  以上, 右手测点稳定温度最低在  $21\text{ }^\circ\text{C}$ 。1D-3D 仿真模型中驾驶员监测点空气流速的实时变化如图 10(b) 所示, 右手测点流速稳定值最高在  $0.35\text{ m/s}$  以上, 腿部和头部流速稳定值最低小于  $0.2\text{ m/s}$ , 对应腿部和头部测点的温度较高, 脚部温度略高于头部。客舱制冷过程中加权 PMV 动态变化如图 10(c) 所示, 在初期启动过程, 客舱温度从环境温度  $43\text{ }^\circ\text{C}$  快速降低, 加权 PMV 也从较高值快速降至 PMV 热舒适区间内并维持稳定。

回风温度的控制,过程温度会持续调整,最终在  $350\text{ s}$  的时间各测点温度达到稳定。右脚测点稳定温度最低为  $16\text{ }^\circ\text{C}$ , 虽然右脚测点处空气流速较高,但此处风温明显低于出风口,即到达脚部附近的高温热风偏少,换热量少制热效果差。右手测点稳定温度最高在  $32\text{ }^\circ\text{C}$ , 这是因为前排吹面送风口的影响到右手附近的热风较多,换热量大制热效果好。驾驶员身体各部位测点温差最大值为  $16\text{ }^\circ\text{C}$ , 乘员舱温度分布较不均匀。相比于制冷模式,制热模式的乘员舱温度分布不均匀程度更大。1D-3D 仿真模型中驾驶员监测点空气流速的实时变化如图 11(b) 所示。开始时风机风量较大,测点的空气流速大,之后由于回风温度的控制过程使风机风量逐渐下降,驾驶员各测点流速逐渐降低,经过后续的控制过程后最终在  $350\text{ s}$  的时间各测点流速达到稳定。手、胸口和脚部测点流速稳定值较高,在  $0.22\text{ m/s}$  以上;腿部和头部流速稳定值较低,约在  $0.14\text{ m/s}$ 。客舱制冷过程中加权 PMV 动态变化如图 11(c) 所示,在初期启动过程,客舱温度从环境温度  $-10\text{ }^\circ\text{C}$  快速升高,加权 PMV 也从较低值快速升至 PMV 热舒适区间内,并维持稳定。

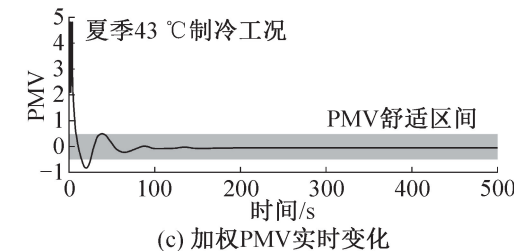
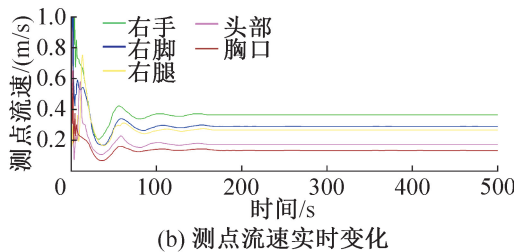
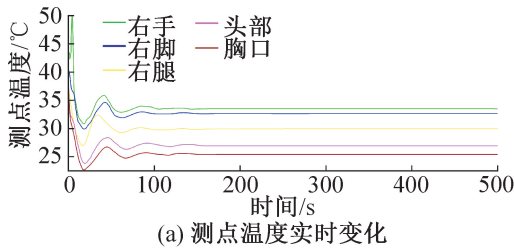


图 10 制冷模式驾驶员测点温度和流速实时变化  
Fig.10 Real-time variation of temperature and flow velocity of driver measurement points in cooling mode

环境温度为  $-10\text{ }^\circ\text{C}$  制热工况下 1D-3D 联合仿真模型中客舱驾驶员监测点温度的实时变化如图 11(a) 所示。各测点初始温度为  $-10\text{ }^\circ\text{C}$ , 在制热模式下各测点温度逐渐升高, 升至最高值后由于送风温度和

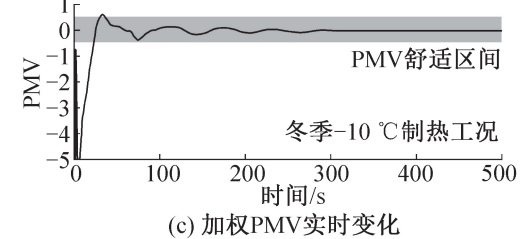
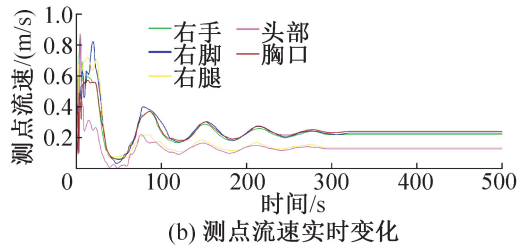
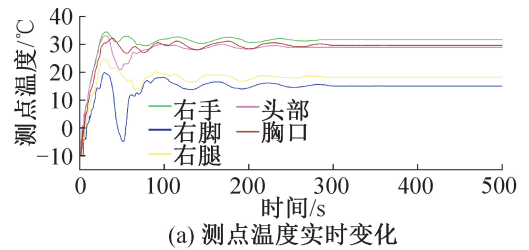


图 11 制热模式驾驶员测点温度和流速实时变化图  
Fig.11 Real-time variation of temperature and flow velocity of driver measurement points in heating mode

### 3.3 能耗优化结果

在夏季  $43\text{ }^\circ\text{C}$  制冷工况下, 加权 PMV 控制方法通过调节回风温度将乘员加权 PMV 值维持在 0.5; 在

冬季-10℃制热工况下,加权PMV控制方法通过调节回风温度将乘员加权PMV值维持在-0.5,该控制方法在满足乘员热舒适性的基础上降低乘员舱整体冷/热负荷,进而降低压缩机功耗,达到节能效果。不同工况下能效提升效果对比如图12所示,相比夏季空调系统设定温度26℃功耗为0.85kW,加权PMV控制方法可以节能9.4%,压缩机功耗为0.77kW;相比冬季热泵系统设定温度22℃功耗为0.67kW,加权PMV控制方法可以节能17.9%,压缩机功耗为0.55kW。

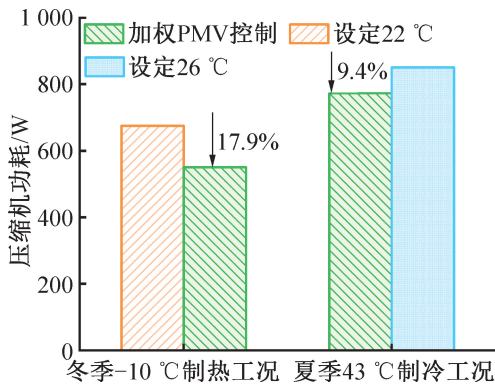


图12 不同环境工况下加权PMV控制能效提升对比

Fig.12 Comparison of weighted PMV control energy efficiency enhancement under different environmental conditions

## 4 结论

通过搭建1D-3D联合仿真模型,对跨临界CO<sub>2</sub>汽车热泵空调系统在乘员舱三维模型条件下的系统响应以及乘员舱的流场响应进行了研究分析,得到如下结论:

1) 基于一维系统和三维CFD的联合仿真模型可以很好地研究汽车空调系统对于汽车乘员舱热舒适性的响应。相比于一维系统仿真,联合仿真能够更加准确地分析汽车空调系统各系统动态特性。

2) 乘员舱内部热环境非均匀程度较高,联合仿真模型实现了车厢不同测点温度的实时传输。汽车乘员舱作为封闭的非均匀热环境,采用加权PMV模型能够更精准地分析乘员热舒适性及空调系统的动态响应,并能够基于舒适度对CO<sub>2</sub>热泵空调系统提供实时控制信号。

3) 基于加权PMV舒适度模型的控制方法能够在满足乘员舱舒适度要求的前提下降低系统功耗。在夏季制冷模式下,该控制方法能够降低9.4%的压缩机功耗;在冬季热泵制热模式下,该控制方法能够降低17.9%的压缩机功耗,有助于提升车辆续航里程,可为新能源汽车综合热管理及温度控制系统设计

提供理论参考。

## 参考文献

[1] 曹秉刚,张传伟,白志峰,等. 电动汽车技术进展和发展趋势[J]. 西安交通大学学报, 2004, 38(1): 1-5. (CAO Binggang, ZHANG Chuanwei, BAI Zhifeng, et al. Technology progress and trends of electric vehicles [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2004, 38(1): 1-5.)

[2] 郑思宇,魏名山,宋盼盼. 电动汽车热泵空调发展概述[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2018, 32(8): 14-23. (ZHENG Siyu, WEI Mingshan, SONG Panpan. Review of heat pump air conditioning system in electric vehicles [J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2018, 32(8): 14-23.)

[3] 陈科峰,龚海涛. 汽车空调HFC-134a替代品研究进展[J]. 有机氟工业, 2008(4): 35-37. (CHEN Kefeng, GONG Haitao. Research progress of HFC-134a substitute for automobile air conditioner [J]. Organo-Fluorine Industry, 2008(4): 35-37.)

[4] SARKAR J, BHATTACHARYYA S, RAM GOPAL M. Transcritical CO<sub>2</sub> heat pump systems: exergy analysis including heat transfer and fluid flow effects [J]. Energy Conversion and Management, 2005, 46(13/14): 2053-2067.

[5] SHI Junye, GAO Tianyuan, LU Bingqing, et al. Researches on heat pump system using rotary compressor in electric vehicle [C]//Proceedings of the 2016 International Refrigeration and Air Conditioning Conference. USA: 2016.

[6] WANG Chichuan. System performance of R-1234yf refrigerant in air-conditioning and heat pump system - an overview of current status [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 73(2): 1412-1420.

[7] 刘业凤,王雨晴,唐丹萍. 新能源汽车CO<sub>2</sub>热泵空调系统仿真研究[J]. 农业装备与车辆工程, 2021, 59(12): 45-51. (LIU Yefeng, WANG Yuqing, TANG Danping. Simulation research on CO<sub>2</sub> heat pump air conditioning system of new energy vehicle [J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2021, 59(12): 45-51.)

[8] 陈凯胜. 电动汽车二氧化碳热泵空调制热性能及控制策略模拟研究[D]. 北京:北京理工大学, 2018. (CHEN Kaisheng. Research on simulation of carbon dioxide heat pump air conditioner heating performance and control strategy for electric vehicles [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2018.)

[9] WANG Yufeng, WANG Dandong, YU Binbin, et al. Experimental and numerical investigation of a CO<sub>2</sub> heat pump system for electrical vehicle with series gas cooler configuration [J]. International Journal of Refrigeration,

- 2019, 100: 156–166.
- [10] FREDERICK H, ROHLES J R. Temperature & temperment - a psychologist looks at comfort [J]. ASHRAE Journal, 2007, 49(2):14–22.
- [11] FANGER P O. Assessment of man's thermal comfort in practice[J]. British Journal of Industrial Medicine, 1973, 30(4): 313–324.
- [12] Ergonomics of the thermal environment - analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort: ISO 7730—1994 [S]. Geneva: International Organization for Standardization, 1994.
- [13] INGERSOLL J G, KALMAN T G, MAXWELL L M, et al. Automobile passenger compartment thermal comfort model—part II: human thermal comfort calculation [J]. SAE transactions, 1992, 101:243–253.
- [14] MOON J H, LEE J W, JEONG C H, et al. Thermal comfort analysis in a passenger compartment considering the solar radiation effect [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2016, 107: 77–88.
- [15] KARTHICK L, SHANMUGASUNDARAM A, JAGADISH C A, et al. Numerical analysis of Modified tooth in Spur Gear for increasing the performance using fool proofing technology[J]. Materials Today: Proceedings, 2021, 4: 285.
- [16] BAYRAKTAR I. Computational simulation methods for vehicle thermal management [J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 36: 325–329.
- [17] LU Pengyu, GAO Qing, WANG Yan. The simulation methods based on 1D/3D collaborative computing for the vehicle integrated thermal management [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 104: 42–53.
- [18] FANG Jianmin, YIN Xiang, WANG Anci, et al. Cooling performance enhancement for the automobile transcritical CO<sub>2</sub> air conditioning system with various internal heat exchanger effectiveness[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 196: 117274.
- [19] 孙一宁. 车辆HVAC热环境舒适性评价及其分析方法[D]. 长春: 吉林大学, 2012. (SUN Yining. Evaluation and analysis of thermal comfort on vehicle HVAC [D]. Changchun: Jilin University, 2012.)
- [20] ENESCU D. A review of thermal comfort models and indicators for indoor environments [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 79: 1353–1379.
- [21] CRAWSHAW L I, NADEL E R, STOLWIJK J A, et al. Effect of local cooling on sweating rate and cold sensation [J]. Pflugers Archiv: European Journal of Physiology, 1975, 354(1): 19–27.

#### 通信作者简介

殷翔,男,副教授,西安交通大学能源与动力工程学院,15109214408,E-mail: xiangyin@mail.xjtu.edu.cn。研究方向:跨临界CO<sub>2</sub>制冷制热技术、车辆热泵空调及热管理技术。

#### About the corresponding author

Yin Xiang, male, associate professor, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, 86-15109214408, E-mail: xiangyin@mail.xjtu.edu.cn. Research fields: transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration technology, vehicle heat pump air conditioning and thermal management technology.

(上接第56页)

- [24] 陈斯. 农村户用分布式太阳能光伏智能用电系统的研究[D]. 济南: 山东建筑大学, 2021. (CHEN Si. Research on distributed solar photovoltaic intelligent electricity system for rural households [D]. Jinan: Shandong Jianzhu University, 2021).
- [25] 综合能耗计算通则: GB/T 2589—2020[S]. 北京: 中国标准出版社, 2020. (General rules for calculation of the comprehensive energy consumption: GB/T 2589—2020 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2020.)

#### 通信作者简介

刘俊红,女,副教授,山东建筑大学热能工程学院,13791062800,E-mail: ljhruby@sdjzu.edu.cn。研究方向:制冷空调,建筑节能。

#### About the corresponding author

Liu Junhong, female, associate professor, School of Thermal Energy Engineering, Shandong Jianzhu University, 86-13791062800,E-mail: ljhruby@sdjzu.edu.cn. Research fields: refrigeration and air conditioning, building energy-saving technology.