

文章编号:0253 - 4339(2016) 05 - 0039 - 06

doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2016. 05. 039

# 电动汽车冬季负荷特性研究

张子琦 李万勇 张成全 施骏业 陈江平

(上海交通大学制冷与低温工程研究所 上海 200240)

**摘要** 纯电动汽车在冬季运行时,其采暖负荷将造成续航里程严重缩短。因此,确定电动汽车空调在冬季时的负荷特性对于指导设计和控制尤为重要。对此本文使用热平衡法对电动汽车稳态负荷特性进行了实验研究,结果发现:冬季采暖负荷主要由新风负荷与车体围护结构导热负荷构成,其中新风负荷占主要部分,该负荷随车速、及鼓风机风量的增加而增加。在  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  环境中,随车速及鼓风机档位变化,新风负荷占比为  $56.2\% \sim 84.8\%$ 。基于此,进一步分析计算了冬季采暖负荷及制热效率对于纯电动汽车的里程影响:NEDC 工况下,冬季使用 PTC 取暖将会使得续航里程下降  $20.1\% \sim 56.4\%$ ,而使用热泵将显著延长续航里程,当热泵效率为 1.7 时,可延长里程  $7.4\% \sim 13.2\%$ 。

**关键词** 热负荷;热泵;电动汽车;续航里程

**中图分类号**:TB657.5; U469.72

**文献标识码**:A

## A Study on Heat Load Character of EV in Cold Climate

Zhang Ziqi Li Wanyong Zhang Chengquan Shi Junye Chen Jiangping

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China)

**Abstract** Due to heating demands, the range of Electric Vehicles (EVs) will significantly decrease when used in cold climate. A study on character of EV heating load is present in this paper, and a new experimental method of heating load evaluation is provided. The heating load of EV was experimentally evaluated and modeled. The ventilation load is responsible for most of the heating load. Under  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  the ventilation load accounts for  $56.2\% - 84.4\%$  of total load, which is changed with vehicle velocity and blower level. Then the effect of heating load on EV NEDC range was calculated. It can be concluded that the PTC heater will cause a  $20.1\% - 56.4\%$  decrease in NEDC range, while using heat pump to meet the requirement of heating will greatly improve the NEDC range. A  $7.4\% - 13.2\%$  extension can be achieved with a heat pump COP of 1.7.

**Keywords** heat load; heat pump; electric vehicle; range

传统燃油车在为人民生产生活提供极大便利的同时也造成了巨大的能源消耗<sup>[1]</sup>和环境污染。据统计<sup>[2]</sup>,在重污染时段,空气中  $\text{PM}_{2.5}$  的 40% 来源于汽车尾气排放。随着节能减排和环保压力的不断加大,近几年来,电动汽车在全球范围内取得了长足的发展<sup>[3]</sup>。

受制于电池技术的瓶颈,电动汽车的续航里程仍然不能使人满意,这一点在冬季体现的尤为明显<sup>[4]</sup>。汽车空调作为保障成员舒适性及安全驾驶的必要设备,目前已经得到广泛的普及。作为汽车中能耗最大的辅助设备,空调的开启会对电动汽车的续航里程造成极大的影响<sup>[5]</sup>。在不同的测试工况及环境条件下,开启空调后电动汽车的续航里程最大可下降近  $40\% \sim 60\%$ <sup>[6]</sup>,严重影响电动汽车的使用。为此,精确测定电动汽车的空调负荷,并以此指导汽车空调的设计和控制在就显得尤为重要。不少学者曾在该方面

做出努力<sup>[7-10]</sup>,但多使用计算流体力学的手段加以仿真,且研究对象多为夏季热负荷,对冷负荷的实验研究以及冬季冷负荷对续航里程的影响探究则几乎没有。

本文使用热平衡法对电动汽车空调冬季的稳态负荷进行了研究。文章分为三部分:第一部分分析了冬季电动汽车空调的负荷构成,提出负荷的测定方法及原理;第二部分选取了某一品牌的纯电动汽车作为测试对象,对负荷各组成部分进行实验测试,并拟合负荷与其影响条件的数学关系;第三部分分析了在不同冬季环境条件和 NEDC 测试工况下,电动汽车空调负荷对其续航里程的影响。

## 1 电动汽车冬季负荷特性

在传统燃油汽车中,汽车空调的负荷主要由以下

部分构成<sup>[11]</sup>:新风负荷、太阳辐射热负荷、车体围护结构导热负荷、发动机舱传热及由人体散热、车内电子器件散热等构成的其他负荷,如图 1 所示。其中,占主要部分的为新风负荷、太阳辐射热负荷和车体围护结构热负荷,这三种负荷占夏季总负荷的 90% 以上。对于冬季行驶的纯电动汽车,其冷负荷主要由车体导热负荷和新风负荷构成。下文将分别介绍这两种负荷的测试方法。

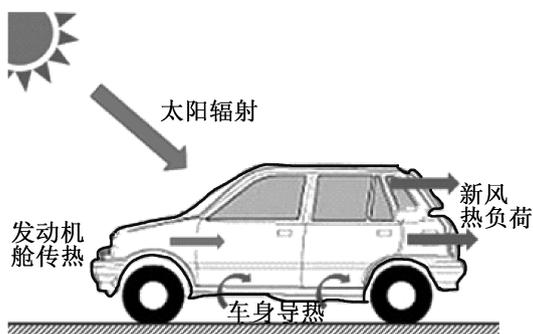


图 1 汽车空调主要热负荷构成  
Fig. 1 Sketch of vehicle heat load

### 1.1 车体围护结构导热负荷测定原理

在汽车空调运行时,车内外会维持一定的温差。由此,热量会在车内外通过围护结构传递,从而给空调造成一部分的负荷。汽车围护结构通常由多层构成,每层性质各不相同,且几何结构非常复杂,使得计算车体导热结构的难度非常大。然而,对于热负荷计算而言,关注更多的是维持车内外一定温差时所需的热量,因此可测定整个车体围护结构的综合传热系数,以便计算维持一定温差时所需的热量。根据传热学已知:

$$Q_{cond} = kA\Delta T \quad (1)$$

式中:  $Q_{cond}$  为车体围护结构漏热量, W;  $A$  为车体外表面积,  $m^2$ ;  $\Delta T$  为车内外温差, K。

若将汽车车身整个当做一个整体,则车内环境、车体、大气环境之间发生的传热系数可用综合传热系数  $K$  表示。当车内环境固定时,该传热系数的大小将随车速变化,即:

$$k = f(v) \quad (2)$$

式中:  $k$  为车体对流换热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $v$  为车速, km/h。

对于确定的车型,其表面积已经固定。因此,式(2)可化为:

$$Q = K\Delta T \quad (3)$$

即:

$$K = Q/\Delta T \quad (4)$$

式中:  $Q$  为车体围护结构导热负荷, W;  $K$  为导热系数,  $W/K$ ;  $\Delta T$  为围护结构两侧温差, K。

对于确定的车型,若在实验中给定车体内部的热源发热量,并测定车内外的平均温差,即可计算出车体综合传热系数  $K$ ,由此可反推不同工况下维持车内外固定温差所需要的热量  $Q$ 。

### 1.2 新风负荷测定原理

新风负荷是构成车辆冷热负荷的主要部分之一。在车辆行驶时,在车速和 HVAC 内鼓风机的作用下,车体内外会出现压差。由于车体缝隙和限压阀的存在,在压差的作用下会导致车内的空气泄漏至车外,带走一部分的热量,造成一部分负荷。此外,为出于驾驶安全考虑,车内的二氧化碳及有害气体浓度不可高于一定值,这就要求汽车空调在运行时必须保证一定的新风量。易知:

$$Q_{fair} = m\Delta H \quad (5)$$

式中:  $Q_{fair}$  为新风负荷, W;  $m$  为车体新风质量, kg/s;  $\Delta H$  为车体内外侧空气焓差, J/kg。

而车体的新风量将随车内外压差变化而变化,即:

$$m = f(\Delta p) \quad (6)$$

式中:  $m$  为车体新风质量, kg/s;  $\Delta p$  为车内外的压差, Pa。

因此,若测定不同车内外风速及空调工作状态下的车内外压差,再使用风量测量装置测定不同压差下的风量,即可测得不同工况下车体的新风量。

### 1.3 辐射负荷、电池散热及其他

太阳辐射是汽车空调的主要负荷之一,夏季车体由于太阳辐射所获得的热量可占总负荷的 30% 以上;冬季的太阳辐射将降低车体取暖负荷。本文中,为保证负荷的设计值可以满足最恶劣条件下的需求,故没有考虑太阳辐射的计算。

电池散热也是电动汽车热负荷中应当考虑的因素之一。为保证电池的正常工,电池包的温度应控制在一定范围之内<sup>[12]</sup>。该温度范围随电池的类型及工艺不同而略有区别,但总体温度范围在 30 ~ 40 °C<sup>[13]</sup>,与车厢内部温度相差较小;且车体地板通常覆盖有共聚物材料的地毯<sup>[14]</sup>,导热性能较差。为简化负荷模型,本文将忽略电池散热通过地板传入车体内的热量。

## 2 各负荷实验测试及分析

### 2.1 实验系统介绍

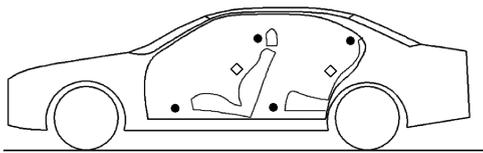
实验选取的待测车型为中国某国产品牌纯电动汽车,其基本参数如表 1 所示。

表 1 被测车辆基本参数

Tab. 1 Basic parameters of tested vehicle

参数	值
车身长度	3.5 m
车身宽度	1.5 m
车身高度	1.5 m
轴距	2.3 m
车身结构	3 门 4 座两厢
电池容量	18 kW · h
额定里程	120 km, NEDC

热负荷实验在风洞中进行,实验台示意图如图 2 所示。待测车辆放置于风洞之中,实验所需的环境侧条件由风洞提供。车内共布置 12 个温度测点,车内平均温度由温度测点的算术平均值求得。车内共布置 2 个压力测点,车外左右各布置一个压力测点,车内外压差由内外压力测点的平均值之差确定。各个测量参数及精度如表 2 所示。根据 Moffat R J<sup>[15]</sup> 提出的不确定度计算方法,可得各个参数的不确定度,如表 3 所示。



• :温度测点;◇:压力测点

图 2 温度、压力测点分布示意图

Fig. 2 Sketch of temperature and pressure measurement points

表 2 被测参数测试精度及范围

Tab. 2 Measure parameters and accuracy

被测项目	精度	测量范围
温度	$\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$	$-40\sim 200\text{ }^{\circ}\text{C}$
压差	$\pm 2\text{ Pa}$	$0\sim 200\text{ Pa}$
输入功率	$\pm 0.2\%$	$0\sim 6\ 000\text{ W}$

表 3 被测参数不确定度

Tab. 3 Uncertainty of measurements

被测项目	热量	输入功	风量
不确定度	$\pm 0.2\%$	$\pm 0.2\%$	$\pm 1.9\%$

## 2.2 车体围护结构导热负荷实验

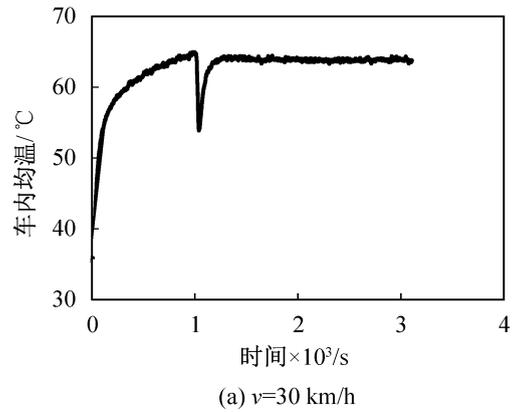
实验中车体内部温度测量点按前文所述进行设

置。实验开始时,将所有车窗、车门关闭,并将空调模式调整至内循环。电加热置于前后排座位之上,开启空调鼓风机,并将 HVAC 模式调整为吹面模式,使得车内温度的不均匀度尽可能降低。待各个温度测点的测量值稳定后,记录电加热功率,并对围护结构综合导热系数进行计算。围护结构导热实验的测试工况如表 4 所示。

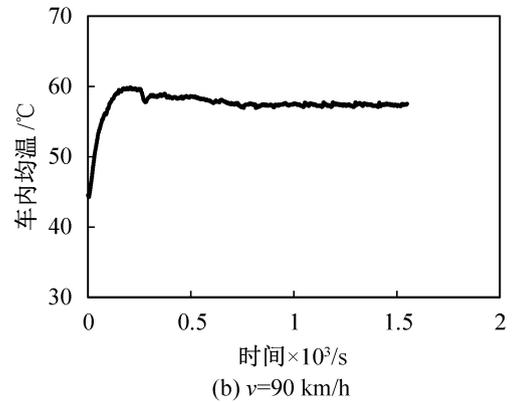
表 4 测试工况

Tab. 4 Test conditions

编号	HVAC 风门模式	车速 / (km/h)	环境温度 / $^{\circ}\text{C}$	电加热功率 / W
1	鼓风机最大	30	-20	2 615
2	吹面模式	90	-20	2 615



(a)  $v=30\text{ km/h}$



(b)  $v=90\text{ km/h}$

图 3 不同测试工况下的车内均温

Fig. 3 Average cabin temperature under different test conditions

实验中车内平均温度的变化如图 3 所示。从图中可以看出,在不同的环境风速下,前排平均温度低于后排平均温度。原因在于车窗作为车体围护结构导热的主要途径,前窗的面积要远大于后窗,且车内气流分布使得前排队加热的热量更容易被带到后排。对比不同车速下的车内平均温度可以看出,随着车速

的上升,车体围护结构的综合导热系数成上升趋势。表 5 中列出了不同测试工况下的车体围护结构综合导热系数的计算结果。

表 5 车身导热系数测试结果

Tab. 5 Result of overall heat conduction rate

编号	电加热功率/W	车速/(km/h)	车内均温/℃	车体导热系数/(W/K)
1	2 615	30	63.9	31.1
2		90	57.4	34

### 2.3 新风负荷实验

实验中的压力测点按照前文所述布置。实验时,调整空调模式为全新风模式,并按照实验需求调整鼓风机的档位。实验中测试工况及内外压差如图 4 所示。

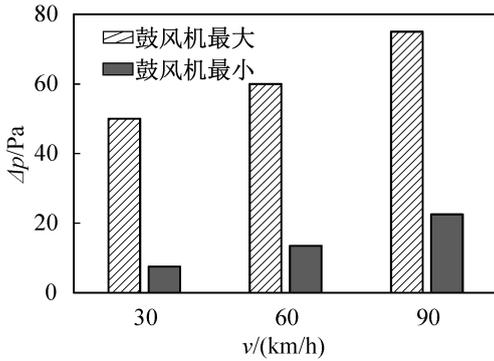


图 4 不同工况下车内外压差

Fig. 4 Pressure difference under different testing conditions

由图可知,在全新风模式下,车内外压差随车速的上升而上升,鼓风机的启停对于压差的大小有很大的影响。当鼓风机处于最大档时,车内外压差在 50 ~ 75 Pa 之间变动,而鼓风机关闭时,则为 7.5 ~ 22 Pa。对结果进行拟合,有:

鼓风机最小档时:

$$\Delta p = 7.5 \left( \frac{v}{30} \right) - 0.5 \quad (7)$$

鼓风机最大档时:

$$\Delta p = 12.5 \left( \frac{v}{30} \right) + 37.5 \quad (8)$$

车内外压差与车速成近似线性的关系。

依据上个实验中测得的不同车速和空调状态下的车内外压差值进行新风量的测定。实验时将所有车门关闭,新风风门关闭,鼓风机也处于关闭状态。使用风量台还原测得的压差值,同时进行一定的差值,以获得更为准确的曲线。

由流体力学可知,流体流经狭缝时,其流量和压

差的 0.5 次方成正比:

$$Q_v = K' \sqrt{\Delta p} + C \quad (9)$$

式中:  $Q_v$  为流体的体积流量,  $m^3/h$ ;  $\Delta p$  为狭缝两侧的压差, Pa;  $K'$  为修正系数;  $C$  为常数。

对实验结果进行整理,可得到新风量和内外压差之间的关系如图 5 所示。

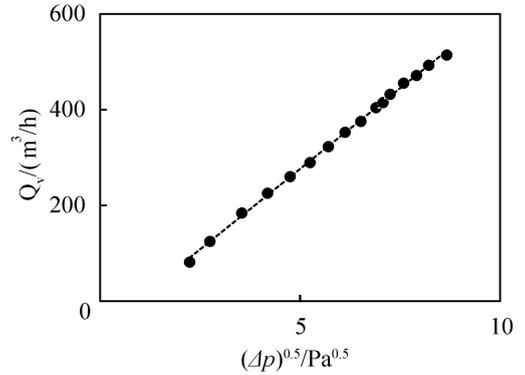


图 5 车体新风量与车身内外压差关系

Fig. 5 Relation between pressure difference and fresh air volume

因此,车内外新风量和压差的对应关系式为:

$$Q_v = 67.274 \sqrt{\Delta p} - 59.9 \quad (10)$$

由式(10)可以看出,该直线在纵轴上的截距为负值。这是由于车体的围护结构本身具有一定密封性,车内外需具有一定的压差才能构成空气泄漏。由此,即可计算不同工况下由新风造成的负荷。尽管在实验中仅测试了 30 ~ 90 km/h 下车内外压差与车速的关系,但根据 Knibbs L D 等<sup>[16]</sup>的工作可知,同一种空调状态下车内新风量与车速成线性关系,因此可以将结果外推到 0 ~ 120 km/h。

## 3 电动汽车负荷分析及其对续航里程的影响

### 3.1 电动汽车负荷计算

#### 3.1.1 车体围护结构导热部分

在上文的工作中,测定了不同车速下的车体围护结构综合传热系数。从测试结果可知,对于不同的车速,车体围护结构导热综合传热系数变化非常小(车速从 30 km/h 变化到 90 km/h 时仅增加 9%),且由于车体围护结构导热在整体热负荷中所占比例较小,因此出于简化计算考虑,不同车速下车体围护结构导热综合传热系数取为 30 km/h 和 90 km/h 下的平均值,即:

$$Q_{cond} = 32.5 \Delta T \quad (11)$$

#### 3.1.2 新风负荷

由上文的工作可知,对于不同工况下车内外的压

差与车速成线性关系。在鼓风机最小档时参见式(7),鼓风机最大档时参见式(8),车体新风量与车内外压差的关系如式(10)所示。

因此,新风负荷可转化为车速  $v$  的函数式。车速和时间之间存在对应关系,因此:

$$Q_{f,air} = m\Delta h = Q_v(\sqrt{\Delta p(v(t))}) \quad (12)$$

### 3.2 电动汽车冬季热负荷计算

至此,可建立电动汽车冷负荷与车速的关系。当车内温度维持恒定时,车体内部结构(如内饰、座椅等)将与空气达到热平衡,因此车身热容所造成的负荷不在计算范围之内。综合前文结论,可知:

$$Q_{h,total} = Q_{cond} + Q_{f,air} \quad (13)$$

上文分别实验测定了汽车空调的主要热负荷,并根据实验数据拟合了各项热负荷随其控制参数的表达式。根据表达式,可以计算不同环境因素下汽车空调热负荷对于汽车里程数的影响。

以 NEDC 循环工况为例,车速和时间之间存在对应关系。由此可得:

$$W_{total} = \int (Q_{cond} + Q_{f,air}) dt \quad (14)$$

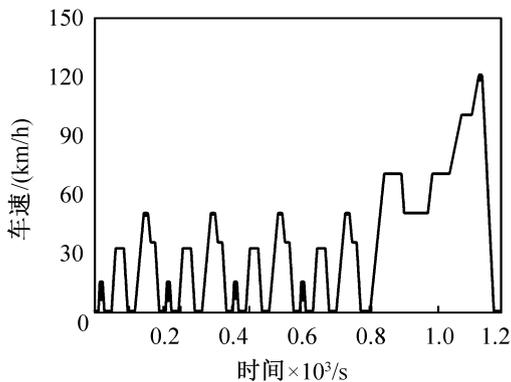


图 6 NEDC 测试工况车速-时间关系图

Fig. 6  $v-t$  relationship of NEDC

对一个 NEDC 循环中的热负荷耗功进行计算,即可对空调耗电对里程的影响进行评估。计算工况见表 6。

表 6 冬季冷负荷计算条件

Tab. 6 Calculation conditions of winter

季节	室外侧环境 温度/ $^{\circ}\text{C}$	室内侧环境 温度/ $^{\circ}\text{C}$	太阳辐射 强度/ $(\text{W}/\text{m}^2)$
冬季	-20	20	0

根据计算,即可得到冬季不同风速下的电动汽车冷/热负荷及其构成。冬季工况见表 7。

由计算结果可以看出,冬季冷负荷中最主要的部分是新风负荷。随车速及新风风门的变化,电动汽车

冬季冷负荷的变化范围为 2 974 ~ 8 577 W,其中新风负荷所占比例为 56.2% ~ 84.8%。考虑到外界环境温度较低时,车窗表面温度常常低于车内空气的露点温度,因此车窗时常出现凝雾。在传统燃油车和使用 PTC 加热的纯电动汽车中,车窗除雾常使用引入大量新风降低车内空气湿度的方式,此举会造成大量的新风负荷,使得车辆续航里程缩短。因此,使用热泵取暖时,除其制热 COP 明显高于 PTC 加热取暖方式之外,三换热器系统还可具有内气循环除雾的功能,可以大大降低新风负荷(降低至仅有车身围护结构导热负荷,1 302 W)。这也是采用热泵系统取暖的优势所在。

表 7 冬季负荷计算结果

Tab. 7 Heating load of winter

风门状态	鼓风机 档位	车速/ (km/h)	新风 负荷/W	车体导 热负荷/W
新风风 门全开	最大	30	5 803	1 302
		90	7 275	
	最小	30	1 672	
		90	3 560	

### 3.3 负荷对续航里程影响及热泵的节能效果

据前文推导,可以计算冬季冷负荷对续航里程的影响。计算的环境条件如表 6 所示,取 PTC 的电加热效率为 1,热泵取暖的效率取为 1.7,计算采用 NEDC 循环工况(图 6)。计算结果如表 8 所示。

表 8 空调风门状态与 NEDC 里程

Tab. 8 Relative range under different AC conditions

空调状态	相对里程	
	PTC 加热	热泵加热
关闭	1	1
全外循环,鼓风机最大档	0.648	0.757
全外循环,鼓风机最小档	0.435	0.567

由计算结果可以看出,纯电动汽车开启空调后将会对续航里程造成非常明显的影响。冬季工况取暖时,电动汽车的续航里程将会下降 20.1% ~ 56.4%,严重影响车辆使用。而使用热泵后,由于能量消耗减少,续航里程将会有所延长,延长范围为 7.4% ~ 13.2%,且随热负荷的增加,其延长里程的效果也更好。

## 4 结论

本文分析了纯电动汽车冬季冷负荷的构成,提供了一种实验测定冬季冷负荷的方法,拟合了不同负荷与车速、太阳辐射之间的数学关系式,并分析了不同工况下各个负荷的相对大小及其对纯电动汽车续航里程的影响。根据实验及计算,可以得到如下结论:

1) 对于纯电动汽车,冬季负荷由新风负荷和车体围护结构导热负荷构成,新风负荷同样占主要部分;冷负荷将随环境条件及空调状态的变化而改变,随空调选取的新风模式不同,冷负荷的变化范围为 2 974 ~ 8 577 W,新风负荷占负荷总量的 56.2% ~ 84.8%。

2) NEDC 工况下,冬季取暖将会对车辆续航里程造成明显影响。在不同的空调风门和鼓风机状态下,冬季使用 PTC 取暖将会使得续航里程下降 20.1% ~ 56.4%。

3) 使用热泵将明显增加电动车的续航里程。增加的效果将随热泵 COP 的上升而增加,当 COP 为 1.7 时,上升范围为 7.4% ~ 13.2%。

### 参考文献

[1] Yan X, Crookes R J. Study on energy use in China[J]. Journal of the Energy Institute, 2007, 80(2): 110-115.  
[2] Chunli B. Progress and prospect on atmospheric haze research in Chinese academy of sciences [J]. Bulletin of Chinese Academy of Sciences, 2014(3):1.  
[3] Brown S, Pyke D, Steenhof P. Electric vehicles: The role and importance of standards in an emerging market [J]. Energy Policy, 2010, 38(7): 3797-3806.  
[4] 谢若琳. 电动汽车雪天续航里程锐减 车企称不排除涉及质量问题[N]. 证券日报,2015-11-23(B3).  
[5] Farrington R, Rugh J. Impact of vehicle air-conditioning on fuel economy, tailpipe emissions, and electric vehicle range[C]//Earth technologies forum. 2000: 1-6.  
[6] Jeffers M A, Chaney L, Rugh J P. Climate control load reduction strategies for electric drive vehicles in warm weather[R]. SAE Technical Paper, 2015.

[7] Pathuri R, Patil Y, Nagarhalli P V. Deployment of 1D simulation with multi air zone cabin model for air conditioning system development for passenger car[R]. SAE Technical Paper, 2015.  
[8] Zheng Y, Mark B, Youmans H. A simple method to calculate vehicle heat load[R]. SAE Technical Paper, 2011.  
[9] Fayazbakhsh M A, Bahrami M. Comprehensive modeling of vehicle air conditioning loads using heat balance method [R]. SAE Technical Paper, 2013.  
[10] Patil A, Radle M, Shome B, et al. One-dimensional solar heat load simulation model for a parked car [R]. SAE Technical Paper, 2015.  
[11] 阙雄才,陈江平. 汽车空调实用技术[M]. 北京:机械工业出版社,2003:67-76.  
[12] Motloch C G, Christophersen J P, Belt J R, et al. High-power battery testing procedures and analytical methodologies for HEV's[R]. SAE Technical Paper, 2002.  
[13] Cairns E J, Albertus P. Batteries for electric and hybrid-electric vehicles[J]. Annual Review of Chemical and Biomolecular Engineering, 2010(1): 299-320.  
[14] 胡义兵. 汽车地毯复合材料高温力学性能研究[D]. 上海:上海交通大学,2005:2-3.  
[15] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results[J]. Experimental thermal and fluid science, 1988, 1(1): 3-17.  
[16] Knibbs L D, De Dear R J, Atkinson S E. Field study of air change and flow rate in six automobiles [J]. Indoor air, 2009, 19(4): 303-313.

### 通信作者简介

陈江平,男,博士,教授,上海交通大学机械与动力工程学院,(021)34206775,E-mail:jpchen70@aliyun.com。研究方向:二氧化碳跨临界循环、气动噪声、车用换热器、车辆热管理等。

### About the corresponding author

Chen Jiangping, male, Ph. D., professor, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, +86 21-34206775, E-mail:jpchen70@aliyun.com. Research fields: CO<sub>2</sub> trans-critical cycle, aerodynamic noise, mobile air conditioning system, mobile thermal management.