

高低温环境下重型纯电动汽车阻力设定方法研究

李元栋¹, 陈莹¹, 嵇爱红¹, 柏齐¹, 吴秀奇², 李兰¹, 许金峰³

(1. 招商局检测车辆技术研究院有限公司 国家客车质量检验检测中心, 重庆 401329;

2. 比亚迪汽车工业有限公司, 广东 深圳 518118; 3. 陕西汽车集团股份有限公司, 西安 710200)

摘要:本文以重型纯电动汽车为研究对象,分别在高温和低温环境条件下开展能量消耗量和续驶里程试验,研究阻力设定的合理方法,确保试验结果的合理性和可靠性,以真实反映不同环境条件对车辆能量消耗量及续驶里程的影响。基于验证试验结果分析,得出替代阻力计算方法:在常温滑行阻力或推荐阻力的基础上增加10%得到低温环境的替代阻力,在常温滑行阻力或推荐阻力的基础上降低5%得到高温环境的替代阻力。

关键词:重型纯电动汽车;阻力设定;高低温环境;能量消耗量;续驶里程

中图分类号:U469.72

文献标志码:A

DOI:10.15917/j.cnki.1006-3331.2025.04.003

Study of Resistance Setting Method for Heavy-duty Pure Electric Vehicles Under High and Low Temperature Environment

LI Yuandong¹, CHEN Ying¹, ZHUO Yuanhong¹, BAI Qi¹, WU Xiuqi², LI Lan¹, XU Jinfeng³

(1. China Merchants Testing Vehicle Technology Research Institute Co., Ltd., National Coach Quality Inspection and

Test Center, Chongqing 401329, China; 2. BYD Auto Industry Co., Ltd., Shenzhen 518118, China;

3. Shaanxi Automobile Group Co., Ltd., Xi'an 710200, China)

Abstract: This paper takes heavy-duty pure electric vehicles as the research objects and conducts energy consumption and driving range tests under high and low temperature environments. It investigates the appropriate method for resistance setting to ensure the rationality and reliability of test results, which accurately reflect the impact of different environmental conditions on energy consumption and driving range. Based on the analysis of the validation test results, the following calculation method for determining alternative resistance is proposed: Increase the sliding resistance or the recommended resistance in a normal-temperature environment by 10% to obtain the alternative resistance for a low-temperature environment and decrease it by 5% to obtain the alternative resistance for a high-temperature environment.

Key words: heavy-duty pure electric vehicle; resistance setting; high and low temperature environment; energy consumption; driving range

目前,纯电动汽车在低温环境下仍存在续驶里程明显衰减、充电时间倍增的问题;而在高温环境条件

下,空调制冷负荷加大,热管理系统启用导致电耗增加,也使得续驶里程明显下降^[1-5]。因此,采用科学

收稿日期:2024-08-21。

基金项目:国家重点研发计划资助项目(2021YFB2501700)。

第一作者:李元栋(1997—),男,硕士,工程师,主要从事道路机动车辆污染物排放控制技术研究工作。E-mail:cjliyandong@cmhk.com。

通信作者:陈莹(1983—),女,博士,高级工程师,主要从事整车能量管理及热管理技术、整车及零部件节能降碳技术研究工作。E-mail:cjchenying@cmhk.com。

合理的测试方法评估纯电动汽车在特殊环境下的电耗和续驶里程,具有重要的意义。

我国现行有效的相关国家标准主要有 GB/T 18386.1—2021《电动汽车能量消耗量和续驶里程试验方法 第 1 部分:轻型汽车》^[6]、GB/T 18386.2—2022《电动汽车能量消耗量和续驶里程试验方法 第 2 部分:重型商用车》^[7]和 GB/T 19754—2021《重型混合动力电动汽车能量消耗量试验方法》^[8]。这些标准中规定的试验方法基本都适用于常温环境条件。尽管 GB/T 18386.1—2021 中对于轻型汽车的高低温环境有涉及,但却未涉及重型汽车。而团体标准 T/CECA-G 0122—2021、T/CSTE 0118—2021《“领跑者”标准评价要求 纯电动城市客车》^[9]的温度范围设定较窄,高温环境舱温度设置为 $(35\pm 3)^{\circ}\text{C}$,低温环境温度设置为 $(-7\pm 3)^{\circ}\text{C}$,适用车型也只有城市客车。因此,有必要针对高温和低温环境,研究重型纯电动汽车电量消耗和续驶里程的测试方法。

1 测功机阻力关系及研究方案

1.1 阻力关系

在底盘测功机上测试能量消耗和续驶里程时,底盘测功机的阻力设定是影响测试结果的重要因素^[10-16]。车辆在道路上行驶时,动力源需要克服的全部阻力,称为目标阻力。在底盘测功机上测试时,底盘测功机需要模拟车辆道路行驶时的目标阻力。通常情况下,车辆行驶时的目标阻力采用与车速的二次关系式来综合表达:

$$F_t = A + BV + CV^2 \quad (1)$$

式中: F_t 为目标阻力,单位为 N; V 为车速,单位为 km/h; A 为二次拟合公式中的常数项,单位为 N; B 为二次拟合公式中的一次项系数,单位为 N/(km/h); C 为二次拟合公式中的二次项系数,单位为 N/(km/h)²。

相对于道路行驶,车辆在底盘测功机上运行时,其状态发生了变化,其中部分阻力(如车辆传动系摩擦阻力)仍然存在,行业中将这类阻力称为固有阻力。而有些阻力(如空气阻力和部分轮胎的滚动阻力)则不存在了,需由底盘测功机额外补足。行业中将这类需要补足的阻力称为设定阻力。

在进行底盘测功机的阻力设定时,目标阻力 F_t 、设定阻力 F_{DS} 和车辆固有阻力 F_v 满足式(2):

$$F_t = F_{\text{DS}} + F_v \quad (2)$$

设定底盘测功机阻力时,需要先获取试验车辆的目标阻力系数,即公式(1)中的 A 、 B 、 C 。获取方法通常有道路滑行法和查表法。

1) 道路滑行法。此为最基本的方法。GB/T 27840—2011《重型商用车辆燃料消耗量测量方法》^[17]附录 C 给出了道路滑行的具体方法。基本方法是在标准的试验道路上,将车辆配载至试验质量,关闭电动汽车的能量回馈功能,将车辆加速到标准规定的最高车速(或车辆的最高车速)后松开加速踏板,根据车辆滑行时的车速、时间和距离,计算出车辆受到的目标阻力。

2) 推荐阻力查表法。GB/T 27840—2011《重型商用车辆燃料消耗量测量方法》^[17]附录 E 给出了目标行驶阻力系数推荐值。其基本原理是基于大量重型商用车辆采用道路滑行法得到的阻力系数,经统计分析后得出的平均结果,根据车辆的试验质量,查表后采用插值法计算得到该车辆的滑行阻力。推荐阻力查表法忽略了车辆的个体差异,与实际滑行阻力可能存在较大差异。但采用推荐阻力系数更加方便快捷,也是在型式检验试验时最常采用的方式。

1.2 车辆受力分析及温度影响

车辆行驶在不同环境温度下,其所受到的行驶阻力也有所不同。当汽车沿水平路面行驶时,发动机需要克服滚动阻力、空气阻力、加速阻力、坡道阻力以及车辆传动装置的内阻。车辆在道路上行驶的平衡方程^[10]为式(3):

$$F_t = F_i + F_w + F_r + F_i + F_j \quad (3)$$

式中: F_t 为发动机输出的驱动力; F_i 为车轮与地面的滚动阻力; F_w 为车辆行驶过程中受到的空气阻力; F_r 为车辆传动系的内阻; F_i 为车辆爬坡时的坡道阻力; F_j 为车辆受到的加速阻力。

当车辆依据 GB/T 27840—2011《重型商用车辆燃料消耗量测量方法》^[17]附录 C 进行实际道路滑行时,试验道路为清洁、干燥、平直的沥青混凝土路面。在这种条件下,当环境温度变化时,车辆受到的坡道

阻力和加速阻力基本不受影响, 主要受影响的是车辆受到的滚动阻力 F_f 、空气阻力 F_w 和传动系统内阻 F_r 。

1.2.1 环境温度对滚动阻力的影响

由 GB/T 29040—2012《汽车轮胎滚动阻力试验方法 单点试验和测量结果的相关性》^[18] 可知, 当温度变化时, 轮胎滚动阻力变化满足式(4):

$$F_R = F_{RT} [1 + K_T (T - 25)] \quad (4)$$

式中: F_R 为轮胎温度为 25°C 时的滚动阻力; F_{RT} 为轮胎温度为 $T^\circ\text{C}$ 时的滚动阻力; K_T 为轮胎滚动阻力系数, 对于特定的轮胎型号, 该系数为定值。

由式(4)可以得到式(5):

$$F_{RT} = \frac{F_R}{1 + K_T (T - 25)} \quad (5)$$

由式(5)可知, 环境温度与滚动阻力成反比。

1.2.2 环境温度对空气阻力的影响

依据空气动力学原理, 车辆在行驶过程中受到的空气阻力 F_w 满足式(6):

$$F_w = \frac{1}{2} \rho C_D A v_r^2 \quad (6)$$

式中: ρ 为空气密度, 单位为 kg/m^3 ; C_D 为空气阻力系数, 与车辆外形有关; A 为汽车迎风面积, 表示汽车行驶方向的投影面积, 单位为 m^2 ; v_r 为汽车与空气之间的相对速度, 单位为 m/s , 当风速为零时, v_r 为实际车速。

$$\rho = \frac{273.15}{273.15 + T} \rho_0 \quad (7)$$

式中: ρ_0 为标准状态下 (0°C 、 $1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$) 的空气密度, 为 $1.293 \text{ kg}/\text{m}^3$; T 为环境温度, 单位为 $^\circ\text{C}$ 。

由式(7)可知, 环境温度与空气阻力也成反比, 且影响显著。

1.2.3 环境温度对传动系统内阻的影响

车辆传动系统内阻与环境温度的变化关系密切: 当环境温度升高时, 润滑油黏度降低, 传动系统内阻减小; 当环境温度降低时, 润滑油黏度升高, 传动系统内阻增加。

1.3 底盘测功机模拟行驶阻力原理

当车辆在底盘测功机上运行时, 车相对地面不动, 驱动轮带动测功机滚轮转动, 因此发动机需要克服轮胎与滚筒的滚动阻力、车辆传动系统内阻、车辆

旋转部件的惯性阻力矩, 以及测功机内部传动部件的寄生阻力和旋转部件的惯性阻力矩。

$$F_t' = F_d' + F_f' + F_r' + F_m' + F_j' + F_h' \quad (8)$$

式中: F_t' 为发动机输出的驱动力; F_d' 为底盘测功机的加载力; F_f' 为车轮与底盘测功机滚筒表面的滚动阻力; F_r' 为车辆传动系统内阻; F_m' 为底盘测功机寄生阻力; F_j' 为车辆旋转部件的惯性阻力; F_h' 为底盘测功机旋转部件的惯性阻力。

当车辆依据 GB/T 27840—2011《重型商用车辆燃料消耗量测量方法》^[17] 附录 C 进行实际道路滑行时, 试验道路为清洁、干燥、平直的沥青混凝土路面, 且车辆为自由滑行状态, 此时没有坡道阻力 F_i 和加速阻力 F_j , 因此道路滑行阻力可表示为式(9):

$$F_{\text{road}} = F_f + F_w + F_r \quad (9)$$

式中: F_{road} 为车辆在道路滑行过程中受到的总阻力值。

底盘测功机上的滑行过程可表示为式(10):

$$F_{\text{dyno}} = F_d' + F_f' + F_r' + F_m' \quad (10)$$

式中: F_{dyno} 为底盘测功机的阻力。

底盘测功机通过改变加载力的方式来补偿底盘测功机与实际道路间的阻力差异, 从而确保试验过程中车辆受到的阻力值相同, 即

$$F_{\text{dyno}} = F_{\text{road}} \quad (11)$$

由式(11)可以得到式(12):

$$F_f + F_w + F_r = F_d' + F_f' + F_r' + F_m' \quad (12)$$

由于试验室底盘测功机具有寄生阻力补偿功能, 转鼓寄生阻力不会在公式中体现, 因此式(12)变为式(13):

$$F_d' = F_f - F_f' + F_r - F_r' + F_w \quad (13)$$

由式(13)可以看到, 底盘测功机的加载力为车辆在转鼓和道路上的滚动阻力差值、传动系内阻差值以及空气阻力三者的和。通常而言, 轮胎在转鼓和道路上的滚动阻力差值很小, 且传动系内阻的差值也可忽略不计, 因此式(13)可表示为式(14):

$$F_d' = F_w \quad (14)$$

联立式(9)和式(13)(14)可得式(15):

$$F_{\text{road}} = F_d' + F_f' + F_r' = F_w + F_f' + F_r' \quad (15)$$

根据底盘测功机手册, 在进行底盘测功机的阻力设定时, 目标阻力 F_{Tar} 、设定阻力 F_{Ds} 和车辆损失 F_v

满足以下关系:

$$F_{\text{Tar}} = F_{\text{DS}} + F_{\text{V}} \quad (16)$$

$$\text{由于: } F_{\text{road}} = F_{\text{Tar}} \quad (17)$$

$$F_{\text{DS}} = F_{\text{d}}' = F_{\text{w}} \quad (18)$$

$$\text{因此: } F_{\text{V}} = F_{\text{f}}' + F_{\text{r}}' \quad (19)$$

由式(19)可知,车辆损失等于车轮与底盘测功机的滚动阻力和车辆传动系内阻之和。根据1.2节的分析可知,车轮与底盘测功机的滚动阻力 F_{f}' 以及车辆传动系内阻 F_{r}' 随环境温度变化而变化:当环境温度降低时,车轮与底盘测功机的滚动阻力 F_{f}' 以及车辆传动系内阻 F_{r}' 均升高,因此车辆损失增加,从而导致转鼓阻力设定值降低;当环境温度升高时,车轮与底盘测功机的滚动阻力 F_{f}' 以及车辆传动系内阻 F_{r}' 均降低,因此车辆损失减小,从而导致转鼓阻力设定值增加。

1.4 研究方案的设计

在低温和高温环境下,底盘测功机转鼓阻力设定值与常温环境下的试验值不同。为了研究一种合理有效的阻力设定方法,设计了如图1所示的研究流程。

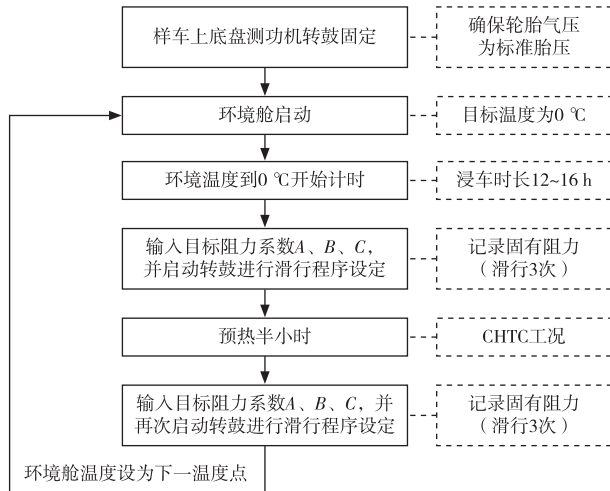


图1 高低温环境下阻力设定研究流程

图1中主要内容如下:

- 1) 将样车固定在底盘测功机的转鼓上,并调整轮胎气压至标准值。
- 2) 启动环境舱,将目标温度设定为0 °C。
- 3) 当环境舱温度稳定在0 °C时开始计时,每小时记录一次环境舱的温度和湿度,直至浸车结束。浸

车时长为12~16 h。

4) 输入目标阻力系数 A 、 B 和 C ,并启动转鼓进行滑行程序设定,完成样车转鼓滑行设定,进行冷车滑行,记录车辆的固有阻力。滑行次数应为3次。

5) 启动转鼓,车辆通过CHTC循环工况带动转鼓进行半小时预热,其间实时采集记录转鼓轮边力。

6) 再次输入目标阻力系数 A 、 B 和 C ,并再次启动转鼓进行滑行程序设定,完成样车转鼓滑行设定,进行热车滑行,记录车辆的固有阻力。滑行次数应为3次。

7) 将环境舱目标温度设定为-10 °C,进行浸车处理,重复以上3)~6)过程。

按照以上试验步骤,依次完成0、-10、-20、-30、-40、10、20、30、40、50 °C温度条件下的试验。

1.5 样车选取

为验证替代阻力设定方法的合理性,需选择样车开展验证试验,样车应满足如下要求:

- 1) 样车动力类型为纯电动,且具备电池包温度监测功能。
- 2) 如果样车配备制动能量回收系统,则在滑行试验开始前应能通过明显的方式将其关闭。
- 3) 如果汽车配备了制动防抱死系统(Anti-lock Braking System, ABS)或驱动力控制系统(Traction Control System, TCS),并且试验在单轴驱动的底盘测功机上进行,则应能够关闭ABS或TCS的轮速传感器。
- 4) 配置的电池具备高温热失控保护及低温冷启动保护功能。

本文选取的样车部分特征参数如下:样车类型为 N_3 类纯电动自卸汽车,最大设计总质量为18 000 kg。根据滑行法,常温目标阻力系数的设定值为: $A = 952.42 \text{ N}$, $B = 7.741 \text{ 3 N/(km/h)}$, $C = 0.145 \text{ 9 N/(km/h)}^2$ 。

2 低温试验及阻力设定

2.1 低温环境下浸车

低温环境条件下,在开展能量消耗量和续航里程试验之前,需进行低温浸车处理,步骤如下:①初次充

电结束后 1 小时内, 关闭全部车窗。②环境舱的浸车温度以 $(-30 \pm 3)^\circ\text{C}$ 为目标, 开启降温模式, 当环境温度达到 $(-30 \pm 3)^\circ\text{C}$ 时, 浸车计时开始。③浸车期间, 车辆启动开关必须处于“OFF”状态, 关闭引擎盖和全部车门车窗, 释放制动踏板, 浸车时长为 12 ~ 16 h。④浸车结束后 1 小时内开始低温试验循环。

2.2 低温试验及数据分析

试验过程如图 2 所示。在低温环境下, 输入目标阻力, 该目标阻力为车辆在实际道路滑行中得到的阻力值, 其中: $A=952.42\text{ N}$, $B=7.741\text{ 3 N}/(\text{km}/\text{h})$, $C=0.145\text{ 9 N}/(\text{km}/\text{h})^2$, 分别进行冷车状态滑行和热车状态滑行。冷车状态滑行指车辆浸车结束后, 电池电芯温度达到环境温度设定值, 且车辆动力系统未经预热直接启动转鼓进行滑行; 热车状态滑行指车辆浸车结束后, 电池电芯温度达到环境温度设定值, 车辆动

力系统启动并按 CHTC 循环运转半小时后, 再启动转鼓进行滑行。在两种状态下滑行时, 需先将车辆固定在转鼓上, 然后在底盘测功机控制软件中输入目标阻力值, 转鼓反拖车辆进行滑行, 通过计算得到转鼓设定阻力值 F_{DS} , 该数值可在转鼓的控制界面上读取, 结果分别见表 1 和表 2。



图2 阻力设定验证试验

表1 冷车状态下不同低温条件与常温条件的转鼓阻力设定值对比

车速/ $(\text{km}\cdot\text{h}^{-1})$	18℃值/N	0℃值/N	0℃偏差/%	-10℃值/N	-10℃偏差/%	-20℃值/N	-20℃偏差/%
90	3 382.10	3 293.87	-2.61	3 223.97	-4.68	3 161.04	-6.54
80	2 895.99	2 808.12	-3.03	2 739.05	-5.42	2 680.05	-7.46
70	2 461.15	2 375.88	-3.46	2 308.44	-6.20	2 253.98	-8.42
60	2 077.58	1 997.12	-3.87	1 932.15	-7.00	1 882.82	-9.37
50	1 745.27	1 671.87	-4.21	1 610.16	-7.74	1 566.58	-10.24
40	1 464.23	1 400.12	-4.38	1 342.49	-8.31	1 305.25	-10.86
30	1 234.46	1 181.86	-4.26	1 129.13	-8.53	1 098.83	-10.99
20	1 055.96	1 017.11	-3.68	970.09	-8.13	947.33	-10.29
10	928.73	905.85	-2.46	865.36	-6.82	850.74	-8.40

表2 热车状态下不同低温条件与常温条件的转鼓阻力设定值对比

车速/ $(\text{km}\cdot\text{h}^{-1})$	18℃值/N	0℃值/N	0℃偏差/%	-10℃值/N	-10℃偏差/%	-20℃值/N	-20℃偏差/%
90	3 382.10	3 362.09	-0.59	3 293.57	-2.62	3 193.19	-5.59
80	2 895.99	2 876.92	-0.66	2 814.90	-2.80	2 718.12	-6.14
70	2 461.15	2 443.43	-0.72	2 387.90	-2.98	2 295.57	-6.73
60	2 077.58	2 061.63	-0.77	2 012.58	-3.13	1 925.54	-7.32
50	1 745.27	1 731.52	-0.79	1 688.93	-3.23	1 608.03	-7.86
40	1 464.23	1 453.10	-0.76	1 416.95	-3.23	1 343.03	-8.28
30	1 234.46	1 226.36	-0.66	1 196.65	-3.06	1 130.55	-8.42
20	1 055.96	1 051.30	-0.44	1 028.02	-2.65	970.60	-8.08
10	928.73	927.94	-0.09	911.07	-1.90	863.16	-7.06

从表 1 可知,在 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的低温环境下,冷车状态的转鼓阻力设定值均小于常温环境 ($18\text{ }^{\circ}\text{C}$) 下的转鼓阻力设定值。由于车辆内阻增大,与常温环境相比,转鼓阻力设定值分别减小 $2\%\sim 4\%$ 、 $5\%\sim 8\%$ 、 $6\%\sim 11\%$ 。试验发现,在低温冷车状态下进行滑行,转鼓阻力设定值难以稳定。

热车方法是统一采用 CHTC 曲线热车 30 min ,然后开始滑行,记录相关参数进行分析。从表 2 可知,在 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的低温环境下,热车状态的转鼓阻力设定值均小于常温环境 ($18\text{ }^{\circ}\text{C}$) 下的转鼓阻力设定值。由于车辆内阻增大,与常温环境相比,转鼓阻力设定值分别减小了约 1% 、 $2\%\sim 4\%$ 、 $6\%\sim 8\%$ 。

2.3 低温试验阻力设定

在低温环境条件下,车辆润滑油黏度增加,导致动力系统传动效率下降,从而使车辆内阻增加。这意味着车辆在实际道路滑行时,由于内阻增加,滑行时间会变短,即车辆行驶阻力测试结果增大,最终反映为转鼓的目标阻力 F_t 增大。从低温环境条件的冷车状态和热车状态的转鼓道路模拟试验结果来看,将低温环境下转鼓目标阻力值设定为常温环境下转鼓目标阻力值的 1.1 倍是合理的。

基于上述分析,给出低温环境试验下两种替代阻力计算方法:

1) 采用道路滑行法时的替代阻力计算方法。低温环境试验时,车辆可按照 GB/T 27840—2011^[17] 附录 C 中 C.2.1 规定的滑行能量变化法开展道路滑行试验,将测得的滑行阻力增加 10% 作为替代的低温环境行驶阻力。

2) 采用推荐阻力查表法时的替代阻力计算方法。以最大设计总质量为 $18\ 000\text{ kg}$ 的客车为例,根据 GB/T 27840—2011^[17] 附录 E 的推荐方案,确定其行驶阻力系数推荐值为: $A = 886.5\text{ N}$, $B = 7.6\text{ N}/(\text{km}/\text{h})$, $C = 0.171\text{ N}/(\text{km}/\text{h})^2$ 。按照该推荐系数,对应于各车速点的行驶阻力见表 3 中的推荐阻力。在此基础上增加 10% ,即可得到各车速点对应的低温环境替代行驶阻力,见表 3 中的低温替代阻力。最后按照图 3 的方式,对低温替代阻力进行二次拟合,得到低温环境替代阻力系数: $A_{\text{dw}} = 975.15\text{ N}$, $B_{\text{dw}} = 8.36\text{ N}/(\text{km}/\text{h})$, $C_{\text{dw}} = 0.1881\text{ N}/(\text{km}/\text{h})^2$ 。

表 3 基于行驶阻力系数推荐值计算得到的
低温环境替代阻力示例

车速/ $(\text{km}\cdot\text{h}^{-1})$	推荐阻力/ N	低温替代阻力/ N
90	2 955.60	3 251.16
80	2 588.90	2 847.79
70	2 256.40	2 482.04
60	1 958.10	2 153.91
50	1 694.00	1 863.40
40	1 464.10	1 610.51
30	1 268.40	1 395.24
20	1 106.90	1 217.59
10	979.60	1 077.56

注:在推荐阻力基础上增加 10% 得到低温环境的替代阻力。

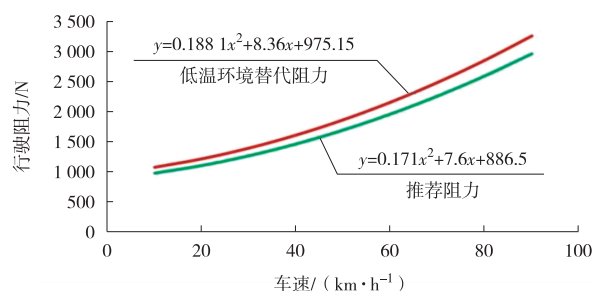


图 3 基于行驶阻力系数推荐值计算得到的
低温环境替代阻力示例曲线

因此,在低温环境试验时,车辆也可以基于 GB/T 27840—2011^[17] 附录 E 给出的行驶阻力系数推荐值,按照上述方法计算阻力,以此作为低温环境替代阻力。

3 高温试验及阻力设定

3.1 高温环境研究方案及样车选取

高温环境下,阻力设定方法的研究流程与低温环境相同(如图 1 所示)。样车选取的要求也与低温环境相同,样车特征参数保持一致。为便于对比分析,本文选取同一辆样车分别开展低温和高温验证试验。

3.2 高温环境下浸车

高温环境条件下,在开展能量消耗量和续驶里程试验之前,需要浸车处理,步骤如下:①初次充电结束后 1 小时内,关闭全部车窗。②环境舱的浸车温度以

(55±3)℃为目标,开启升温模式,当环境温度达到(55±3)℃时,浸车开始计时。③浸车期间,车辆启动开关必须处于“OFF”状态,关闭引擎盖和全部车门车窗,释放制动踏板,浸车时长为12~16 h。④浸车结束后1小时内开始高温试验循环。

3.3 高温验证试验及数据分析

在高温环境条件下,采用与低温环境相同的验证程序,选取同一辆样车开展验证试验。

在高温环境下,分别进行冷车状态滑行和热车状态滑行,得到结果见表4和表5。

表4 冷车状态下不同高温条件与常温条件的转鼓阻力设定值对比

车速/(km·h ⁻¹)	18℃值/N	30℃值/N	30℃偏差/%	40℃值/N	40℃偏差/%	50℃值/N	50℃偏差/%
90	2 841.82	3 234.94	13.83	3 242.84	14.11	3 327.91	17.10
80	2 487.02	2 824.57	13.57	2 832.80	13.90	2 920.52	17.43
70	2 164.97	2 458.92	13.58	2 466.20	13.91	2 555.07	18.02
60	1 875.68	2 138.00	13.98	2 143.05	14.25	2 231.57	18.97
50	1 619.16	1 861.80	14.99	1 863.35	15.08	1 950.01	20.43
40	1 395.39	1 630.33	16.84	1 627.09	16.60	1 710.41	22.58
30	1 204.38	1 443.59	19.86	1 434.28	19.09	1 512.75	25.60
20	1 046.13	1 301.57	24.42	1 284.92	22.83	1 357.04	29.72
10	920.65	1 204.28	30.81	1 179.01	28.06	1 243.28	35.04

表5 热车状态下不同高温条件与常温条件的转鼓阻力设定值对比

车速/(km·h ⁻¹)	18℃值/N	30℃值/N	30℃偏差/%	40℃值/N	40℃偏差/%	50℃值/N	50℃偏差/%
90	3 289.53	3 339.92	1.53	3 359.53	2.13	3 410.21	3.67
80	2 884.41	2 927.35	1.49	2 950.37	2.29	3 001.54	4.06
70	2 520.30	2 557.23	1.47	2 581.99	2.45	2 632.62	4.46
60	2 197.20	2 229.56	1.47	2 254.39	2.60	2 303.46	4.84
50	1 915.12	1 944.34	1.53	1 967.58	2.74	2 014.04	5.16
40	1 674.06	1 701.57	1.64	1 721.54	2.84	1 764.37	5.39
30	1 474.00	1 501.25	1.85	1 516.29	2.87	1 554.45	5.46
20	1 314.96	1 343.37	2.16	1 351.82	2.80	1 384.27	5.27
10	1 196.93	1 227.94	2.59	1 228.13	2.61	1 253.85	4.76

从表4可知,在30℃、40℃和50℃的高温环境下,冷车状态的转鼓阻力设定值均大于常温环境(18℃)下的转鼓阻力设定值。由于车辆内阻减小,与常温环境相比,转鼓阻力设定值分别增加了13%~30%、14%~28%、17%~35%。

从表5可知,在30℃、40℃和50℃的高温环境下,热车状态的转鼓阻力设定值均大于常温环境下的转鼓阻力设定值。由于车辆内阻减小,与常温环境相比,转鼓阻力设定值分别增加了1%~3%、2%~3%、3%~6%。

与低温环境类似,在高温环境下进行底盘测功机的阻力设定时,目标阻力、设定阻力和车辆固有阻力

的关系也满足式(2)。在高温环境下,车辆润滑油黏度降低,传动系统效率升高,车辆内阻会相应减小。这意味着车辆在实际道路滑行时,因内阻减小,滑行时间会增加,即车辆行驶阻力测试结果减小,最终反映为转鼓的目标阻力减小。

3.4 高温试验阻力设定

从高温环境条件下冷车状态和热车状态的转鼓道路模拟试验结果来看,高温环境下热车状态车辆内阻减小1%~6%,因此将高温环境下转鼓目标阻力值设定为常温环境下转鼓目标阻力值的0.95倍是合理的,即高温环境下转鼓目标阻力值比常温环境下转鼓目标阻力值低5%。

基于上述分析,给出高温环境试验下两种替代阻力计算方法:

1) 采用道路滑行法时的替代阻力计算方法。高温环境试验时,车辆可按照 GB/T 27840—2011^[17]附录 C 中 C.2.1 规定的滑行能量变化法开展道路滑行试验,将测得的滑行阻力减小 5% 后作为替代的高温环境行驶阻力。

2) 采用推荐阻力查表法时的替代阻力计算方法。以最大设计总质量 18 000 kg 的客车为例,按照 GB/T 27840—2011^[17]附录 E 的推荐方案,确定其行驶阻力系数推荐值为: $A=886.5\text{ N}$, $B=7.6\text{ N}/(\text{km}/\text{h})$, $C=0.171\text{ N}/(\text{km}/\text{h})^2$ 。按照该推荐系数,对应于各车速点的行驶阻力见表 6 中的推荐阻力。在此基础上降低 5%,即可得到各车速点对应的高温环境替代行驶阻力,见表 6 中的高温替代阻力。最后按照图 4 的方式,对高温替代阻力进行二次拟合,即得到高温环境替代阻力系数: $A_{\text{gw}}=842.18\text{ N}$, $B_{\text{gw}}=7.22\text{ N}/(\text{km}/\text{h})$, $C_{\text{gw}}=0.1625\text{ N}/(\text{km}/\text{h})^2$ 。

表 6 基于行驶阻力系数推荐值计算得到的高温环境替代阻力示例

车速/ $(\text{km}\cdot\text{h}^{-1})$	推荐阻力/ N	高温替代阻力/ N
90	2 955.60	2 807.82
80	2 588.90	2 459.46
70	2 256.40	2 143.58
60	1 958.10	1 860.20
50	1 694.00	1 609.30
40	1 464.10	1 390.90
30	1 268.40	1 204.98
20	1 106.90	1 051.56
10	979.60	930.62

注:在推荐阻力的基础上降低 5% 得到高温环境的替代阻力。

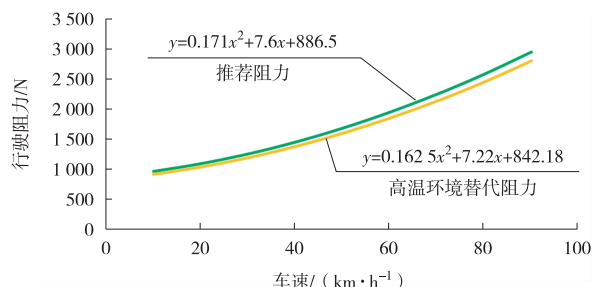


图 4 基于行驶阻力系数推荐值计算得到的高温环境替代阻力示例曲线

因此,在高温环境试验时,车辆也可以基于 GB/T 27840—2011 附录 E 给出的行驶阻力系数推荐值,按照上述方法计算阻力,以此作为高温环境替代阻力。

4 结 论

本文以重型纯电动汽车为对象,在高温和低温环境条件下开展能量消耗量和续驶里程试验时,相对于常温环境条件,车辆内阻和目标阻力都有较大变化。为确保试验结果的可靠性和有效性,需要选用合适的设定方法,确定科学合理的转鼓阻力系数。基于验证试验的数据分析结果,给出以下替代阻力计算方法:

1) 低温环境试验时,车辆可按照 GB/T 27840—2011 附录 C 中 C.2.1 规定的滑行能量变化法开展道路滑行试验,将测得的滑行阻力增加 10% 作为替代的低温环境行驶阻力;也可以基于 GB/T 27840—2011 附录 E 给出的行驶阻力系数推荐值,在推荐阻力的基础上增加 10% 得到低温环境的替代阻力。

2) 高温环境试验时,车辆可按照 GB/T 27840—2011 附录 C 中 C.2.1 规定的滑行能量变化法开展道路滑行试验,将测得的滑行阻力减小 5% 作为替代的高温环境行驶阻力;也可以基于 GB/T 27840—2011 附录 E 给出的行驶阻力系数推荐值,在推荐阻力的基础上降低 5% 得到高温环境的替代阻力。

参考文献:

- [1] 何嘉俊,李路,赵智超,等. 纯电动汽车在不同环境温度下的 WLTC 工况续驶里程影响因素研究[J]. 汽车实用技术, 2024, 49(11): 33-39.
- [2] 刘清云,肖宇,李晓阳. 低温对纯电动汽车的影响[J]. 汽车实用技术, 2023, 48(2): 20-24.
- [3] 李泽艺,曾文波,赵培生,等. 电动汽车续航衰减分析与优化展望[J]. 汽车工业研究, 2022(2): 39-42.
- [4] 刘滨,欧阳,刘博鑫,等. 浅析低温环境下纯电动汽车续驶里程缩减的因素[J]. 汽车工业研究, 2022(1): 43-47.
- [5] 解难,胡月昆,杨帆,等. 环境温度对电动汽车续驶里程影响的试验研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2018, 32(6): 21-25.
- [6] 中华人民共和国工业和信息化部. 电动汽车能量消耗量和续驶里程试验方法 第 1 部分: 轻型汽车: GB/T 18386.1—2021[S]. 北京: 中国标准出版社, 2021: 1-27.

- [7] 中华人民共和国工业和信息化部. 电动汽车能量消耗量和续驶里程试验方法 第2部分: 重型商用车辆: GB/T 18386.2—2022[S]. 北京: 中国标准出版社, 2022: 1-15.
- [8] 中华人民共和国工业和信息化部. 重型混合动力电动汽车能量消耗量试验方法: GB/T 19754—2021[S]. 北京: 中国标准出版社, 2021: 1-26.
- [9] 企业标准“领跑者”工作委员会, 中国节能协会标准化专业委员会. “领跑者”标准评价要求 纯电动城市客车: T/CECA-G 0122—2021、T/CSTE 0118—2021[S]. 2021: 1-25.
- [10] 陶志军, 彭磊, 秦孔建, 等. 重型混合动力客车转鼓试验的阻力设定方法研究[J]. 汽车工程, 2011, 33(4): 361-364.
- [11] 尹涛, 郑义, 李晶, 等. 底盘测功机行驶阻力设定方法比较[J]. 小型内燃机与车辆技术, 2014, 43(1): 54-56.
- [12] 嵯爰红, 尚勇, 刘剑, 等. 重型电动汽车能耗测试阻力选取方法研究[J]. 客车技术与研究, 2019, 41(1): 42-44.
- [13] 马艳飞, 杨凡, 陈石人, 等. 底盘测功机不同模式对纯电动汽车经济性影响的研究[J]. 汽车实用技术, 2020(10): 20-25.
- [14] 唐保龙, 赵广成, 马超. 电动汽车的续驶里程及影响因素分析[J]. 汽车实用技术, 2022, 47(21): 25-31.
- [15] 李兰, 刘一鸣, 陈莹, 等. 基于缩短法城市客车能耗试验阻力选取方法研究[J]. 重型汽车, 2023(6): 11-12.
- [16] 周炳松, 吕良远, 罗彦, 等. 基于滑行阻力的轻型纯电动汽车续驶里程提升分析[J]. 客车技术与研究, 2023, 45(5): 27-30.
- [17] 中华人民共和国工业和信息化部. 重型商用车辆燃料消耗量测量方法: GB/T 27840—2011[S]. 北京: 中国标准出版社, 2011: 1-34.
- [18] 中国石油和化学工业联合会. 汽车轮胎滚动阻力试验方法 单点试验和测量结果的相关性: GB/T 29040—2012[S]. 北京: 中国标准出版社, 2012: 1-26.

(上接第14页)

参考文献:

- [1] 肖玉龙. 基于UWB技术的煤矿井下定位系统研究与设计[J]. 机械管理开发, 2022, 37(1): 201-203.
- [2] 张爱琳, 刘辉, 王小海, 等. 信号干扰下的超宽带精确定位问题研究[J]. 吉林大学学报(信息科学版), 2024, 42(2): 193-199.
- [3] 白晓娟, 道伟, 关露, 等. 室内复杂环境处理及泰勒公式改进定位算法研究[J]. 电子测量技术, 2021(3): 55-59.
- [4] 缪希仁, 范建威, 江灏, 等. 基站异常情况下基于改进极限学习机的超宽带室内定位方法[J]. 传感技术学报, 2020, 33(10): 1457-1466.
- [5] 肖庭杨, 章迪. 基于BP神经网络的厘米级超宽带测距误差改正模型设计与实验[J]. 全球定位系统, 2021, 46(4): 52-58.
- [6] 王成蓉. 基于超宽带定位系统的解析算法设计[J]. 电脑编程技巧与维护, 2019(1): 139-141.
- [7] 陈磊, 王菲菲, 焦良葆, 等. 基于最小二乘和泰勒级数的超宽带定位算法[J]. 信息化研究, 2020, 46(2): 30-35.
- [8] 任斌, 徐会彬. 基于总体最小二乘的泰勒级数展开的TOA的UWB定位方法[J]. 科学技术与工程, 2013, 13(21): 6129-6133.
- [9] 刘卫波, 张旭. 基于UWB技术的变电站三维定位系统设计与实现[J]. 粘接, 2024, 51(6): 142-145.
- [10] 龚纯, 王正林. 精通MATLAB最优化计算[M]. 北京: 电子工业出版社, 2009: 212-215.
- [11] 马光辉. 基于UWB的隧道内人员定位系统设计研究[D]. 石家庄: 石家庄铁道大学, 2023.
- [12] 周旷宇. 基于到达时间的UWB室内定位方法研究[D]. 重庆: 重庆交通大学, 2024.
- [13] 雷雪琪, 白玉, 张建波, 等. 面向步行交通品质提升的人行道宽度设计实证研究[J/OL]. 城市交通. <https://doi.org/10.13813/j.cn11-5141/u.2025.0010>.