

基于废热循环利用的电动汽车分布式多热源梯级制热策略

丁鹏^{1,2}, 张美娟^{1,2*}, 张鹏博¹, 李萌¹, 喻春明¹

1. 无锡职业技术学院, 无锡 214121

2. 江苏省新能源汽车电池节能与安全工程研究中心, 无锡 214121

摘要 为减少电动汽车暖风系统耗能, 设计了基于废热循环利用的电动汽车多热源分布式梯级供暖系统。分析了车厢热负荷, 为探讨多热源制热次序与制热量, 建立了动力电池、驱动电机及控制器的放热模型, 并用 ANSYS 进行仿真分析, 探讨了其放热规律。进一步考虑驾乘人员放热量对车内温度的影响, 设计了热释电红外技术检测驾乘人员数量, 以预估驾乘人员的放热量。在此基础上建立了多热源制热量之间的函数关系, 设计了分布式多热源梯级协同制热方法, 该方法能够根据热源放热规律、环境温度及驾乘人员数量适时选择最优制热方式。开展了暖风空调系统的低温试验, 结果表明, 在环境温度-22℃、试验工况运行 2 h 后, 与传统电动汽车暖风相比, 分别节能 31.1% 和 63.6%, 验证了所提方法的优越性。

关键词 电动汽车; 暖风系统; 废热循环; 梯级控制

在“双碳”目标指引下, 中国的经济结构和社会运转方式正在发生重大调整和深刻变革。发展新能源汽车是实现“双碳”目标的重要途径之一^[1-2]。受制于目前电池技术, 新能源汽车充电时间长、续航里程低的缺陷将在一段时间内成为其发展的瓶颈^[3-4]。暖风系统作为新能源汽车大功率耗能部件, 严重削弱了新能源汽车的低温续航里程, 并影

响了驾乘人员的用车体验, 一定程度上阻碍了新能源汽车的推广与普及^[5]。

至今, 已有很多关于新能源汽车暖风系统的研究, 并通过多种不同方式实施。高压正温度系数热敏电阻 (positive temperature coefficient, PTC) 加热器结构简单、响应迅速, 已被单独或与热泵系统联合用于电动汽车舱室加热^[6-8]。Kang 等^[9]设计了轻

收稿日期: 2023-10-23; 修回日期: 2024-05-13

基金项目: 江苏省高校“青蓝工程”项目; 江苏省产学研合作项目 (BY20230151)

作者简介: 丁鹏, 副教授, 研究方向为新能源汽车整车热管理技术, 电子信箱: 907245182@qq.com; 张美娟 (通信作者), 教授, 研究方向为汽车电子控制技术, 电子信箱: zhangmeijuan@wxit.edu.cn

引用格式: 丁鹏, 张美娟, 张鹏博, 等. 基于废热循环利用的电动汽车分布式多热源梯级制热策略[J]. 科技导报, 2024, 42(24): 58-69;

doi: 10.3981/j.issn.1000-7857.2023.10.01523

型 PTC 加热器来延长电动汽车的续航里程。但是 PTC 效率较低,使电动汽车冬季行驶里程减少 20%~60%^[10]。空气源热泵技术以其高效、环保、低成本、易于优化等特点,为解决这一问题提供了有效途径^[11-12]。然而,传统的直接热泵空调在低温气候下存在严重的结霜问题,降低了 30%~60% 的供热能力和性能系数。该装置甚至可能因霜冻而关闭,使车辆在寒冷地区无法使用^[13-14]。Steiner 等^[15]建立了以 CO₂ 为工质的可逆制冷加热系统,并对电动汽车的逆循环除霜过程进行了测试。Wang 等^[16]研究了寒冷天气下 CO₂ 热泵的性能特征。Ma 等^[17]设计了一种新型的闪蒸罐与涡旋压缩机耦合的热泵系统,计算结果表明,2 种系统在低温工况下有效提高了供热能力。Yang 等^[18]研究表明,在电动汽车中采用热泵供暖可使整车能耗降低 16.4%。

其他方法也被应用于减少供热系统中的热能损失。Penning 等^[19]利用综合系统模型评估了玻璃性能对舱内太阳能加热和电动汽车续航里程的影响。Torregrosa-Jaime 等^[20]设计并分析了一种商用紧凑型百叶翅片平板管换热器,成功降低了空调能耗。Li 等^[21]为提高电动汽车冬季换热能力和换热效率,设计了一种新型微通道出口换热器。Colmenar-Santos 等^[22]利用燃料电池的冷却余热作为电动汽车的热源,从而节约电池能源。Guo 等^[23]对空调电气控制系统和控制算法进行了优化,从而提高了空调的有效性,延长了电动汽车的续航里程。Ding 等^[24]构建了多个电热源进行暖风加热,有效地节约了能源。Yu 等^[25]研究了一种基于太阳能和空气源的热泵供暖系统,为电动汽车节能减排提供了新的途径。然而,上述方法在电动汽车中仍然消耗动力电池能量,使续航里程降低 33%~50%^[26],阻碍了电动公交车的发展^[27]。

本研究提出一种面向电动汽车的分布式多热源分段协同梯级采暖系统。

1 空调热源分析

计算新能源汽车客舱热负荷为空调部件的匹配和送风量的确定提供了依据。在多热源加热方

法中,驱动电机和动力电池冷却水放热量的计算是确定控制方式的关键。

1.1 车厢热负荷建模与分析

汽车受环境影响,车厢内热交换存在放热和吸热两种情况。影响放热和吸热的随机因素很多,在进行热量分析时,仅考虑对车厢热负荷影响较大的部分:吸热主要包括太阳透过车体的辐射热量,放热是指室内外温差通过车体传导的热量。

太阳光透过车体的辐射热量包括玻璃的辐射热量、车顶的辐射热量以及车侧围的辐射热量,忽略车地板的太阳光辐射热量,透过整车玻璃的阳光辐射热量为^[28]

$$Q_1 = S_1 (I_r + I_d + I_s) \left(\varepsilon_1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_0} \rho_g \right) \quad (1)$$

式中, S_1 为整车玻璃的辐射面积; ε_1 为透射系数(汽车玻璃); ρ_g 为玻璃吸收系数; α_0 为车外热交换系数; α_1 为车内热交换系数; $I_r+I_d+I_s$ 为太阳总辐射强度。

太阳对整车的辐射热量为

$$Q_i = K_i S_i (I_r + I_d + I_s) \quad (2)$$

式中, K_i 为车辆表面的吸收系数; S_i 为辐射面积, $i=2,3$ 分别表示车顶和侧围的太阳辐射热量。

通过室内外温差传导的热量包括:通过玻璃的传导热量、通过侧围的传导热量、通过车顶的传导热量以及通过地板的传导热量。由于组成车体材料与结构不同,分别计算车侧围、车顶、车地板及玻璃的传导热量为

$$Q_j = \gamma_j S_j (T_{in} - T_{out}) \quad (3)$$

式中, Q_j 为室内外温差传导的热量; γ_j 为车辆各部分的传热系数; S_j 为对应车体的传热面积; $j=4,5,6,7$ 分别表示玻璃的温差传热、车顶的温差传热、侧围的温差传热及地板的温差传热面积, T_{in} 为车室内温度, T_{out} 为车外环境温度。

驾乘人员的放热也是影响车厢温度的重要因素。驾乘人员放热量为^[29]

$$Q_8 = Q_d + N Q_C \zeta \quad (4)$$

式中, Q_8 为驾乘人员的放热总量, Q_d 为驾驶员散热量(取 168 W), N 为乘员数量, ζ 为集群数(取

0.89), 乘员散热量为 Q_c (取 108 W)^[30-31]。

照明及用电设备所放的热量用 Q_o 表示, 一般取值为 200 W ^[32]。

1.2 动力电池冷却与加热

锂电池工作过程中会产生热量, 增加电池的内部温度, 从而降低电池的性能和寿命^[33]。因此, 电

池的适当冷却是必要的。电池冷却通常使用2种模式: 风冷和液冷^[34]。液冷模式不仅提高了冷却效率和电池可靠性, 产生的废热还可以用作加热和空调的热源。图1展示了电池液冷和加热一体集成模型。

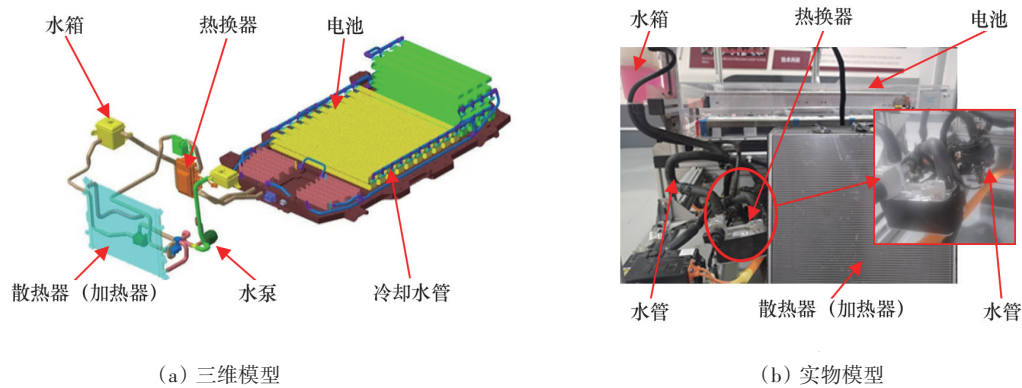


图1 电池液冷和加热一体集成模型

对于汽车暖风, 适用总体生热法, 无需分析单体电池生热。因此, 可用 Bernardi 公式^[35]计算电池生热量。电池理论上的生热量, 并不能完全被冷却液带走, 故需对 Bernardi 公式进行针对暖风系统的改进, 改进后为

$$Q_c = I_e \mu \left[(E_0 - E) + T \frac{dE_0}{dT} \right] = \mu I_e^2 R + \mu I_e T \frac{dE_0}{dT} \quad (5)$$

式中, Q_c 为电池液冷的总体余热量, I_e 为电池内部放电电流, μ 为电池散热与热传导系数, E_0 为电池开路状态端电压, E 为电池外电路两端电压, R 为模

组内阻, T 为电池模组内部温度, dE_0/dT 为影响电池内部温度的系数。 $I_e T (dE_0/dT)$ 为化学反应可逆熵变的生热量, 这部分热量较少, 对汽车暖风系统可忽略不计^[36]。

汽车暖风获取电池与电机冷却余热还需要考虑低温下自身状态。相关试验研究^[37]表明, 动力锂电池的最佳工作温度范围为 $10 \sim 35^\circ\text{C}$ 。低温环境下, 需对动力电池进行加热, 以改善锂电池的工作性能。图2为中国轻型汽车行驶工况 (China light-duty vehicle test cycle-passenger car, CLTC-P) 下电

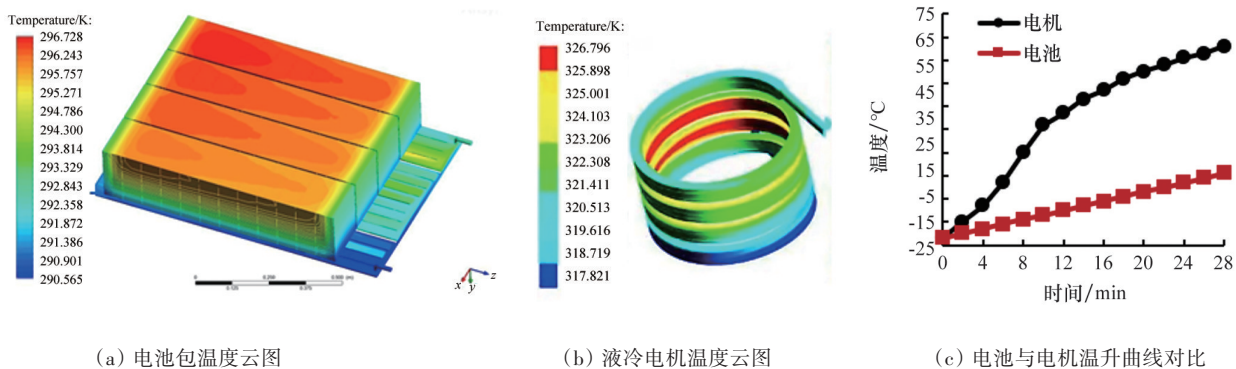
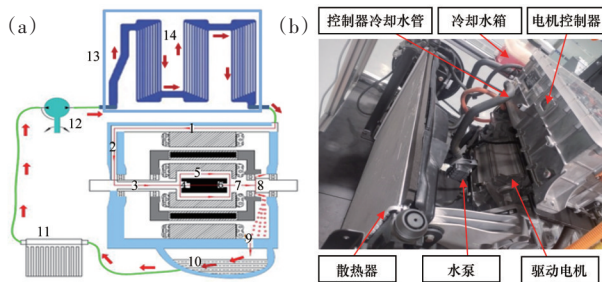


图2 动力电池与电机热模型及温升曲线

池与电机温度云图以及电池、电机的温升曲线。

1.3 电机及控制器液冷余热

新能源汽车驱动电机和电机控制器有液冷和风冷2种方式,随着用电部件功率的增加,风冷很难满足冷却系统的要求。液冷系统由于散热能力强、结构紧凑,在新能源汽车中得到了广泛的应用^[38]。因此,选用电机和控制器一体式液冷散热作为研究对象。图3为新能源汽车电机及电机控制器液冷结构示意图及对应实物图。



1—定子机座通路;2—左端盖通路;3—输入轴左通路;4—支架入孔;5—支架通路;6—支架出孔;7—输出轴通孔;8—输入轴右通路;9—水箱入孔;10—液体箱;11—空调散热器;12—水泵;13—电机控制器;14—控制器内部通道

图3 电机及控制水冷模型(a)与实物(b)

冷却液在电动泵驱动下依次流入电机控制器、电机定子机座通路、左端盖通路、输入轴左通路、支架入孔、支架通路、支架出孔、输出轴通孔、输入轴右通路,流入散热器,形成一个工作循环。冷却液在线路循环中带走电机控制器和驱动电机的余热。在计算电机控制器和驱动电机的余热时,测定图3中散热器进出口冷却液温度以及冷却液质量流量,则电机和控制器的液冷热量为

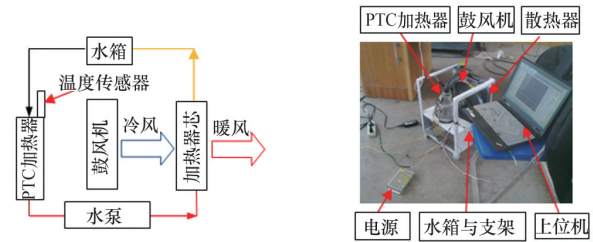
$$Q_m = C_p q_m (T_{m(in)} - T_{m(out)}) \quad (6)$$

式中, Q_m 为电机和控制器的液冷热量; C_p 为冷却液比热容; q_m 为冷却液质量流量; $T_{m(in)}$ 为散热器进液口温度, $T_{m(out)}$ 为散热器出液口温度。

1.4 PTC制热

PTC热敏电阻加热系统主要由以下部件组成:PTC加热电阻线、循环防冻液、温度传感器、电动泵、鼓风机和控制系统。当防冻液进入PTC加热器

时,温度会随着防冻液流入蒸发器而升高。循环的防冻液在电动泵的驱动下通过PTC加热器,被双电阻线加热,从而提高其温度。在蒸发器中,鼓风机排出高温防冻液中的热量,并加热舱室。该系统利用风扇促进气流通过蒸发器,实现强制对流以实现有效的热交换。图4为暖风系统的示意。



(a) PTC加热循环示意

(b) PTC加热系统实物

图4 PTC暖风加热系统

在加热器正常工作条件下,空调电脑模块实时检测加热器电压与温度信号,每0.1 s对温度进行一次比例-积分-微分(proportional-integral-derivative, PID)控制,暖风机传递热量为

$$\begin{aligned} Q_p &= K \cdot A \left[(T_1 + T_2) / 2 - T_{out} \right] \\ &= \sum_t^n \frac{U^2}{R} \Delta t - C_p \cdot \rho \cdot V (T_2 - T_1) \end{aligned} \quad (7)$$

式中, Q_p 为双模电加热系统中暖风机传热量, ρ 为防冻液密度, V 为加热器中防冻液的体积; T_2 为当前采集温度, T_1 为上次采集温度; U 为加热器两端电压, t 为间隔时间, n 为占空比; K 为暖风机传热系数, A 为传热面积。

2 分布式多热源梯级制热策略

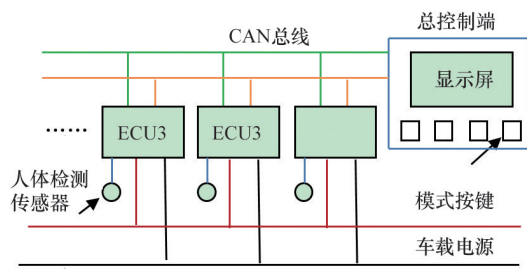
根据对车厢热量的建模和计算,结合对电机控制器和电机冷却余热、动力电池冷却余热以及双模电加热系统放热量和放热特点的分析,设计了暖风空调的多阶段制热模式。

第1阶段为中温制暖模式,对应环境温度范围为 $> 10 \sim 24^\circ\text{C}$ 。此阶段车厢主要依靠太阳辐射热量、驾乘人员本身的放热量、汽车电器放热量以及电机和电机控制器的冷却余热进行制热。在此工

况下,车厢制热量则取决于驾乘人员放热量、电机和控制器余热制热量。驾乘人员的放热量取决于驾乘人员的数量,故需要采集乘员数量。在每个座椅的上方安装电压型热释电红外传感器监测人员数量。设计时采用的乘光F系列电压型热释电红外传感器可将客车乘客区人体微小动作引起的环境温度的变化转变为电压信号,且传感器输出电压正比于目标辐射与环境温度之差,即

$$U_1 = K_1 \phi (\lambda_1 T_w^4 - \lambda_2 T_m^4) \quad (8)$$

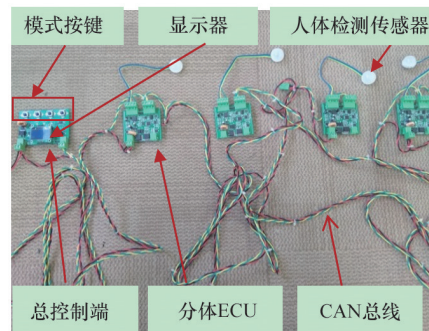
式中, U_1 为传感器输出电压, K_1 为乘员表面发射率,



(a) 传感器检测乘员数原理

ϕ 为斯蒂芬-玻尔兹曼常数, λ_1 为被测乘员的辐射率, λ_2 为传感器调制盘的辐射率, T_w 为被测乘员的温度。

单片机读取传感器的输出电压信号即可判断各座位有无乘客。将汽车内部空间划分为若干区域,各区域由对应的分体控制器分别采集电压信号,各控制器(electronic control unit, ECU)将检测数据通过控制器局域网总线(controller area network, CAN)传送至总控制端,经计算后实现整车乘员数量检测,检测原理及实物如图5。



(b) 传感器检测乘员数实物

图5 热释电红外传感器检测乘员数量

电机和控制器余热制热量与乘客数量成反比,乘客数量多,由乘客释放的总体热量就多,则电机和控制器需要制热量少,反之电机及其控制器余热制热量则会增加。根据中温阶段温度范围,结合热源计算与分析,电机及控制器制热量 z_1 与乘员数量 N 之间的函数关系为

$$z_1 + 0.1N - 5.6 = 0 \quad (9)$$

式中, z_1 为电机和电机控制器余热制热量。根据 q_1 数值,空调电脑模块控制鼓风机的脉冲宽度调制(pulse width modulation, PWM)信号,实现此阶段制热量与温度的精确控制。

第2阶段为中低温控制阶段,对应环境温度范围为 $>-5 \sim 10^\circ\text{C}$ 。该阶段制热量需求较多,电机及控制器余热制热量已不能满足整车制暖的需求,锂电池介入制热。但该温度范围超出动力电池正常工作范围,电池本身需要余热,以提高锂电池的性能指标。由图3可知,锂电池内部温度从 -4°C 升至

正常工作温度 20°C 需要7 min 预热时间,在预热阶段锂电池不对外供热。为满足乘员舒适性要求,需启用双模电加热系统。此时电加热和电机及控制器余热共同制热。为了节能,双模电加热系统切换至单电热丝加热模式,设其传热量为 z_3 ,与电机及控制器传热 z_1 和 N 之间的函数关系为

$$z_3 + z_1 + 0.1N - 9.6 = 0 \quad (10)$$

锂电池预热完成后,其对外放电时间增加,内部热量聚集,温度上升较快。当电池内部温度达到 20°C 时,电池液冷系统介入工作,并通过鼓风机将液冷余热送入车厢内部用于制暖。为了节约电池能量,双模电加热系统停止工作,替换为电池液冷余热加热。电池余热传热 z_2 取决于电机及控制器余热制热量 z_1 及乘员数 N ,三者之间的函数为

$$z_2 + z_1 + 0.1N - 9.6 = 0 \quad (11)$$

由式(10)和式(11)所述可知,中低温段制热量可表示为

$$\begin{cases} z_2 + z_1 + 0.1N - 9.6 = 0 & (T \geq 20^\circ\text{C}) \\ z_3 + z_1 + 0.1N - 9.6 = 0 & (T < 20^\circ\text{C}) \end{cases} \quad (12)$$

式中, T 为电池内部温度。

第3阶段为低温控制模式, 对应环境温度范围为 $>-22 \sim -5^\circ\text{C}$, 该阶段制热量的需求巨大, 电机及控制器控制余热制热量取最大值 $z_{1\max}$ 。当锂电池内部温度小于 20°C , 锂电池不对暖风系统供热, 此时由电机及控制器余热、双模电加热系统共同制热。单电热丝加热模式切换至双电热丝加热模式, 其耗电量与第2阶段相比大幅度增加。该阶段制热可表示为

$$z_3 + z_{1\max} + 0.1N - 12.5 = 0 \quad (13)$$

由图3可知, 锂电池内部经过 12 min 预加热时间, 温度从 -22°C 上升至 20°C , 电池此时方可对外供热。锂电余热向暖风系统提供热量后, 双模电加热系统可减少相同制热量, 以节约电池能量, 此外, 节约的能量还会随锂电池余热制热量的变化而变化。锂电池余热传热量也处于最大制热量状态, 该阶段制热量为

$$z_3 + 0.1N + z_{1\max} + z_2 - 12.5 = 0 \quad (14)$$

由式(13)和式(14)可知, 低温控制阶段, 车厢制热量为

$$\begin{cases} z_3 + z_2 + z_{1\max} + 0.1N - 12.5 = 0 & (T \geq 20^\circ\text{C}) \\ z_3 + z_{1\max} + 0.1N - 12.5 = 0 & (T < 20^\circ\text{C}) \end{cases} \quad (15)$$

式中, $z_{2\max}$ 为电池余热供热量的最大值。

第4阶段为超低温控制模式和极速控制模式, 此阶段适用于环境温度 $\leq -22^\circ\text{C}$ 或驾驶员强制控制快速供暖, 在此阶段电机及控制器的余热传热量、锂电池余热传热量及双模电加热传热量均达到最

大值, 该阶段制热量为

$$\begin{cases} z_{3\max} + z_{2\max} + z_{1\max} + 0.1N - 12.5 = 0 & (T \geq 20^\circ\text{C}) \\ z_{3\max} + z_{1\max} + 0.1N - 12.5 = 0 & (T < 20^\circ\text{C}) \end{cases} \quad (16)$$

式中, $z_{3\max}$ 为电加热系统供热量的最大值。

根据上述4阶段多种热源制热量之间的函数关系, 确定多热源分段暖风系统的控制方法表示为

$$f(u_i) = \begin{cases} u_1 & (10^\circ\text{C} \leq T_{\text{out}} \leq 25^\circ\text{C}) \\ u_1 + u_2 & (-5^\circ\text{C} \leq T_{\text{out}} < 10^\circ\text{C}, T \geq 20^\circ\text{C}) \\ u_1 + u_3 & (-5^\circ\text{C} \leq T_{\text{out}} < 10^\circ\text{C}, T < 20^\circ\text{C}) \\ u_{1(\max)} + u_2 + u_3 & (-22^\circ\text{C} \leq T_{\text{out}} < -5^\circ\text{C}, T \geq 20^\circ\text{C}) \\ u_{1(\max)} + u_{3(\max)} & (-22^\circ\text{C} \leq T_{\text{out}} < -5^\circ\text{C}, T < 20^\circ\text{C}) \\ u_{1(\max)} + u_{2(\max)} + u_{3(\max)} & (T_{\text{out}} < -22^\circ\text{C}, T \geq 20^\circ\text{C}) \\ u_{1(\max)} + u_{3(\max)} & (T_{\text{out}} < -22^\circ\text{C}, T < 20^\circ\text{C}) \end{cases} \quad (17)$$

式中, $f(u_i)$ 为控制函数, u_1, u_2, u_3 分别为电机余热控制信号、电池余热控制信号及双模电制热控制信号。 $u_{1(\max)}, u_{2(\max)}, u_{3(\max)}$ 分别是 u_1, u_2, u_3 对应的最大值。

3 试验与讨论

为验证分布式多热源梯级制热方法的制热效果, 探索车内各点温升规律, 将暖风系统应用于 KLQ6826 电动改装车型进行温升试验, 改制后参数如表1所示。

试验条件: 将车置放冷库 3 h, 测量汽车驾乘室内温度降至 -22°C 。汽车行驶中带走热量由风机模拟, 对应车速为 20 m/s。受天气、车体方位、地形地貌、日照时间等因素影响, 太阳光辐射强度持续改

表1 试验相关参数

类目	项目参数		
车身尺寸	长 8.25 m	宽 2.45 m	高 3.36 m
电机参数	额定功率 120 kW	峰值功率 180 kW	额定电流 250 A
电池参数	电池容量 188 A·h	电池类型: 三元锂	工作电压 594 V
PTC 参数	额定功率 21×2 kW	工作温度 $-40 \sim 125^\circ\text{C}$	类型: 液体加热
玻璃参数	面积 32.6 m ²	传热系数 0.00600	太阳辐射强度 0.12 kW/m ²
车侧参数	面积 40.8 m ²	传热系数 0.00058	太阳辐射强度 0.12 kW/m ²
车顶参数	面积 20.1 m ²	传热系数 0.00058	太阳辐射强度 0.12 kW/m ²
底板参数	面积 20.1 m ²	传热系数 0.00470	—

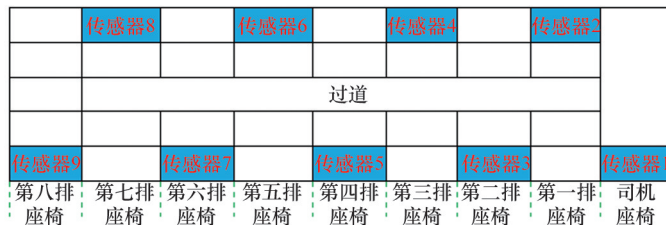
变,无规律可循,在模拟太阳光辐射强度时,采用全国主要城市1月份平均太阳辐射强度为参考值,相对湿度为45%。试验设备所用型号、工作范围及误差如表2所示。

表2 试验设备参数

类目	型号	工作范围	精度
冷库	ECB5060	-40 ~ 50°C	±1°C
温度传感器	XY-T01	-50 ~ 110°C	±1°C
风机	HF-300	0.2 ~ 30.0 m/s	≤1%
湿度传感器	SHT75	0 ~ 100%	±1.8%
测功机	HYCG-130LD41	0 ~ 130 km/h	±0.2 km/h ²
阳光模拟器	SUN4K	70 ~ 1100 W/m ²	≤2%



(a) 实车冷库低温试验



(b) 传感器位置

图6 整车低温试验

(热源)位于中后部位置,因此汽车前部区域的升温速度较慢。

图8为车辆中部区域温度变化情况。第5排座椅附近的温度在5 min内迅速上升。稍后,PTC加热停止,温度增加缓慢。第4排座椅温度最初缓慢上升,当电机的余热开始对外供暖,则温度迅速上升,25 min后达到22°C。第3排座椅的温度上升模式最初跟随第4排,但后来由于电机加热的影响而加速。

图9为车辆后部区域温度变化情况。在最初5 min,第7排座椅的温度上升最快,因为离PTC出风口最近。当PTC停止加热时,该区域的温度上升变得非常缓慢。第6排和第8排的座椅位置呈现出类似的初始快速升温后缓慢升温的规律。

图10比较了传统供暖(PTC供暖)、多热源梯级供暖和新能源汽车热泵空调的能耗,显示出传统PTC加热系统消耗的能量最高,热泵空调的能耗约

试验过程:整车电器打开,模拟乘客数量为总座位数的1/2,模拟车速保持在60 km/h(底盘测功机完成)。暖风开关调至最大加热档位,打开空调内循环,每隔1 min分别记录图6(b)处标记位置的温度。实车冷库低温试验如图6(a)所示。

对测试结果进行分析,以揭示加热过程中车辆各个区域的温度分布规律。车辆前部区域的温度变化如图7~图10。第1、2排和驾驶员座椅处的温度随着与热源距离的远近而有规律地变化(图7)。离热源越近,温度上升得越快。反之,则越慢。3个位置都能在30 min内达到23°C。由于加热装置

为PTC供暖方式的50%。在供暖开始时,多热源梯级暖风系统采用PTC供暖,导致能耗较高。然而,随着废热的使用,PTC停止工作,功耗迅速降低。最终显示,多热源供暖系统能耗最低,约占热泵空调供暖能耗的65.5%。

图11~图14为车辆测试第3阶段的温升情况。图11为第3阶段试验期间车辆前部区域的温升情况。在前10 min,车辆使用PTC加热作为暖风。距离PTC出风口近的区域温度上升快。随后,由于电池的余热加热,驾驶员座位的温度迅速上升,并首先达到所需的温度。受电池余热的影响,第1排座位的温升开始加速,超过第2排的温升速率。

图12显示了第3阶段试验时车辆中心区域的温升情况。最初,中心区域受到来自第7排PTC加热的影响,遵循与前部区域相似的升温规律。当电机余热的温度升高,第4排座位的温度开始迅速上升,首先达到预定的温度。

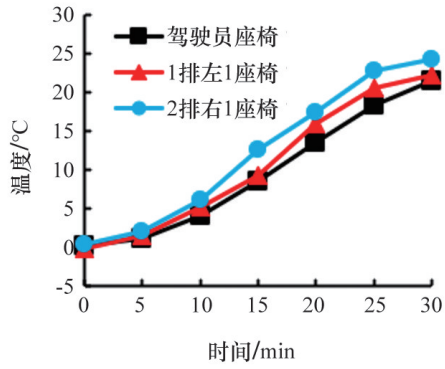


图7 车辆前部区域检测点温升曲线(阶段2)

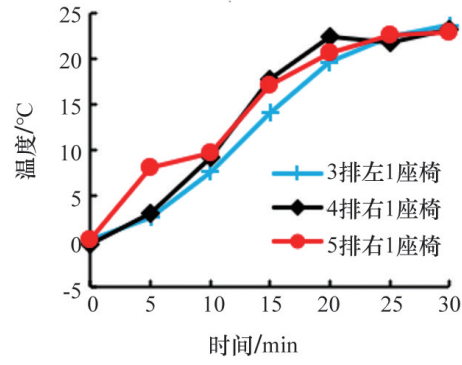


图8 车辆中部区域检测点温升曲线(阶段2)

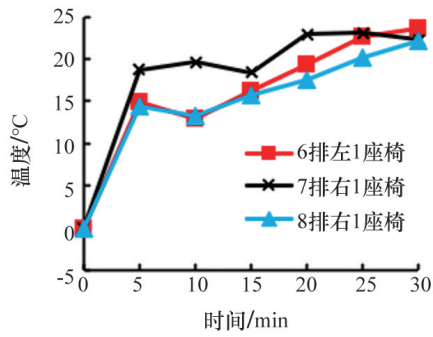


图9 车辆后部区域检测点温升曲线(阶段2)

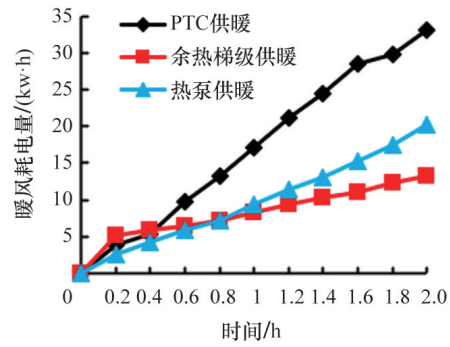


图10 第2阶段暖风加热耗能对比

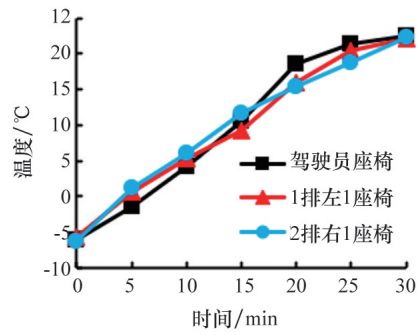


图11 车辆前部区域检测点温升曲线(阶段3)

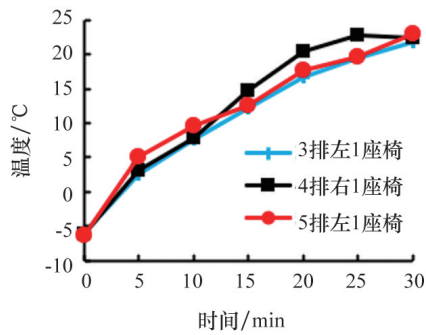


图12 车辆中部区域检测点温升曲线(阶段3)

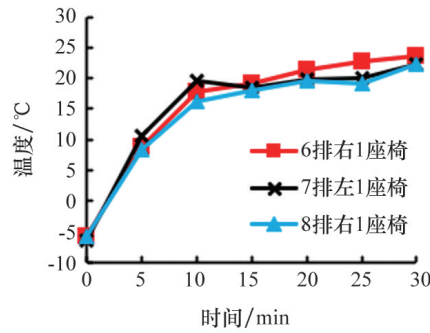


图13 车辆后部区域检测点温升曲线(阶段3)

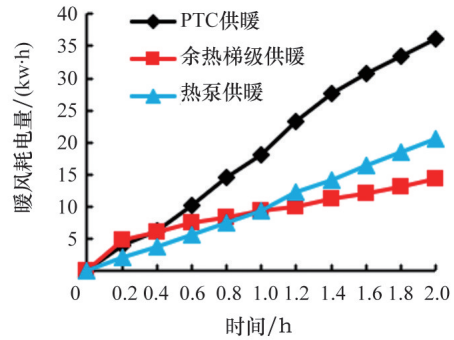


图14 第3阶段暖风加热耗能对比

图 13 为第 3 阶段试验时车辆后部区域的温升情况。由于后轮区域采用 PTC 加热, 整体温度上升较快。随着 PTC 停止工作, 温度上升的速度逐渐降低。最后, 受蓄电池和电机的余热影响, 温度上升缓慢。

图 14 对比了第 3 阶段传统 PTC 采暖、热泵空调采暖和多热源采暖的能耗, 结果显示, 传统 PTC 供暖系统能耗最高。热泵供暖的耗电量 20.6 kW·h, 约为传统采暖的 50%。多热源梯级供暖系统最初采用 PTC 加热, 能耗较高; 当 PTC 停止加热, 电池和电机的废热被用于加热, 能源消耗迅速下降。2 h 后, 多热源采暖的能耗为 14.4 kW·h, 约为热泵空调供暖能耗的 70%。

图 15~图 18 为第 4 阶段试验各区域的温升曲线。在车辆前部区域(图 15), 受 PTC 加热影响较小, 在前 10 min 内温度上升缓慢。当电池余热开始加热, 驾驶员座位处温度迅速上升, 紧邻第 1、2 排座椅温度也加速上升。由于第 1 排座位靠近电

池废热出口, 故该排座位的温度上升速率高于第 2 排座位。

第 4 阶段在车辆中部区域(图 16), 在前 10 min, 第 3、4、5 排座椅与 PTC 热源(位于第 7 排座椅)之间的距离依次减少, 温度逐渐上升, 但其上升速率降低。当电机的余热开始加热车辆, 第 4 排的温度迅速上升, 表明该区域在开始加热时受 PTC 影响大, 后期则受电机余热的影响大。

图 17 描绘了车辆后部区域的温升。在初始阶段, 第 7 排座位的 PTC 加热系统产生明显的热量, 导致第 6 排和第 8 排座位的温度迅速升高。之后, 由于 PTC 间歇运行, 温升速率逐渐降低。后排区域的座椅距离电池和电机通风口相对较远, 温度受影响相对较小, 因此温度上升缓慢。但是, 所有阀座都可以在规定的时间内达到所需的温度。

图 18 对比了第 4 阶段传统 PTC 采暖、热泵空调采暖和多热源采暖的能耗, 结果显示传统的 PTC 加热系统能耗最高。热泵空调消耗的能量大约是传

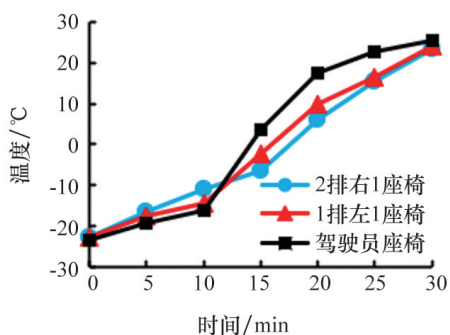


图 15 车辆前部区域检测点温升曲线(阶段4)

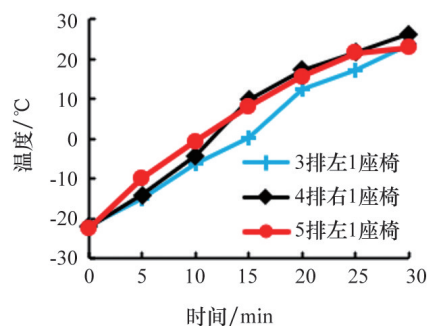


图 16 车辆中部区域检测点温升曲线(阶段4)

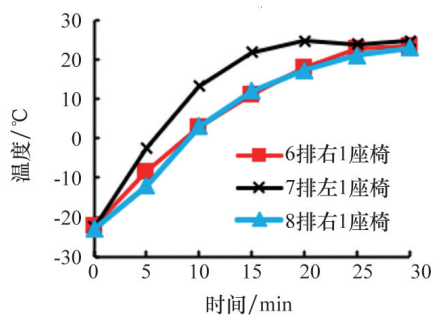


图 17 车辆后部区域检测点温升曲线(阶段4)

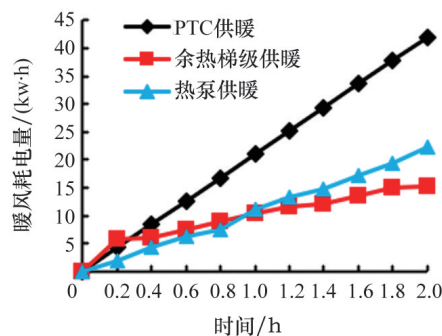


图 18 第4阶段暖风加热耗能对比

统采暖的50%。多热源供暖系统能耗约为热泵空调系统能耗的68.8%。结果表明,基于余热回收的分布式多热源混合供暖系统节能与制热效果均达到了预期目标。

4 结论

从热负荷计算、电动汽车关键部件放热特性分析、低温实验等方面,研究了一种基于废热循环利用的电动汽车分布式多热源梯级制热方法,得出以下结论。

1) 将电池和电机冷却余热用于新能源汽车供暖系统,建立了不同温度下的分布式多热源梯级制热策略,试验结果表明,该策略能够快速提升车辆各区域温度,且各温度点的升温速率呈规则分布,表明了控制方法的可行性。

2) 开发的多热源分段协同采暖空调系统可有效降低暖风能耗。试验工况下,在不同温度阶段均表现出良好的节能和采暖性能。与热泵空调和PTC采暖相比,本研究提出的方法在-22℃下、试验工况下运行2 h后,分别节能31.1%和63.6%,且环境温度越高节能效率越高。验证了该空调控制方法的优越性。

该方法能够根据环境温度,选择梯级式的余热利用,在达到制暖目标的同时,减少了能耗,为电动汽车暖风系统的设计提供了新的方向。但在极寒条件下,采用该方法PTC运行时间较长,仍会消耗大量的电能,后期将考虑采用热泵空调与废热利用相结合的方法,以提高电动汽车在极寒工况下的暖风耗能。

参考文献(References)

- [1] 魏一凡, 韩雪冰, 卢兰光, 等. 面向碳中和的新能源汽车与车网互动技术展望[J]. 汽车工程, 2022, 44(4): 449-464.
- [2] 杨世春, 周思达, 周新岸, 等. 动力电池云端管理关键技术研究综述[J]. 机械工程学报, 2023, 59(10): 134-151.
- [3] 王亚楠, 韩雪冰, 卢兰光, 等. 电动汽车动力电池研究展望: 智能电池、智能管理与智慧能源[J]. 汽车工程, 2022, 44(4): 617-637.
- [4] 武龙星, 庞辉, 晋佳敏, 等. 基于电化学模型的锂离子电池荷电状态估计方法综述[J]. 电工技术学报, 2022, 37(7): 1703-1725.
- [5] 王从飞, 曹锋, 李明佳, 等. 碳中和背景下新能源汽车热管理系统研究现状及发展趋势[J]. 科学通报, 2021, 66(32): 4112-4128.
- [6] Park S M, Kim S D, Chun S K J, et al. Development of intelligent-controlled high voltage PTC for eco-friendly EV [C]//In Proceedings of the Spring Conference of KSME. Seoul, Korea: Korea Society of Mathematical Education, 2011: 144-147.
- [7] Shin Y H, Sim S, Kim S C. Performance characteristics of a modularized and integrated PTC heating system for an electric vehicle[J]. Energies, 2015, 9(1): 18.
- [8] Kim K Y, Kim S C, Kim M S. Experimental studies on the heating performance of the PTC heater and heat pump combined system in fuel cells and electric vehicles [J]. International Journal of Automotive Technology, 2012, 13(6): 971-977.
- [9] Kang H S, Sim S, Shin Y H. A numerical study on the light-weight design of PTC heater for an electric vehicle heating system[J]. Energies, 2018, 11(5): 1276.
- [10] Lee J T, Kwon S, Lim Y, et al. Effect of air-conditioning on driving range of electric vehicle for various driving modes[J]. SAE Technical Paper, 2013, (12): 1-12.
- [11] Madani H. Heat pump systems: Market and technological trend, KTH[J]. Department of Energy Technology, 2015, 21(2): 267-275.
- [12] Nishimura T. "Heat pumps—Status and trends" in Asia and the Pacific[J]. International Journal of Refrigeration, 2002, 25(4): 405-413.
- [13] Liu J D, Sun Y Y, Wang W, et al. Performance evaluation of air source heat pump under unnecessary defrosting phenomena for nine typical cities in China[J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 74(5): 385-398.
- [14] Lee D. Experimental study on the heat pump system using R134a refrigerant for zero-emission vehicles[J]. International Journal of Automotive Technology, 2015, 16(6): 923-928.
- [15] Steiner A, Rieberer R. Parametric analysis of the defrost-

- ing process of a reversible heat pump system for electric vehicles[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 61(2): 393–400.
- [16] Wang D D, Yu B B, Hu J C, et al. Heating performance characteristics of CO₂ heat pump system for electrical vehicle in a cold climate[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018(85): 27–41.
- [17] Ma G, Zhao H. Performance prediction for heat pump system with flash tank coupled with scroll compressor[J]. *International Journal of Ambient Energy*, 2010, 31(3): 153–160.
- [18] Yang X L, Ma Z H, Yang L, et al. Thermal management system of electric vehicle based on heat pump[J]. *Central South University Science and Technology*, 2016, (47) 8: 2855–2863.
- [19] Penning A K, Weibel J A. Assessing the influence of glass properties on cabin solar heating and range of an electric vehicle using a comprehensive system model[J]. *Applied Energy*, 2023, 56(2): 336–339.
- [20] Torregrosa-Jaime B, Corberán J M, Payá J, et al. Thermal characterisation of compact heat exchangers for air heating and cooling in electric vehicles[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 115(3): 774–781.
- [21] Li K, Luo S X, Yu J, et al. An experimental investigation on frosting characteristics of a microchannel outdoor heat exchanger in an air conditioning heat pump system for electric vehicles[J]. *International Journal of Energy Research*, 2020, 44(9): 7807–7819.
- [22] Colmenar-Santos A, Alberdi-Jiménez L, Nasarre-Cortés L, et al. Residual heat use generated by a 12 kW fuel cell in an electric vehicle heating system[J]. *Energy*, 2014, 68(3): 182–190.
- [23] Guo S S, Xiong R, Wang K, et al. A novel echelon internal heating strategy of cold batteries for all-climate electric vehicles application[J]. *Applied Energy*, 2018, 219 (11): 256–263.
- [24] Ding P, Wang Z, Wang Y, et al. A distributed multiple-heat source staged heating method in an electric vehicle [J]. *Renewable Energy*, 2020, 150(3): 1010–1018.
- [25] Yu G Q, Qiang J. Research on the performance of solar and air-source heat pump combined heating systems[C]// *Proceedings of Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference*. Piscataway, NJ: IEEE, 2010: 1–4.
- [26] Jiang L, Wang R Z, Li J B, et al. Performance analysis on a novel sorption air conditioner for electric vehicles [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 156(1): 515–524.
- [27] Tete P R, Gupta M M, Joshi S S. Developments in battery thermal management systems for electric vehicles: A technical review[J]. *Journal of Energy Storage*, 2021, 35(2): 102255.
- [28] 龙恩深, 王勇. 空调汽车停-启时车内温变特性的理论分析与实验检验[J]. *重庆建筑大学学报*, 2003, 25(6): 83–88.
- [29] 丁鹏, 王忠, 葛如海, 等. 新能源汽车的多热源分段协同制热系统[J]. *汽车工程*, 2020, 42(3): 375–382.
- [30] 谷正气, 申红丽, 杨振东, 等. 汽车空调风道改进及对乘员热舒适性影响分析[J]. *重庆大学学报*, 2013, 36 (8): 91–96.
- [31] 李隽杰, 宋立涛, 隽春玲. 电动汽车空调与采暖系统的设计与参数匹配[J]. *汽车电器*, 2014(6): 4–8.
- [32] 刘斌, 杨昭, 朱能, 等. 舒适性与空调系统能耗研究[J]. *天津大学学报*, 2003, 36(4): 489–492.
- [33] 丁鹏, 王忠, 葛如海, 等. 新能源汽车暖风分段制热控制系统[J]. *汽车安全与节能学报*, 2017, 8(3): 303–309.
- [34] 罗玉涛, 罗卜尔思, 郎春艳. 锂离子动力电池组的直接接触液体冷却方法研究[J]. *汽车工程*, 2016, 38(7): 909–914.
- [35] Bernardi D, Pawlikowski E, Newman J. A general energy balance for battery systems[J]. *Journal of the Electrochemical Society*, 1985, 132(1): 5–12.
- [36] 刘存山, 张红伟. 汽车动力电池低温加热方法研究[J]. *电源技术*, 2015, 39(8): 1645–1647.
- [37] 李罡, 黄向东, 符兴锋, 等. 液冷动力电池低温加热系统设计研究[J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2017, 44 (2): 26–33.
- [38] 丁鹏, 邹晔, 张美娟, 等. 混合动力发动机与动力电池冷却余热双向循环预热[J]. *汽车安全与节能学报*, 2021, 12(1): 125–132.

Cascade heating strategy with multiple heat sources distributed based on waste heat recycling for electric vehicles

DING Peng^{1,2}, ZHANG Meijuan^{1,2*}, ZHANG Pengbo¹, LI Meng¹, YU Chunming¹

1. Wuxi Institute of Technology, Wuxi 214121, China

2. Jiangsu New Energy Vehicle Energy Saving and Safety Engineering Research Center, Wuxi 214121, China

Abstract To reduce the energy consumption of electric vehicle heating system, a cascade heating system with multiple heat sources distributed based on waste heat recycling was designed. Firstly, the thermal load of the carriage was analyzed and calculated, providing a basis for the selection and matching of heating components. To explore the heating sequence and heat production, a heat release model for the power battery, drive motor, and controller was built, and simulation analysis using ANSYS was conducted to explore heat release laws. Considering the impact of heat released by drivers and passengers on the temperature inside the vehicle, a pyroelectric infrared technology was designed to detect the number of drivers and passengers, in order to estimate their heat release. A cascade collaborative heating method with multiple heat sources distributed was designed, and the optimal heating method could be selected in a timely manner based on the heat release law of the heat sources, environmental temperature, and the number of drivers and passengers. Finally, low-temperature tests were conducted on the heating air system, and the results showed that after operating for 2 hours at an ambient temperature of -22°C , compared with traditional electric vehicle heating, the proposed method saved 31.1% and 63.6% energy, respectively, verifying its superiority.

Keywords electric vehicles; heating system; waste heat cycle; cascade control ●



(责任编辑 傅雪)