

基于热平衡的电动客车车厢能耗模型研究

白军明, 郑永贵, 刘 镇, 曹 浩

(比亚迪汽车工业有限公司, 广东 深圳 518118)

摘 要:针对电动客车热管理系统在节能和舒适性调节方面的不足,本文以某款城市客车为研究对象,构建了客车车厢能耗模型,用于预测车厢热载荷,为后续热管理系统的优化和乘客舒适性提供支持。通过热平衡法,系统分析了影响车厢能耗的主要因素,并建立了车外气象参数模型、围护结构及车窗传热模型、车内空气热平衡模型。在 MATLAB/Simulink 平台上进行建模与仿真,采用牛顿-拉弗森法求解热平衡方程,获得了不同时刻的车厢能耗数据和内壁面温度。研究结果不仅为空调系统设计提供了指导,也为车厢热舒适性研究及热管理系统优化控制奠定了理论基础。

关键词:电动客车; 车厢能耗模型; 热平衡法; 牛顿-拉弗森法

中图分类号:U469.7; TK124 **文献标志码:**A **DOI:**10.15917/j.cnki.1006-3331.2025.06.002

Research on Thermal Balance-based Energy Consumption Model for Electric Bus Cabins

BAI Junming, ZHENG Yonggui, LIU Zhen, CAO Hao

(BYD Automobile Industry Co., Ltd., Shenzhen 518118, China)

Abstract: To address the shortcomings of current thermal management systems in energy conservation and comfort regulation, this paper takes a specific city bus model as the research subject and develops a cabin energy consumption model. The model predicts the thermal load of the compartment to provide support for optimizing the thermal management system and thermal comfort. Through the thermal balance method, this paper systematically analyzes the key factors influencing the compartment's energy consumption and establishes external meteorological parameters models, enclosure structures and window heat transfer models, and the internal air thermal balance of the compartment models. The research employs MATLAB/Simulink for modeling and simulation and uses the Newton-Raphson method to solve the thermal balance equations, thereby obtaining compartment energy consumption data and interior wall surface temperatures at different times. The results not only guide air conditioning system design but also provide a theoretical foundation for future research on cabin thermal comfort regulation and optimization control of the thermal management system.

Key words: electric bus; cabin energy consumption model; thermal balance method; Newton-Raphson method

全球气候变暖已成为人类面临的重大挑战之一。在此背景下,节能减排成为全球共识。电动客车作为新能源交通工具,不仅在减少碳排放方面具有显著优势,同时也对能耗控制提出了更高要求。

为了有效延长电动客车的续航里程,需降低车辆在车厢空调方面的能耗。构建精确的能耗模型可为能耗优化提供依据,在确保乘客舒适性的同时最大限

度地减少能耗。近年来,关于电动客车能耗模型构建的研究取得了许多进展。诸多研究从不同角度出发,如最小单位里程能耗^[1]、挡位数设计^[2]、行驶工况^[3]和运行参数^[4]等对能耗影响的研究,为后续研究提供了宝贵的理论依据和数据支持;也有研究从整车能耗模型出发,分析各个参数对能耗的影响,以及各类能耗在总能耗中的分布情况^[5-6]。这些建模大多采用

收稿日期:2025-05-03。

第一作者:白军明(1978—),男,工程师,主要从事客车热管理研究工作。E-mail:bai.junming@byd.com。

了基于工程估计的构建方法^[7]。尽管这些研究在能耗模型构建方面取得了重要成果,但在基于精确车厢能耗模型的热管理系统研究方面仍存在不足,难以为车厢热舒适性研究提供有力的理论基础。

本文从车厢能耗的形成机理出发,综合考虑季节、天气、车外温湿度、风速、太阳辐射及车辆开门、开窗等多种环境因素,构建一个综合的车厢能耗模型。通过对各个子模型进行建模计算,得到逐时的车厢能耗结果。该研究不仅可为电动客车的空调系统设计提供依据,还可为后续车厢热舒适性研究提供参考。

1 客车车厢能耗模型

本文以某城市客车(长约 18 m,宽约 2.5 m,高约 2 m)为原型,对客车的复杂部件进行了简化处理。采用热平衡法分析围护结构和车窗的传热,研究车厢能耗。

车厢能耗预测模型示意图如图 1 所示,主要包括 3 个子模型:①基于逐时温度和 ASHRAE 太阳辐射模型的客车外气象参数模型;②基于牛顿-拉弗森法的围护结构和窗户传热模型;③车厢内空气热平衡模型。在建立各个子模型后,基于客车车厢围护结构内表面热平衡方程和车厢内热平衡方程,构建客车的热平衡方程组。通过求解该方程组,计算出所需的空调制冷量。车体围护结构和车窗材料的设计参数见表 1。

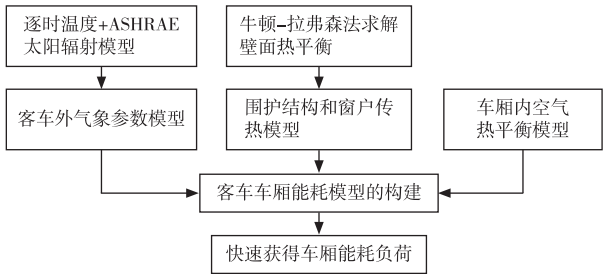


图 1 车厢能耗预测模型示意图

表 1 车体材料设计参数

部件	结构	厚度/mm	导热系数/[W·(m·K) ⁻¹]	面积/m ²
车顶	钢板	0.8	51.63	37
	空气层	25	0.026	37
	内饰板	2.5	0.18	37
前围	钢板	0.8	51.63	2.2
	空气层	31	0.026	2.2
	内饰板	5	0.18	2.2
	车窗	5	0.8	2.6

表 1(续)

部件	结构	厚度/mm	导热系数/[W·(m·K) ⁻¹]	面积/m ²
后围	钢板	0.8	51.63	3.5
	空气层	31	0.026	3.5
	内饰板	5	0.18	3.5
	车窗	5	0.8	1.9
侧围	钢板	0.8	51.63	17.3
	空气层	25	0.026	17.3
	内饰板	2.5	0.18	17.3
	车窗	5	0.8	22.5
地板	钢板	0.8	51.63	37
	空气层	25	0.026	37
	地板革	3	0.18	37

2 车厢能耗模型构建

2.1 外界气象参数模型

车厢能耗不仅与热管理系统的控制密切相关,还会直接影响乘客的热舒适性。车厢能耗分析需以气象参数为基础,其中外界温度和太阳辐射强度是两个关键因素。

1) 根据暖通空调设计规范中的模比系数,计算客车车厢外的逐时气温,计算公式见式(1)。

$$T_0(t) = T_e - \beta(t) \cdot \Delta t_r \tag{1}$$

式中: $T_0(t)$ 为客车外逐时气温; T_e 为室外日最高气温; $\beta(t)$ 为模比系数; Δt_r 为日温差。

本文以广州夏至日和挪威首都奥斯陆冬至日为例,给定日最高温度和日温差,根据不同城市的模比系数,计算外界环境温度。

2) 气象参数模型的另一部分为太阳辐射模型。通常认为物体获得的总太阳辐射由两部分构成:太阳直射辐射和太阳散射辐射。根据 ASHRAE 太阳辐射模型,其表达式见式(2)。

$$I_{SH} = I_{D0} + I_{d0} + I_{R0} \tag{2}$$

式中: I_{SH} 、 I_{D0} 、 I_{d0} 和 I_{R0} 分别为客车外壁面所接受到的太阳总辐射强度、太阳直射辐射强度、太阳散射辐射强度和地面反射辐射强度。

①太阳直射辐射。计算太阳直接辐射强度 I_{D0} 需要的基本天文参数包括太阳高度角、太阳方位角、时角、赤纬角。 I_{D0} 的计算公式见式(3)。

$$I_{D0} = I_{DN} \cdot \cos i = I_0 \cdot e^{-k/\sin h} \cdot \cos i \tag{3}$$

式中: I_{DN} 和 I_0 分别为法向太阳辐射强度和太阳辐射

常数; k 为大气层对辐射的衰减系数, 晴天时取 0.3; i 为太阳入射角, 即太阳光与车厢壁面法线的夹角; h 为太阳高度角, 即地平面与太阳中心和车厢壁面上某点连线的夹角, 其计算公式见式(4)。

$$\sin h = \sin L_a \cdot \sin \delta + \cos L_a \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega \quad (4)$$

式中: L_a 为城市的地理纬度; δ 为赤纬角; ω 为时角。

赤纬角是太阳方向和地球赤道平面的夹角, 由式(5)算出。

$$\delta = 23.45 \sin \left(360 \times \frac{d_y - 80}{370} \right) \quad (5)$$

式中: d_y 为年度日。

太阳时角 ω 的计算公式见式(6)。

$$\omega = 15 \times (t_{\text{LST}} - 12) \quad (6)$$

式中: t_{LST} 为地方太阳时, 由式(7)算出。

$$t_{\text{LST}} = t_{\text{de}} + \left(4 \times \frac{L_s - L_{\text{st}}}{60} \right) \quad (7)$$

式中: t_{de} 为城市的十进制时间; L_s 为城市的地理经度; L_{st} 为城市所用时区的中央子午线经度。

计算出 I_{DN} 后, 只要求解 $\cos i$ 的值, 便可求出 $I_{\text{D}\theta}$ 。 $\cos i$ 的计算公式见式(8)。

$$\cos i = \cos \theta \cdot \sin h + \sin \theta \cdot \cos h \cdot \cos \varepsilon \quad (8)$$

式中: θ 为客车外壁面的倾角; ε 为客车壁面的太阳方位角, 即车厢外壁面法线在水平面上的投影, 与车厢壁面上某点的太阳光线在水平面上的投影之间的夹角, 其计算公式见式(9)。

$$\varepsilon = \alpha - \gamma \quad (9)$$

式中: γ 为车厢壁面方位角, 即正南方向与车厢壁面的法线在水平面上投影的夹角。规定客车朝正南方向行驶时, 前风挡的方位角为 0° , 左壁面朝东为 90° , 后壁面朝北为 180° , 右壁面朝西为 270° 。 α 为太阳方位角, 即正南方向与车厢壁面上某点和太阳之间的连线在地面上的投影夹角。在本文中, 偏西方向时 α 为负, 偏东方向时 α 为正。 α 的计算公式见式(10)。

$$\sin \alpha = -\frac{\sin \omega \cdot \cos \delta}{\cos h} \quad (10)$$

②太阳散射辐射。太阳散射辐射强度公式与壁面倾角有关, 具体见式(11)。

$$I_{\text{D}\theta} = \frac{1 + \cos \theta}{2} C \cdot I_{\text{DN}} \quad (11)$$

式中: C 为散射系数, 其数值可以查询 ASHRAE 手册, 取值范围通常为 0.05~0.15。

③地面反射辐射。地面反射辐射是指太阳辐射

到达地面后, 其中一部分被地面反射。其表达式见式(12)。

$$I_{\text{R}\theta} = \rho_g \cdot I_{\text{DN}} \cdot (C + \sin h) \cdot \sin^2(\theta/2) \quad (12)$$

式中: ρ_g 为地面反射率, 取 0.1。

2.2 围护结构和车窗传热模型

2.2.1 围护结构传热模型

客车围护结构外壁面的换热方式主要有辐射换热和对流换热两种。其中, 辐射换热主要包括围护结构吸收的太阳辐射量, 以及车厢围护结构与周围空气的长波辐射换热量; 对流换热则是指外壁面与周围空气之间的对流换热量^[8]。客车围护结构外壁面的热平衡模型如图2所示。

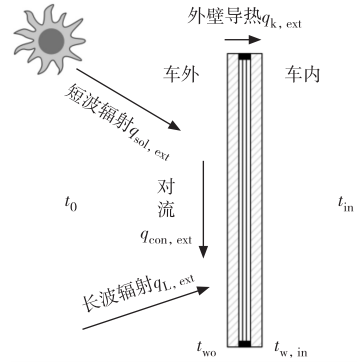


图2 客车围护结构外壁面热平衡模型

客车围护结构外壁面的热平衡方程见式(13)。

$$q_{\text{sol,ext}} + q_{\text{L,ext}} + q_{\text{con,ext}} + q_{\text{k,ext}} = 0 \quad (13)$$

式中: $q_{\text{sol,ext}}$ 为客车外壁面吸收的太阳短波辐射强度, 其计算公式见式(14); $q_{\text{L,ext}}$ 为客车外壁面与周围环境的辐射换热强度, 其计算公式见式(15); $q_{\text{con,ext}}$ 为围护结构外壁面与空气间的对流换热强度, 其计算公式见式(16); $q_{\text{k,ext}}$ 为车厢围护结构的外壁面到内壁面的导热热流密度。

$$q_{\text{sol,ext}} = \rho_w \cdot I_{\text{SH}} \quad (14)$$

$$q_{\text{L,ext}} = \zeta_o \cdot \delta_b \cdot$$

$$[F_{\text{aw}}(t_0^4 - t_{\text{wo}}^4) + F_{\text{sw}}(t_{\text{sky}}^4 - t_{\text{wo}}^4) + F_{\text{gw}}(t_{\text{g}}^4 - t_{\text{wo}}^4)] \quad (15)$$

$$q_{\text{con,ext}} = \alpha_{\text{out}} \cdot (t_0 - t_{\text{wo}}) \quad (16)$$

由式(13)~(16)可得到 $q_{\text{k,ext}}$ 的计算公式, 见式(17)。

$$q_{\text{k,ext}} = \rho_w \cdot I_{\text{SH}} + \left[\alpha_{\text{out}} + \frac{\zeta_o \delta_b F_{\text{aw}}(t_0^4 - t_{\text{wo}}^4)}{t_0 - t_{\text{wo}}} \right] \cdot (t_0 - t_{\text{wo}}) +$$

$$\zeta_o \cdot \delta_b [F_{\text{sw}}(t_{\text{sky}}^4 - t_{\text{wo}}^4) + F_{\text{gw}}(t_{\text{g}}^4 - t_{\text{wo}}^4)] \quad (17)$$

式中: ρ_w 为客车围护结构外壁面太阳辐射的吸收系数, 取 0.9; I_{SH} 为 2.1 节求得的外壁面接收到的太阳

辐射总强度; ζ_o 为外壁面的发射系数,一般和吸收系数相同; δ_b 为斯特藩-玻尔兹曼常数,值为 $5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$; F_{aw} 、 F_{sw} 、 F_{gw} 分别为空气与外壁面、天空与外壁面、地面与外壁面之间的辐射角系数; t_0 、 t_{sky} 、 t_g 、 t_{wo} 分别为逐时气温、天空温度、地面温度、外壁面温度; $\alpha_{out} = 9 + 3.5 \times v^{0.66}$,为外壁面对流换热系数^[9],其中 v 为外壁面气流速度,在模型中为车速。

t_{sky} 采用BLAST模型中的设计日温度模型进行计算,并采用文献[10]中的方法对地面温度 t_g 进行处理,见式(18)~(20)。

$$t_{sky} = \sqrt[4]{\xi_s} \cdot t_0 \quad (18)$$

$$\xi_s = 0.00344 \cdot t_d - 0.137 \quad (19)$$

$$t_g = 1.1588 \cdot t_0 - 1.1416 \quad (20)$$

式中: ξ_s 为天空散度; t_d 为霜点温度,由气温 t_0 和空气的相对湿度通过Magnus-Tetens公式计算得出^[11]。

角系数 F_{aw} 、 F_{sw} 和 F_{gw} 均与客车围护结构壁面倾角有关。角系数的计算公式见式(21)。

$$\begin{cases} F_{aw} + F_{sw} + F_{gw} = 1 \\ F_{sw} = (1 + \cos \theta) / 2 \cdot \cos(\theta/2) \\ F_{gw} = (1 + \cos \theta) / 2 \end{cases} \quad (21)$$

为简化计算,车身围护结构各导热层均按多层均匀平壁传热处理。客车围护结构内壁面的热平衡模型如图3所示,包括来自外壁面的导热热流密度 $q_{k,int}$ 、内侧表面与车内环境的长波辐射强度 $q_{l,int}$ 、内侧表面与车内环境的对流换热强度 $q_{con,int}$ 。相关公式见式(22)和式(23)。

$$q_{k,int} = q_{k,ext} = \zeta_i \delta_b (t_{w,in}^4 - t_{in}^4) + \alpha_{in} (t_{w,in} - t_{in}) \quad (22)$$

$$q_{k,int} + q_{l,int} + q_{con,int} = 0 \quad (23)$$

式中: ζ_i 为内壁面发射系数; α_{in} 为内壁面自然对流换热系数,取15; $t_{w,in}$ 、 t_{in} 为内壁面温度和车内温度。

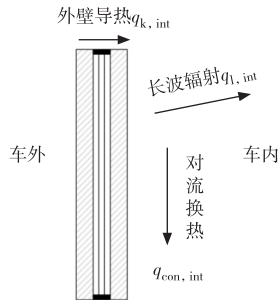


图3 客车围护结构内壁面热平衡模型

根据式(13)~(23),结合客车围护结构的具体设计参数,采用牛顿-拉弗森法求解热平衡方程^[12],

可以获得内壁温度 $t_{w,in}$ 、外壁温度 t_{wo} ,以及通过围护结构向车内的对流换热强度 $q_{con,int}$ 。

2.2.2 车窗传热模型

客车车窗玻璃的传热主要包括车内外温差的传热和玻璃透入的太阳辐射两部分。其中,车窗导热热流密度 $q_{con, wg}$ 的计算与围护结构导热热流密度的计算相似,透入太阳辐射强度 $q_{t, wg}$ 的计算公式见式(24)。

$$q_{t, wg} = \left(\eta + \rho_{wg} \frac{\alpha_{in}}{\alpha_{out}} \right) I_{SH} \cdot S_c \quad (24)$$

式中: η 为太阳辐射通过玻璃的透入系数,取0.8; ρ_{wg} 为玻璃对太阳辐射的吸收系数,取0.1; S_c 为窗户的遮阳修正系数,取0.9。

2.3 车厢内热平衡模型

车厢内空气热平衡涉及多种因素,包括乘客和车内设备的散热量、开关门和车体泄漏导致的空气交换量、新风量及内表面的对流换热强度等。车厢内空气热平衡模型满足式(25)。

$$Q_{add} = Q_w + Q_{wg} + Q_{CE} + Q_{IV} + Q_{EV} + Q_{AC} \quad (25)$$

式中: Q_{add} 为车厢内增加的冷/热量; Q_w 为通过客车围护结构传入车厢的冷/热负荷; Q_{wg} 为通过车窗玻璃传入车厢的冷/热负荷,包含车窗导热传入的热负荷 $Q_{con, wg}$ 和车窗透入的辐射热负荷 $Q_{t, wg}$ 两部分; Q_{CE} 为设备、乘客及驾驶员的散热量; Q_{IV} 为空气交换冷/热量; Q_{EV} 为新风交换冷/热量; Q_{AC} 为热管理系统冷/热负荷。

式(25)中的散热量 Q_{CE} 通过式(26)求得,假设乘员散热有90%通过辐射和对流散到车厢内。

$$Q_{CE} = (n \cdot Q_{pa} + Q_{dr}) \cdot 0.9 + n_1 \cdot n_2 \cdot P \quad (26)$$

式中: n 为车上乘客人数; Q_{pa} 为乘客散热功率,取110 W; Q_{dr} 为驾驶员散热功率,取170 W; P 为车内设备功率; n_1 为隔热系数,取0.7; n_2 为散热系数,取1。

为保证车厢内的空气品质,需要引入一定量的新风。新风量的冷/热负荷计算公式见式(27)。

$$Q_{EV} = M \cdot (h_{ext} - h_{int}) \quad (27)$$

式中: M 为引入新风量; h_{ext} 为外界空气的焓值; h_{int} 为车厢内空气的焓值。使用Magnus-Tetens公式计算车厢内外空气的饱和水蒸气压及其焓差^[11]。

空气交换主要是指客车开关门时的空气交换量。作为城市的公共交通工具,客车开关门频繁,因此其空气交换的冷/热量 Q_{IV} 不可忽略。在进行 Q_{IV} 计算时,先根据Boussinesq近似原理估算车门处由温差引

起的自然气流速度 v_b , 见式(28)。

$$v_b = C \sqrt{g \cdot \beta_e \cdot \Delta T \cdot L} \quad (28)$$

式中: C 为常数项, 取 0.5; g 是重力加速度; β_e 为空气热膨胀系数, 令其为 $1/t_0$; ΔT 为内外温差; L 为特征长度, 取车门高度 2 m。

开关门引起的空气交换质量流量 M_{IV} 的计算公式见式(29)。

$$M_{IV} = v_b \cdot A_d \cdot t_d \cdot n_d \cdot \rho_0 \quad (29)$$

式中: A_d 为车门总面积; t_d 为单次开门的时长, 取 5 s; n_d 为每小时的到站开门次数, 取 20 次; ρ_0 为外界空气密度。

同时, 车厢外的空气通过窗户和车门缝隙渗入车厢内部, 也会导致一定量的空气交换。这种空气交换和开关门引起的空气交换的热负荷 Q_{IV} 的计算公式见式(30)。

$$Q_{IV} = (M_{IV} + M_{LV}) \cdot (h_{ext} - h_{int}) \quad (30)$$

式中: M_{LV} 为泄漏的空气量, 在本文中根据车厢体积取 $17 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

3 车厢能耗计算与分析

上述内容详细介绍了客车车厢能耗计算模型的建立过程, 并计算了车厢整体的逐时能耗。

1) 假设客车朝正南方向行驶, 以广州(经度 113.28° , 纬度 23.12°) 为例, 计算夏至日热管理系统的制冷热负荷。具体参数如下: 乘客满员(48 人), 车内设备功率为 860 W, 车内空气温度要求为 26°C , 湿度为 60%, 车内风速为 0.4 m/s , 车速为 0 m/s , 外界日最高温度为 35°C , 日温差为 7°C 。

2) 假设客车朝正北方向行驶, 以挪威首都奥斯陆(经度 10.45° , 纬度 59.57°) 为例, 计算冬至日热管理系统的制热冷负荷。具体参数如下: 乘客满员(48 人), 车内设备功率为 860 W, 车内空气温度要求为 17°C , 湿度为 60%, 车内风速为 0.4 m/s , 车速约为 8.33 m/s (30 km/h), 外界日最高温度为 -5°C , 日温差为 7°C 。

3.1 负荷计算结果

广州夏至日 20 时和 16 时车厢各项热负荷占比, 以及车厢逐时热负荷变化曲线分别如图 4 和图 5 所示。奥斯陆冬至日车厢逐时热负荷变化曲线如图 6 所示。

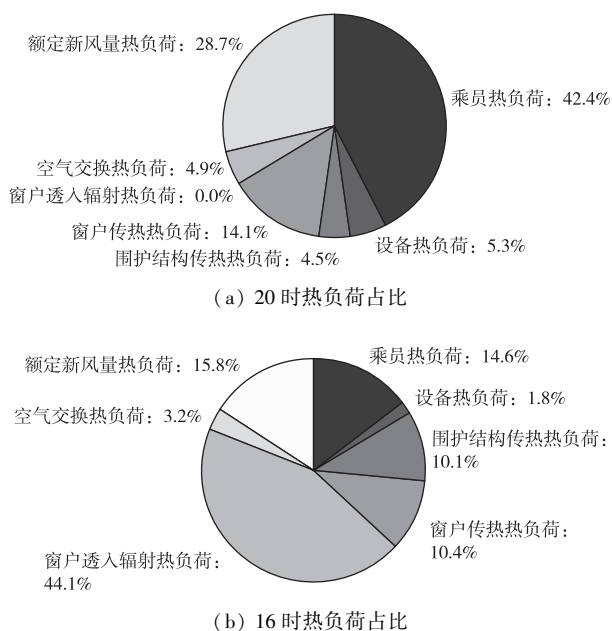


图 4 广州夏至日 20 时和 16 时车厢各项热负荷占比

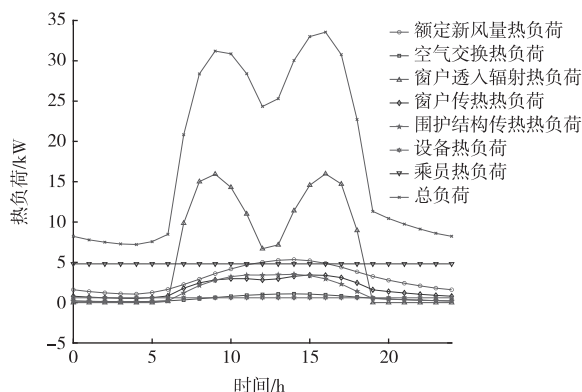


图 5 广州夏至日车厢逐时热负荷变化曲线

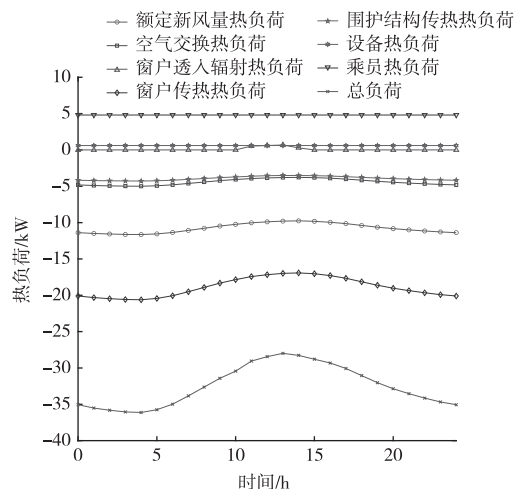


图 6 奥斯陆冬至日车厢逐时热负荷变化曲线

由图 4 可知, 在广州的夏季工况(环境最高温度为 35°C , 车内温度为 26°C) 下, 16 时温度较高, 窗户

传热和透入辐射的热负荷二者占比和为 54.5%。新风传入的热量和乘员人体散发的热负荷大致相当,均约为 15%;围护结构壁面传入的热负荷占比约为 10%;设备热负荷和空气交换热负荷占比较小,二者和为 5%。

由图 5 可知,在正午时分,车辆的热负荷显著下降,这主要是因为此时太阳直射在车顶,而车顶没有窗户,因此通过窗户透入车内的太阳辐射热负荷急剧减少。随着时间推移,太阳逐渐偏离正午位置,太阳辐射再次通过车窗透入车内,导致热负荷重新增加。

由图 6 可知,在奥斯陆冬季工况(环境最高温度为 -5°C ,车内温度为 17°C)下,窗户传入的总冷量最大;日照时间很短,不足 5 小时,16 时窗户透入的热量为零;新风传入冷量较大,空气泄漏及开关门引起的空气交换冷量和围护结构传入的冷量差不多。

由上述分析可知,在本文设定的广州夏季工况下,该车型的整车最高热负荷在 16 时,约为 34 kW;在奥斯陆冬季工况下,最大冷负荷出现在凌晨 4 时,约为 38 kW。

广州夏至日车顶围护结构壁面温度变化曲线如图 7 所示。由图 7 可知,当有日照时,外壁面温度受到太阳辐射、车外对流强度及气温的显著影响;当无日照且对流传热不显著(车速为零)时,车顶外壁面与外界长波辐射传热会导致外壁面温度低于车外气温。为了精确设计车辆的热管理系统,后续必须综合考虑日照强度、风速(影响对流)及夜间长波辐射等多种环境因素对车身表面温度的共同作用。

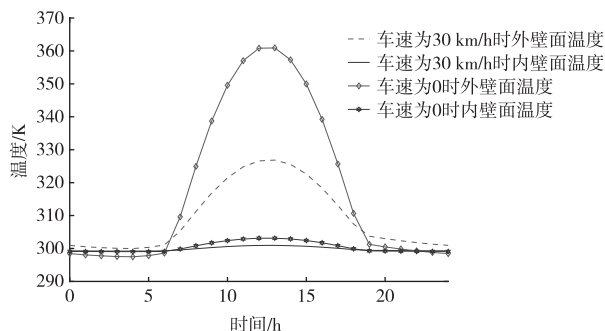


图 7 广州夏至日车顶围护结构壁面温度变化曲线

3.2 优化措施

由上述分析可知,影响整车热负荷的主要因素包括围护结构和窗户的导热与透热,以及新风的热负荷。为了降低整车热负荷,提出以下优化方向:

1) 工艺和材料优化。选用导热系数较低的玻璃材料,采用玻璃涂膜技术,降低窗户的太阳辐射热量

透入和热量传递;选择导热系数低的材料,使用隔热性能好的油漆和内饰材料,降低车身围护结构的热量传递;优化制造工艺,提升车厢密封性,降低漏风负荷。例如,在高温晴天的中午,采用红外阻隔率 90% 以上的玻璃膜,能有效降低整车约 30% 的制冷负荷,从而提高车辆的能源效率。

2) 客车热管理优化。研究车内空气质量模型,实时测量空气参数,智能调节控制新风量,降低新风负荷。

4 结束语

本文针对电动客车热管理系统在节能与热舒适性调节方面存在的不足,进行了系统性研究。通过构建以热平衡为核心的车厢能耗预测模型,量化分析了各类热负荷在不同环境工况下对车厢能耗的影响。该模型综合考虑了车外气象参数、围护结构与车窗的热传递特性、车内空气热平衡机制,并采用牛顿-拉弗森法求解热平衡方程,获得了逐时能耗和内壁面温度分布,为深入理解热负荷变化规律提供了理论基础。

在理论层面,本文深化了热平衡法在交通工具热负荷建模中的应用,为后续研究车厢热舒适性,尤其是基于壁面热流与乘客热感耦合机制的舒适性建模,奠定了重要的温度边界条件和传热数据基础。在工程实践方面,该模型可作为车载热管理系统控制逻辑开发的前置模块,用于支持整车空调负荷预测、能量调度优化及舒适性控制参数化设计,具有显著的推广和应用价值。

未来研究可在以下方向进一步拓展:一是结合实车试验数据对模型进行参数辨识和精度校验,提升模型的实用性与可靠性;二是将模型嵌入智能控制架构,并与能量管理算法协同运行,实现热负荷预测与控制策略的闭环优化,为车用热管理系统的智能化和低碳化发展提供理论支撑。

参考文献:

- [1] 李礼夫,许源沁. 基于最小单位里程能耗的纯电动公交车加速控制曲线设计方法[J]. 汽车技术, 2016(7): 17-20.
- [2] 高玮,邹渊. 挡位数设计对纯电动公交车能耗的影响[J]. 北京理工大学学报, 2016, 36(5): 441-445.
- [3] 王志新,王军,魏跃远. 基于行驶工况的电动车比能耗计算与分析[J]. 车辆与动力技术, 2005(4): 39-43.
- [4] 姬鹏,赵一凡. 运行参数对电动公交车能耗的影响分析[J]. 机械设计与制造, 2016(4): 126-129.

(下转第 18 页)

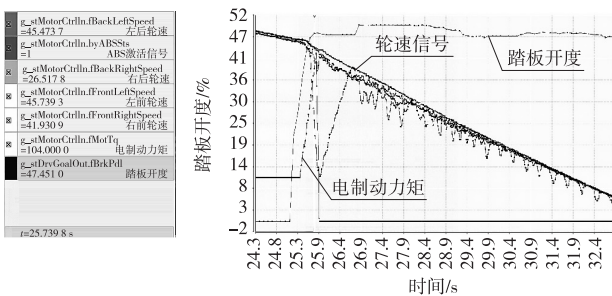


图6 对开路面上50%制动踏板开度下的车辆制动曲线

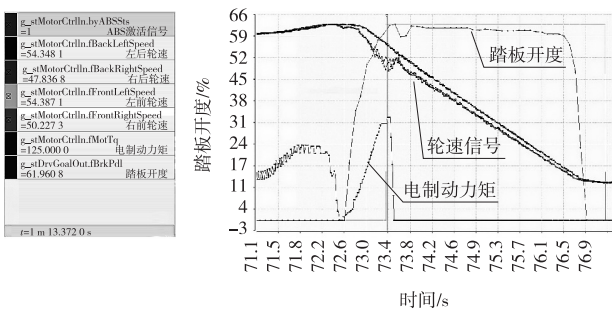


图7 高附路面上60%制动踏板开度下的车辆制动曲线

4 结束语

本研究以车辆空载状态与低附路面为重点工况展开电制动曲线设计,该设计策略可有效覆盖商用车多数复杂运行场景,成功解决了ABS激活时因电制动退出可能引发的车辆甩尾或制动冲击问题。在设计过程中,依据制动系统总阀特性曲线及机械制动力分布,界定各踏板开度下的最大电机反拖力矩,同时

精准控制电制动力占比及其退出过程中的制动冲击度。进而基于所制定的电制动程序,在ABS专用试验道路上进行实车联合验证,以确认车辆在不同附着路面下的制动稳定性。本文所提出的设计原则、技术路径与验证方法,对同类型新能源商用车电制动系统的开发具有参考价值。

参考文献:

- [1] 王庆年,曾小华. 新能源汽车关键技术[M]. 北京:化学工业出版社,2017:5-25.
- [2] 赵航,史广奎. 混合动力电动汽车技术[M]. 北京:机械工业出版社,2012:2-15.
- [3] 张誉,庞中华,刘凯,等. 基于滑移率和ABS的电动商用车制动性能控制研究[J]. 客车技术与研究,2023,45(6):6-9.
- [4] 全国机动车运行安全技术检测设备标准化技术委员会. 汽车防抱制动系统(ABS)性能检测方法:GB/T 36987—2018[S]. 北京:中国标准出版社,2018:12.
- [5] 关长明,段元成,王健. 新能源商用车再生制动控制策略设计研究[J]. 时代汽车,2024(18):142-144.
- [6] 马明霞,王朝辉,安宁,等. 基于商用车气刹特性的混合动力制动能量回收[J]. 汽车电器,2022(7):15-17.
- [7] 邵鸿佳. 新能源汽车制动能量回收控制策略优化分析[J]. 汽车与新动力,2022,5(1):49-51.
- [8] 徐鹏飞,吴鲁宁,赵玉顺,等. 商用车气压制动系统供能管路设计[J]. 重型汽车,2018(5):14-15.

(上接第12页)

- [5] 黄炫方,胡振球,彭再武,等. 电动客车能耗仿真建模与分析[J]. 客车技术与研究,2019,41(5):15-17.
- [6] 杨桥生. 基于MATLAB的电动汽车工况能耗仿真分析[J]. 客车技术与研究,2023,45(1):45-48.
- [7] 孙悦,陶乐仁,雷良新,等. 新能源汽车空调负荷特性的研究[J]. 低温与超导,2020,48(5):66-73.
- [8] 刘永辉. 基于机理的飞机客舱能耗模型研究[D]. 天津:中国民航大学,2016.
- [9] 铁道部四方车辆研究所. TB 1951—1987 客车空调设计参

- 数[S]. 北京:中国铁道出版社,1987:1-6.
- [10] 姜会飞,廖树华,叶尔克江,等. 地面温度与气温关系的统计分析[J]. 中国农业气象,2004,25(3):1-4.
- [11] 袁开蓉,王玉英,刘衍,等. 不同饱和水汽压计算式对室外湿球温度计算的影响[J]. 工业建筑,2020,50(7):101-106.
- [12] AKRAM S, ANN UL Q. Newton raphson method[J]. International Journal of Scientific & Engineering Research,2015,6(7):1748-1752.