

某商用车电制动曲线研究

周欢, 刘冬福, 张翔, 龙爱军, 张宇轩

(中车时代电动汽车股份有限公司, 湖南 株洲 412007)

摘要:电制动是新能源车的核心技术,其设计直接影响车辆的能耗与制动安全性能(主要包括制动稳定性与平顺性)。车辆开发过程中,需在保障制动安全的前提下,对能耗与制动性能进行协同优化。本文以一款配备 ABS 的新能源商用车为研究对象,首先明确电制动曲线的设计要求,进而结合制动总阀特性与机械制动力分布,分析不同踏板开度下电制动力的合理取值。通过开展 ABS 试验场多工况测试研究,重点评估 ABS 激活、电制动退出过程中的车辆稳定性。研究成果可为采用同类制动系统的商用车电制动曲线设计提供参考。

关键词:电制动; ABS; 制动总阀; 踏板行程; 制动稳定性

中图分类号:U461.3

文献标志码:A

DOI:10.15917/j.cnki.1006-3331.2025.06.003

Research on Electric Brake Curve of a Commercial Vehicle

ZHOU Huan, LIU Dongfu, ZHANG Xiang, LONG Aijun, ZHANG Yuxuan

(CRRC Electric Vehicle Co., Ltd., Zhuzhou 412007, China)

Abstract:Electric braking is a core technology for new energy vehicles, and its design directly affects the vehicle's energy consumption and braking safety performance (mainly including braking stability and smoothness). During vehicle development, it is necessary to collaboratively optimize energy consumption and braking performance while ensuring braking safety. This paper takes a new energy commercial vehicle equipped with ABS as the research object. It first clarifies the design requirements for the electric braking curve, in combination with the characteristics of the brake master valve and mechanical braking force distribution, and analyzes the reasonable values of electric braking force under different pedal stroke conditions. By conducting multi-condition tests on an ABS test track, the research aims to evaluate vehicle stability during ABS activation and the electric braking release process. The research results provide a reference for designing electric braking curves for commercial vehicles similar to braking systems.

Key words:electric braking; ABS; brake control valve; pedal travel; braking stability

在新能源汽车产业快速发展的推动下,商用车领域正加速向新能源化转型。相较于传统燃油商用车,纯电动商用车在运营成本、环保表现、政策支持与能量利用效率等方面具备显著优势^[1]。电制动作为一项核心节能技术,通过将车辆制动时的动能经电机逆变为电能并存储至动力电池,实现能量的循环利用,从而直接提升整车的能量利用效率^[2]。

在新能源商用车中,电制动设计与车辆的能耗和制动稳定性呈耦合关联。针对仅配备防抱死刹车系统(Anti-lock Braking System, ABS)的气刹车型,其电

制动力的设定必须以确保制动稳定性为前提,避免为优化能耗而设置过高的电制动力。而在实际运行中,车辆面临的路况与负载复杂多变,制动管路气压状态直接影响系统的表现。一方面,当制动管路处于无气压或低气压状态时,ABS 难以有效调节轮速,过高的电制动扭矩将导致驱动轮抱死;而在 ABS 激活、电制动退出后,车辆可能出现制动窜动或甩尾的危险工况。另一方面,当制动管路气压过高时,ABS 虽能有效调节轮速,但电制动退出时的过高扭矩仍会引发明显制动窜动^[3],直接影响制动平顺性与驾驶体验。

收稿日期:2025-10-08。

第一作者:周欢(1985—),男,硕士,工程师,主要从事商用车整车设计开发和整车性能研究。E-mail:zhouhuan.cy@crrec.cc。

通信作者:刘冬福(1995—),男,硕士,工程师,主要从事商用车底盘设计开发和性能研究。E-mail:liudongfu@crrec.cc。

制动安全性是车辆行驶的第一基本性能,因此必须在保障制动安全的前提下设计电制动曲线。本文先对车辆在不同附着系数下的抱死制动力进行理论计算,基于制动力并结合制动冲击强度,设计电制动曲线。然后在 ABS 试验场进行各种工况的测试验证^[4],以确保车辆制动稳定性。

1 电制动曲线定义及要求

电制动曲线为电机反拖力矩与制动踏板开度的关系曲线。新能源商用车电制动系统主要由制动踏板、制动总阀、ABS 控制器、制动阀体、整车控制器、电机控制器、电机和制动器等零部件构成。当驾驶员踩下制动踏板时,整车控制器根据接收到的挡位、制动踏板开度及车速等信号,计算出所需的再生制动扭矩目标值,并将其发送给电机控制器^[5]。

电制动的曲线设计要求需综合考虑制动平顺性和制动安全性^[6]。电制动力通常只作用于车辆的驱动轴。驱动轴轴荷与路面附着系数的降低,均会减小车轮抱死所需的制动力阈值,从而增加驱动轮抱死的风险,影响制动稳定性。因此,电制动曲线的设计须以空载状态与低附着系数路面为关键工况进行研究。

当驱动轮抱死触发 ABS 系统介入时,电制动的快速退出会引发制动力矩的急剧下降,这一突变直接导致制动冲击^[5]。该冲击的严重程度通常以制动冲击度作为评价指标,过大的制动冲击度会影响制动平顺性。尽管提升电制动力有助于能量回收,但其在 ABS 介入时的突然退出会导致制动力突变。因此,电制动曲线的设计必须以保障制动系统平稳性为前提,并在此基础上优化回馈效率^[7]。

鉴于气制动总阀的特性曲线中存在一段空行程(此行程内无气压与机械制动力),为确保安全,要求空行程期间的电制动力矩必须低于低附路面、空载工况下驱动轴车轮的抱死力矩。基于行业设计经验,通常将路面附着系数为 0.1 的低附工况作为系统设计的基准验证工况。在低气压踏板行程下,应限制电制动比例,以确保 ABS 能通过调节气压来有效控制车轮滑移率。在高气压总阀行程下,则需依据不同阀门开度,综合权衡机械制动力与电制动的分配关系,同时对制动冲击度加以抑制。结合企业设计经验,通常要求电制动力占比不超过驱动轴总制动力的 40%,且制动冲击度不超过 9 m/s^3 。

2 某商用车电制动曲线分析实例

2.1 整车相关参数

某商用车采用 H 型 ABS 气制动形式,其基础制动形式为前、后鼓式制动。具体配置如下:前桥使用 14 寸 S 凸轮轴式制动气室,后桥使用 12 寸楔形式制动气室。整车采用后桥驱动形式,其后桥为电驱动集成桥。电制动系统及整车相关参数见表 1。

表 1 电制动系统及整车相关参数表

制动参数	选型设计值
空载总质量/kg	3 100
空载前/后轴荷/kg	1 500/1 600
空载质心高/mm	790
轴距/mm	3 360
车轮滚动半径/mm	376
前制动器有效半径/mm	155
前制动气室规格/寸	14
后制动器有效半径/mm	155
后制动气室规格/寸	12
制动踏板杠杆比	7
最大工作气压/MPa	1.0
电机传动总速比	15.58

后轴抱死所需制动力 F_{u2} 的理论计算公式见式(1)。

$$F_{u2} = \frac{G}{L} \cdot (L_1 - \varphi \cdot h_g) \cdot \varphi \quad (1)$$

式中: G 为整车空载重力, N; L 为整车轴距, mm; L_1 为质心到前轴距离, mm; φ 为路面附着系数; h_g 为空载质心高度, mm。

后轴抱死所需电机反拖力矩 T_{fl} 的理论计算公式见式(2)。

$$T_{fl} = \frac{F_{u2} \cdot R_g}{i} \quad (2)$$

式中: R_g 为车轮滚动半径, m; i 为电机传动总速比。

计算得到各路面附着系数下,整车空载时后轮抱死所需制动力和电机反拖力矩,结果见表 2。冰路面($\varphi=0.1$)空载后轴抱死制动力为 1 498 N,对应电机反拖力矩为 $36 \text{ N} \cdot \text{m}$;湿滑路面($\varphi=0.3$)空载后轴抱死制动力为 4 065 N,对应电机反拖力矩为 $98 \text{ N} \cdot \text{m}$;干燥高附路面($\varphi=0.7$)空载后轴抱死制动力为 7 484

N,对应电机反拖力矩为 181 N·m。电制动曲线设计需考虑 0.1 附着系数的冰路面工况,经计算,空行程阶段电机反拖力矩的理论附着极限为 36 N·m;为防止驱动轮抱死,故设定 35 N·m 为安全上限。

表 2 各附着系数下车轮抱死所需制动力

路面附着系数	空载后轴抱死所需制动力/N	电机反拖力矩/N·m
0.10	1 498	36
0.15	2 194	53
0.20	2 853	69
0.25	3 477	84
0.30	4 065	98
0.35	4 618	111
0.40	5 134	124
0.50	6 060	146
0.60	6 844	165
0.70	7 484	181
0.80	7 981	193

2.2 制动总阀特性曲线与制动机械制动力

制动总阀的特性曲线是系统设计的核心输入,其初始区段直接决定了制动踏板的空行程大小,而整体特性则决定了各开度下的输出气压值。这些输出气压直接转化为整车的机械制动力,从而构成了电制动力的设计边界,最终制约着电制动力在总制动力中的占比。该车辆的制动总阀静特性曲线^[8]如图 1 所示。图中 P_{11} 和 P_{12} 为制动总阀的进气口压力; P_{22} 和 P_{21} 为制动总阀的出气口压力; ΔP 为出气口 22 和 21 的压力差; F 为总阀推杆推力。 $P_{22}=f[a]$ 曲线为总阀 22 出气口气压随推杆行程的变化曲线; $P_{21}=f[a]$ 曲线为总阀 21 出气口气压随推杆行程的变化曲线; $F=f[a]$ 曲线为总阀推杆推力随推杆行程的变化曲线。

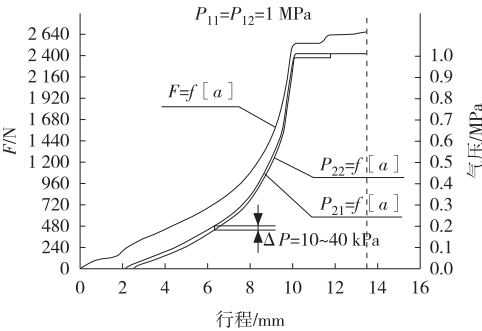


图 1 制动总阀静特性曲线

阀体本身行程约为 13 mm,其中阀体空行程约为

2 mm;考虑阀体与制动踏板的机械间隙约为 1 mm,即踏板端顶杆实际总行程约为 14 mm,空行程约为 3 mm。由此得到空行程踏板开度为 21.4%。同时可得到其他踏板开度对应的阀体行程和气压关系,相关数据见表 3。

表 3 踏板开度及相关参数表

踏板顶杆行程/mm	阀体行程/mm	踏板开度/%	气压/MPa
1	0	7.1	0.00
2	1	14.3	0.00
3	2	21.4	0.00
4	3	28.6	0.05
5	4	35.7	0.08
6	5	42.9	0.10
7	6	50.0	0.18
8	7	57.1	0.25
9	8	64.3	0.34
10	9	71.4	0.50
11	10	78.6	0.95
12	11	85.7	1.00
13	12	92.9	1.00
14	13	100.0	1.00

前轴为 S 凸轮轴式制动器,前轴制动力 F_1 的理论计算公式见式(3)。

$$F_1=2\times\frac{P\cdot S\cdot K\cdot L_b\cdot R\cdot\eta}{D\cdot R_g}\tag{3}$$

式中: P 为气室气压,MPa; S 为气室有效面积, mm^2 ; K 为效能因数; L_b 为调整臂长度,mm; R 为制动器半径,mm; η 为机械传动效率; D 为 S 凸轮基圆直径,mm。

后轴采用楔形式制动器,根据供应商提供的台架测试数据,在 0.6 MPa 的压力下,制动器的制动力矩为 5 700 N·m。按比例理论推算得到各气压下的制动力矩见表 4。

表 4 单个后轴制动器各气压下对应制动力矩

气压/MPa	制动力矩/N·m	气压/MPa	制动力矩/N·m
0.1	950	0.6	5 700
0.2	1 900	0.7	6 650
0.3	2 850	0.8	7 600
0.4	3 800	0.9	8 550
0.5	4 750	1.0	9 500

根据公式(3)和表 4 中的数据,可得到各开度下气压对应的前轴和后轴的机械制动力,见表 5。

表 5 踏板开度及对应机械制动力

踏板开度/%	气压/MPa	前轴机械制动力/N	后轴机械制动力/N
7.1	0.00	0	0
14.3	0.00	0	0
21.4	0.00	0	0
28.6	0.05	2 005	2 527
35.7	0.08	3 209	4 043
42.9	0.10	4 011	5 053
50.0	0.18	7 221	9 096
57.1	0.25	10 028	12 633
64.3	0.34	13 638	17 686
71.4	0.50	20 056	25 266
78.6	0.95	38 108	48 105
85.7	1.00	40 113	50 532
92.9	1.00	40 113	50 532
100.0	1.00	40 113	50 532

2.3 电制动曲线设计

根据第 2.1 与 2.2 节的数据分析,在空行程阶段对应于 20%踏板开度时,其制动力矩低于低附路面($\varphi=0.1$)上后轴 1 498 N·m 的抱死力矩。据此推算,电制动力矩的设计值可设定为 35 N·m。当制动踏板开度处于 20%~40%区间且气室压力低于 0.1 MPa 时,系统处于低气压工作状态,此时 ABS 对滑移率的调节能力显著下降。为确保制动稳定性,电制动力在后轴总制动力中所占的比例,必须始终低于 40%。具体分析表明:当踏板开度为 30%时,后轴机械制动力为 3 030 N,系统设定的 45 N·m 电制动力矩产生 1 865 N 电制动力,占后轴总制动力的 38%;当踏板开度增至 40%时,后轴机械制动力为 4 550 N,系统设定的 70 N·m 电制动力矩产生 2 900 N 电制动力,占后轴总制动力的 39%。

当制动踏板开度达到 50%时,气室气压已处于充足状态,为 ABS 的有效调节创造了条件。若需维持电制动占比低于 40%的控制策略,则对应 9 096 N 的后轴机械制动力,须设定 145 N·m 的电制动力矩以产生 6 008 N 电制动力,此时占比为 39.8%。此外,需对该工况进行制动冲击度校核,以确保其满足小于 9 m/s³ 的设计要求。

当 ABS 系统激活时,电制动需在 200 ms 内退出,

该过程将引起制动力矩的瞬时突变,进而导致车辆产生明显的纵向冲击感。制动冲击度 j 的计算公式见式(4)。

$$j=\frac{F_d}{m \cdot t} \tag{4}$$

式中: F_d 为后轴电制动力,N; m 为整车空载质量,kg; t 为电制动退出持续时间,s。

在不同制动踏板开度下的分析结果表明:当踏板开度为 20%时,电制动力 1 450 N 退出对应的制动冲击度为 2.3 m/s³;当踏板开度为 30%时,1 865 N 电制动力退出对应的制动冲击度为 3.0 m/s³;当踏板开度为 40%时,4 550 N 电制动力退出对应的制动冲击度为 7.4 m/s³;当踏板开度为 50%时,6 008 N 电制动力退出对应的制动冲击度为 9.7 m/s³,已超出 9 m/s³ 的设计限值。为此将 50%开度时的电制动力矩由 145 N·m 调整为 130 N·m,对应电制动力 5 387 N,占后轴总制动力 37.2%,调整后冲击度降至 8.7 m/s³,满足设计要求。基于冲击度约束,当踏板开度大于 50%时,电制动力矩统一限定为 130 N·m。各开度下的电制动力、制动力占比及冲击度等完整参数汇总见表 6。

表 6 电制动曲线相关参数表

踏板开度/%	后轴机械制动力/N	电制动力矩/Nm	轮边电制动力/N	电制动占比后轴总制动力/%	冲击度/(m·s ⁻³)
20	0	35	1 450	100	2.3
30	3 030	45	1 865	38	3.0
40	4 550	70	2 900	39	7.4
50	9 096	130	5 387	37	8.7
60	15 260	130	5 387	26	8.7
70	23 188	130	5 387	19	8.7
100	50 532	130	5 387	10	8.7

由表 6 得到如图 2 所示的电制动曲线。

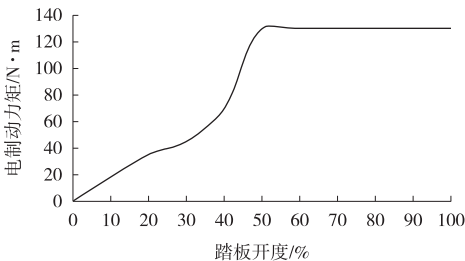


图 2 电制动曲线

3 电制动曲线验证

在验证电制动曲线合理性之前,需先对制动踏板开度和气室气压进行测量验证,再通过测试制动减速度验证制动器的制动力是否符合计算值。

在储气筒气压达到额定值后,首先通过 CAN 卡与气压传感器静态采集不同踏板开度下前后制动气室的气压数据。随后屏蔽电制动功能,利用 TBOX 设备对空载车辆在高附着路面进行动态制动测试,确保在各踏板开度下车轮均未出现抱死现象,并记录相应制动减速度值(见表 7)。测试结果显示:当踏板开度分别为 30%、40%、50% 时,对应的空载制动减速度为 1.8 m/s^2 、 3.0 m/s^2 、 5.3 m/s^2 ;当踏板开度处于 60% 至 100% 区间时,ABS 系统激活。由于 ABS 会动态调节气室压力,导致机械制动力随之不断调整,因此减速度数据无法有效反映机械制动力的设计符合性,故未予以记录。所获数据表明,踏板开度、气室气压与制动力之间的关系与设计状态吻合,具备继续开展电制动曲线验证的条件。

表 7 电制动曲线验证结果

踏板开度/ %	前气室 气压/MPa	后气室 气压/MPa	空载制动减速度/ ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)
20	0.00	0.00	/
30	0.06	0.07	1.8
40	0.10	0.11	3.0
50	0.17	0.18	5.3
60	0.27	0.28	/
70	0.48	0.51	/
80	0.92	0.93	/
90	0.96	0.97	/
100	0.96	0.97	/

在 ABS 试验道路验证设计的电制动是否会影响制动稳定性和制动平顺性。测试在低附路面、高附路面、对开路面和对接路面上进行,车辆为空载状态。工况设定如下:车速为 $50\sim 70\text{ km/h}$,执行缓踩与急踩制动,并保持 20%~100% 的制动踏板开度,旨在验证车辆的制动稳定性及电制动退出时的制动平顺性。

验证结果表明:在 0.8 高附着系数路面上,低开度工况下实际电制动力矩与设计曲线吻合良好;高开度工况下 ABS 正常激活,电制动能在 200 ms 内快速退出,制动冲击度处于可接受范围,车速下降平稳无明显窜动。在 0.15 低附着系数路面上,空行程阶段后轮无抱死现象;其他 ABS 激活工况下电制动退出

过程正常,抱死车轮的轮速得到有效调节,车身姿态保持稳定。在对开路面与对接路面的测试中,ABS 激活及电制动退出时车身姿态始终可控,未出现明显制动窜动感,系统表现符合设计要求。

以 50%~60% 踏板开度、 50 km/h 车速条件下的测试数据为例,其在不同路面上的表现如图 3~图 7 所示。图中的曲线清晰地展示了车辆在高附、低附、对开及对接路面上的动态响应。数据分析表明:在高附路面上,当踏板开度为 50% 时电制动力矩维持在 $130\text{ N}\cdot\text{m}$ 左右,ABS 未激活,轮速平稳下降;当踏板开度为 60% 时,电制动力矩达到 $125\text{ N}\cdot\text{m}$ 左右即触发 ABS 激活,系统在 200 ms 内退出电制动,轮速得到有效调节,车辆保持稳定。在低附、对开和对接路面上,电制动均在达到 $130\text{ N}\cdot\text{m}$ 前因 ABS 激活而及时退出,轮速始终处于受控状态。从制动曲线可见,各工况下轮速调节有效,车辆姿态稳定,且主观驾驶评价确认制动冲击度体感可接受,整体表现符合设计要求。

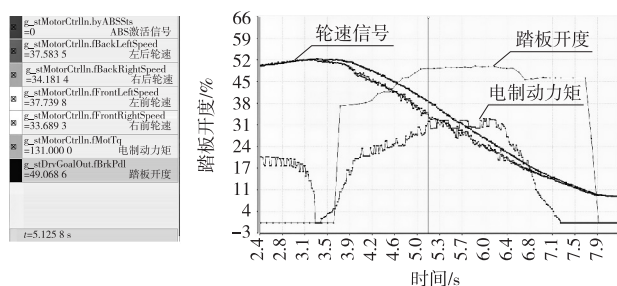


图 3 高附路面上 50% 制动踏板开度下的车辆制动曲线

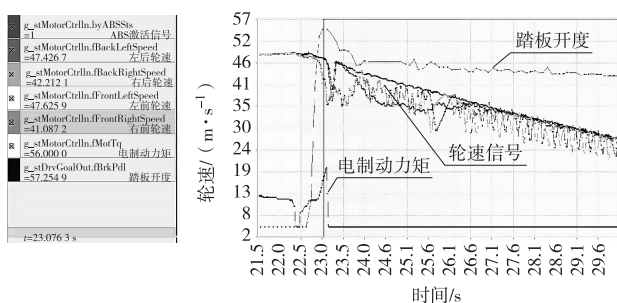


图 4 低附路面上 50% 制动踏板开度下的车辆制动曲线

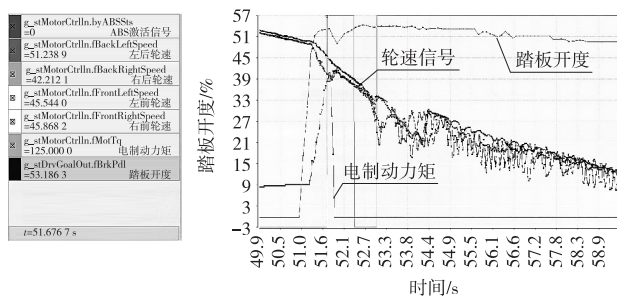


图 5 对接路面上 50% 制动踏板开度下的车辆制动曲线

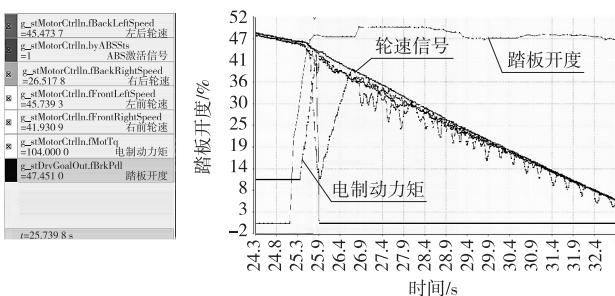


图6 对开路面上50%制动踏板开度下的车辆制动曲线

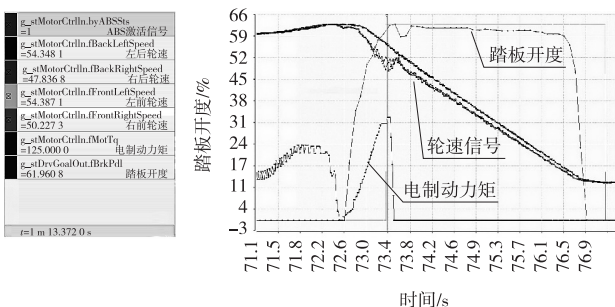


图7 高附路面上60%制动踏板开度下的车辆制动曲线

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.