

电动汽车空调系统参数匹配与计算研究*

闵海涛¹ 王晓丹^{1,2} 曾小华¹ 李 颂³

(1.吉林大学;2.中国第一汽车集团公司技术中心;3.空军航空大学)

【摘要】对电动汽车空调系统结构与布置方案进行了分析,总结出了空调系统制冷负荷与参数匹配计算流程。以某型号纯电动中型客车为例,给出了完整的空调系统计算参数。对不同行驶工况下电动客车性能进行的仿真分析结果表明,采用所匹配的空调系统,该客车在提供足够制冷负荷前提下能够满足动力性能设计要求,但空调系统的使用将显著降低整车续航里程。

关键词:电动汽车 空调系统 参数设计

中图分类号:U469.72+2 文献标识码:A 文章编号:1000-3703(2009)06-0019-04

Parameter Design and Computation Study for Air-Conditioning System of Electric Vehicle

Min Haitao¹, Wang Xiaodan^{1,2}, Zeng Xiaohua¹, Li Song³

(1. Jilin University; 2. China FAW Group Corporation R&D Center; 3. Aviation University of Air Force)

【Abstract】The structure and layout of air-conditioning system (A/C) for electric vehicles were analyzed, the computation flow of cooling load and parameter design for air-conditioning system were summarized in this paper. Taking a medium-duty electric bus as an example, the whole computation parameters of the air-conditioning system were given. The simulation results of the electric bus performance at variable driving conditions indicate that the vehicle's dynamic performance could meet the design requirements with A/C working, but the vehicle's cruising range will reduce definitely with the use of A/C system.

Key words: Electric vehicle, Air-conditioning system, Parameter design

1 前言

对电动汽车空调系统研究结果^[1-5]表明,电动空调通过实现变频控制可有效减少能量消耗,提高系统效率,如在城市循环工况下使用电动空调后整车续航里程降低了21.3%。本文以某型号纯电动中型客车为例,对电动空调系统进行计算分析,在保证空调系统制冷能力的前提下计算出所需压缩机轴功率,并应用ADVISOR和MATLAB联合仿真方法分析了不同行驶工况下空调系统对整车动力性能和续航里程的影响。

2 空调系统方案设计

纯电动客车的空调系统构成和布置方案如图1所示,由于没有发动机系统,可将空调电动压缩机布置在客车前部驾驶舱内,冷凝器放在最前端。压缩机由单独的电机进行驱动,当空调系统制冷负荷发生变化时,可通过调节电机转速来控制制冷剂流量,进

而控制空调系统制冷量,从而改变了传统空调采用压缩机离合器接合和断开来控制制冷量的方式,使室内温度控制更加准确,并降低了系统能量消耗。为使空调送风更加均匀,采用两个蒸发器并联的形式:蒸发器a和加热除霜用电暖风芯一起布置在仪表罩下面,共用风道,用来为前排乘客提供冷气;蒸发器b则布置在车顶中央,通过两侧管道向车内送风。前、后空调可分别控制温度和风速,当后座没有乘客时,可关闭后空调以节约能源。

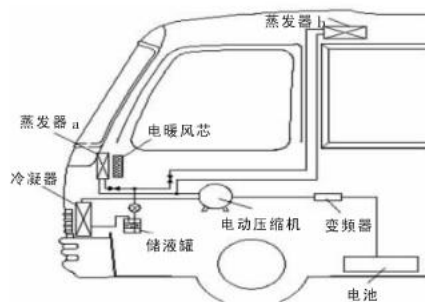


图1 纯电动客车空调系统布置方案

*基金项目:吉林省科技发展计划重大项目(20076025)和青年科研基金项目(20080143)资助。

3 空调系统参数匹配与设计计算

确定电动客车空调系统的实施方案后,对空调系统进行参数匹配和设计计算,计算流程如图2所示。

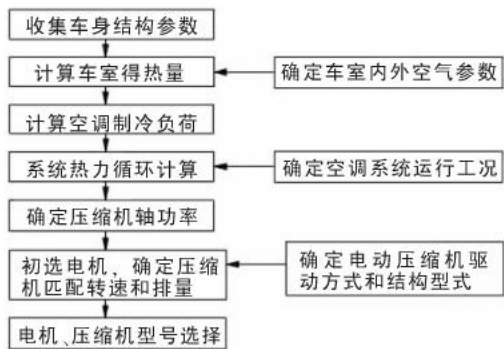


图2 空调系统设计计算流程

3.1 空调系统制冷负荷计算

空调的制冷负荷是指为了保持车内空气温、湿度恒定,空调设备在单位时间内自车室内取走的热量。计算制冷负荷前首先应计算车室得热量,再将结果换算成空调的制冷负荷。

车室得热量主要包括以下几部分:车身不透明围护结构的逐时传入热量、车窗玻璃的逐时传入热量、乘员散发的热量、车室外空气带入的热量以及电气设备散热所形成的得热量。根据整车有关结构参数计算得到车室得热量后,可采用Z传递函数法计算得到空调系统制冷负荷^[8]。

车室得热量 $Q(z)$ 与制冷负荷 $Q_L(z)$ 的关系式为:

$$Q_L(z) = G(z)Q(z) \quad (1)$$

式中, $G(z)$ 为车室得热量与制冷负荷的Z传递函数。

将式中各项皆用Z的负幂多项式表示,则有:

$$G(z) = \frac{V_0 + V_1 z^{-1} + V_2 z^{-2} + \dots + V_n z^{-n}}{1 + \omega_1 z^{-1} + \omega_2 z^{-2} + \dots + \omega_n z^{-n}} \quad (2)$$

$$Q_L(z) = \sum_{j=0}^n Q_L(j) z^{-j} \quad (3)$$

$$Q(z) = \sum_{j=0}^n Q(j) z^{-j} \quad (4)$$

将以上各式代入式(1),按同次幂系数进行整理,则可得到任意 τ 时刻制冷负荷的计算公式:

$$Q_L(\tau) = \sum_{j=0}^n V_j Q(\tau-j) - \sum_{j=1}^n \omega_j Q_L(\tau-j) \quad (5)$$

由于Z变换系数 V_j, ω_j 收敛很快,只需取2~3项就可以满足工程要求,于是得到计算制冷负荷的简化式为:

$$Q_L(\tau) = V_0 Q(\tau) + V_1 Q(\tau-1) - \omega_1 Q_L(\tau-1) \quad (6)$$

不同的得热形式对应不同的 V_0, V_1 值, ω_1 与车室和空调情况有关,在确定各系数后就能计算出任意 τ 时刻任意形式得热量所需要的空调制冷负荷,即对于汽车空调系统制冷负荷计算,只需将由围护结构传入的热量按式(6)转化为制冷负荷值。乘员和设备散发的热量虽然含有不能直接转化为制冷负荷的辐射成分,但由于其形成因素比较复杂,为简化计算,一般将得热量直接作为制冷负荷参与计算,而由通风换气和密封泄漏带入的热量全部由对流换热产生,所以得热量即等于制冷负荷。

3.2 空调系统参数匹配计算

确定空调系统工况,并根据所确定的工况条件得出其热力循环压焓图如图3所示,其中各状态点参数如表1所列。

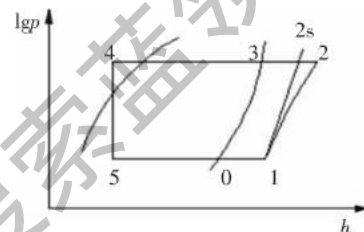


图3 空调制冷过程压焓图

表1 各循环状态点参数表

状态点	1	2	2s	4	5	0
温度/°C	t_1	t_2	t_{2s}	t_4	t_5	t_0
比体积/ $m^3 \cdot kg^{-1}$	v_1	—	—	—	—	—
比焓/ $kJ \cdot kg^{-1}$	h_1	h_2	h_{2s}	h_4	h_5	h_0

压缩机所需的轴功率:

$$N = \frac{(h_2 - h_1) \cdot Q_L}{(h_0 - h_4) \eta_m} \quad (7)$$

其中:

$$h_2 = h_1 + \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_i} \quad (8)$$

式中, η_m 为压缩机的机械效率; η_i 为压缩机的指示效率。

压缩机排量:

$$V_h = \frac{60 \times 10^3 \cdot Q_L \cdot v_1}{n \lambda (h_0 - h_4)} \quad (9)$$

式中, λ 为输气系数; v_1 为压缩机吸气口处制冷剂蒸气比体积; n 为压缩机转速。

传统汽车压缩机转速取决于内燃机转速及两者间的传动比,不能随意改变,而电动压缩机是由单独电机进行驱动,其转速可根据空调工作负荷需求自由调整。为使电动压缩机能够高效率运行,取驱动电机的额定转速 n_e 来匹配压缩机排量。

3.3 实例分析

以某7 m中型客车为例,分别计算了其在北京、长春地区运行的制冷负荷,并针对所得到的制冷负荷值进行了空调系统参数匹配计算。该车车体结构材料参数如表2所列。

计算条件如下:设定为7月21日分别在北京和长春地区以40 km/h的速度向正南方向行驶;车内,空气干球温度25℃,相对湿度55%;乘员22人;车内空气流速0.3 m/s;人均通风换气量25 m³/h。

该车制冷负荷计算结果如表3所列。

3.4 空调系统参数匹配

由式(7)可知,在空调系统及其工况确定以后,压缩机轴功率只与制冷负荷有关,由于制冷负荷随时间不断变化,因此在匹配压缩机轴功率时应充分考虑空调实际使用状况,使电动压缩机能经常工作在高效率区。通常情况下,在一天中最热的中午到下午时段,空调制冷负荷最大且使用频率较高,因此本

文选择夏天11:00~17:00这一时段制冷负荷平均值来匹配压缩机功率,其中,北京地区制冷负荷平均值为13 kW,长春地区为10 kW。

表2 整车车体结构材料参数

总成	材料名称	面积/m ²	与水平面夹角/(°)
侧围	钢板	左 5.58, 右 5.27	90
	复合棉毡		
	PVC板		
车门	钢板	左 1.05, 右 0.78	90
顶棚	钢板	9.41	0
	聚氨酯发泡		
	PVC板		
地板	胶合板	11.84	0
	人造革		
前窗	玻璃	1.26	65
侧窗	玻璃	左 4.11, 右 4.23	80
后窗	玻璃	0.95	83

表3 制冷负荷计算结果

时刻	6:00	7:00	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	18:00
制冷负荷	北京地区	4 272	5 608	7 027	8 608	10 063	11 284	12 198	13 088	13 691	13 761	12 502	11 309
	长春地区	1 959	2 991	4 248	5 573	6 901	8 000	8 968	9 960	10 791	11 120	10 863	9 268

表4列出了对应不同转速下电动压缩机各性能参数的计算结果。

表4 北京和长春地区空调系统匹配参数

压缩机转速/r·min ⁻¹	压缩机驱动电机功率/kW	压缩机排量/ml·r ⁻¹
2 500	5.1(3.9)	228(175)
3 500	5.1(3.9)	163(125)
4 000	5.1(3.9)	142(109)
5 000	5.1(3.9)	114(88)
6 000	5.1(3.9)	95(73)

根据计算结果,结合现有产品技术参数,选择确定的压缩机和驱动电机参数如表5所列。

表5 压缩机和驱动电机技术参数

压缩机		电动机	
制冷量/kW	13	额定电压/V	288
排量/ml·r ⁻¹	170	额定功率/kW	5.5
最大连续转速/r·min ⁻¹	10 000	额定转速/r·min ⁻¹	3 500
		额定转矩/N·m	15

4 空调系统对整车性能影响的仿真分析

4.1 整车性能仿真模型建立

应用ADVISOR通用仿真软件,以该样车结构和

性能参数为基础构建整车仿真模型,计算分析空调系统对整车性能的影响^[9]。整车技术参数如表6所列。

为使仿真分析接近实际使用状况,根据前述计算结果得到满足压缩机工作要求的电机输出功率和空调系统驱动功率后,选取8~17时刻的驱动功率平均值作为参数输入。

表6 纯电动中型客车主要技术参数

参数	数值	参数	数值		
整车总质量/kg	7 840	迎风阻力系数	0.56		
轮胎滚动半径/m	0.46	迎风面积/m ²	5.35		
两挡变速器速比	1.82, 6.24	主减速器速比	6.33		
驱动电机	峰值功率/kW	90	动力电池	容量/Ah	400
	最大扭矩/N·m	238		节数	80

为简化计算,空调压缩机驱动电机在各工况下的效率统一设定为额定工况下的效率值。仿真分析过程中,空调系统总的运行功率还应包括各热交换器风扇电机的功率。参考同类车型的风机配置方案,冷凝器选择两个轴流式风机,每个功率130W;车顶蒸发器配两个双轴离心式风机,仪表板下的蒸发器配一个双轴离心式风机,每个功率150W。因此,空调系统总的风机功率为710W。

4.2 动力性能仿真分析

基于不同的SOC值,对使用空调(ON)和不使用空调(OFF)时汽车的爬坡性能和加速性能进行了对比仿真。空调系统功率(含压缩机和风机)5260W,爬坡速度12 km/h,仿真结果如表7和表8所列。

由表7可知,随着爬坡持续时间的增加以及电池SOC值的降低,空调使用与否都会降低汽车的爬坡度,但使用空调会使爬坡度降低幅度更大。同样对于表8,随着末速度的增加及SOC值的降低,汽车的加速时间也会增加,但使用空调时增加得更些。

由仿真结果可知,由于电动汽车空调系统所消耗的功率直接来自蓄电池,因此在蓄电池输出功率足够大时空调的使用不会对整车动力性能产生影响,汽车加速时间和爬坡度均可满足设计要求。而随着SOC值的降低和输出功率的下降,空调的使用会逐渐对整车动力性产生明显影响。实际行驶过程中,在汽车起步加速和爬坡行驶工况下,可以控制空调压缩机电机转速,避免蓄电池过大电流放电,通过牺牲短时间的舒适性以保证主驱动电机正常运行和整车动力性需要。

表7 电动客车爬坡性能仿真结果 %

时间/s	坡度/%					
	SOC=0.3		SOC=0.5		SOC=0.7	
	OFF	ON	OFF	ON	OFF	ON
60 s	26.3	26.3	26.3	26.3	26.3	26.3
600 s	25.0	23.8	26.3	26.3	26.3	26.3
1 800 s	13.1	11.0	23.7	21.7	26.3	26.3

表8 电动客车加速性能仿真结果 s

末速度 /km·h ⁻¹	坡度/%					
	SOC=0.3		SOC=0.5		SOC=0.7	
	OFF	ON	OFF	ON	OFF	ON
50	15.5	15.7	14.3	14.5	14.1	14.2
70	33.2	34.0	29.5	29.9	28.6	29.0
90	61.4	63.1	52.4	53.2	50.4	51.1

4.3 续驶里程仿真分析

表9所列不同行驶工况下空调系统使用前、后整车续驶里程的仿真计算结果。仿真过程中,取空调制冷系统功率为5260W,为保证车辆行驶安全和电池使用寿命,取SOC值为0.2时停止行驶。

表9 电动客车续驶里程仿真结果 km

工况		UDDS城市 行驶工况	北京工况	60km/h 匀速行驶
空调使用 状态	ON	96.1	100.8	180.8
	OFF	121	200	226.5

由仿真结果可知,电动客车使用空调后60 km/h等速行驶条件下整车续驶里程降低了20.2%。而在不同城市循环工况下,由于行驶条件不同,各种工况(怠速、匀速、加速和减速)的比例分布不同,因此使用空调后整车续驶里程变化结果有很大区别。美国城市行驶工况(UDDS)条件下,整车续驶里程由121 km下降至96.1 km,降低20.6%。北京综合工况下,由于行驶过程中汽车处于怠速及加、减速等低速状况相对较多,车辆平均车速较UDDS工况低,汽车驱动电机平均功率输出不大,因而该工况下空调系统能耗占整车能耗比例提高,空调的使用对续驶里程的影响也更加显著,使用空调后整车续驶里程降低49.6%。

5 结束语

a. 根据计算结果,确定为设计样车所匹配的电动压缩机额定功率为5.5 kW,该设计参数能为空调系统提供足够的制冷量,据此所选择的空调系统经过整车初步验证合理。

b. 仿真分析结果表明,在动力电池输出功率足够且SOC值充分的条件下,空调系统的使用对整车动力性能基本无影响,但对整车续驶里程影响显著,不同行驶条件下,使用空调后整车续驶里程降低幅度达到20.2%~49.6%。

参考文献

- 曹立波,杨华,高建远.电动汽车空调系统设计对策.湖南大学学报(自然科学版),2001,28(5):40~45.
- 史保新,马国远,陈观生.电动车用空调装置的研究.流体机械.2002,3(4):48~50.
- 谢卓,陈江平,陈芝久.电动车热泵空调系统的设计分析.汽车工程,2006,28(8):763~765.
- Malakondaiah Naidu, Thomas Nehl W, Suresh Opalakrishnang, et al. Electric Compressor Drive with Integrated Electronics for 42V Automotive HVAC Systems. SAE2005-01-1318.
- Masahiko Makino, Nobuaki Ogawa, Yoshifumi Abe, et al. Automotive Air-conditioning Electrically Driven Compressor. SAE 2003-01-0734.
- 曹中义.电动汽车电动空调系统分析研究:[学位论文].武汉:武汉理工大学,2008.
- 陈沛霖,曹叔维,郭健雄.空气调节负荷计算理论与方法.上海:同济大学出版社,1987.
- Zeng Xiaohua, Min Haitao, Xu Xing, et al. Parameter Design for Power Train and Performance Simulation of Electrical City Bus. IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2008.

(责任编辑 帘青)

修改稿收到日期为2009年2月13日。