

基于主动进气格栅的热泵空调系统能耗控制策略

赵家威¹ 罗英哲² 李明霞^{3,4} 岳敏⁵ 王瑾²

(1. 雷达新能源汽车(浙江)有限公司, 杭州 310053; 2. 上海亚大汽车塑料制品有限公司, 上海 201708;
3. 吉林大学, 长春 130015; 4. 中国第一汽车集团有限公司, 长春 130013; 5. 上海中建申拓投资发展
有限公司, 上海 201800)

【摘要】为了降低热泵空调系统的能耗, 针对车速、进气格栅开口面积等不同参数, 以匹配主动进气格栅(AGS)电动汽车的热泵空调系统为研究对象, 开发了一种热泵空调热管理系统及能耗控制策略, 仿真计算高、低温环境和不同AGS开度条件下的系统能耗, 并采用实车环境舱标定方法分析了-7℃低温和35℃高温环境不同AGS开度下空调系统及风阻能耗实测值差异。试验结果表明: 高温和低温环境下, AGS开度越大, 风阻能耗越高, 但空调与风阻综合能耗越低; AGS开度增大相同数值时, 高温条件下的能耗贡献量大于低温条件下的能耗贡献量。

关键词: 电动汽车 热管理 主动进气格栅 热泵空调

中图分类号: U463 **文献标志码:** A **DOI:** 10.19620/j.cnki.1000-3703.20230978

Energy Consumption Control Strategy of Heat Pump Air Conditioning System Based on Active Grille Shutter

Zhao Jiawei¹, Luo Yingzhe², Li Mingxia^{3,4}, Yue Min⁵, Wang Jin²

(1. RADAR New Energy Automotive (Zhejiang) Co., Ltd., Hangzhou 310053; 2. Shanghai Chinaust Automotive Plastics Co., Ltd., Shanghai 201708; 3. Jilin University, Changchun 130015; 4. China FAW Group Co., Ltd., Changchun 130013;
5. Shanghai Zhongjian Shentuo Investment Development Co., Ltd., Shanghai 201800)

【Abstract】In order to reduce the energy consumption of heat pump air conditioning systems, take the heat pump air conditioning system matching Active Grille Shutter (AGS) thermal management system of electric vehicles as the research object, a heat pump air conditioning thermal management system and energy consumption control strategy are developed based on various parameters including vehicle speed and intake grille opening area. The energy consumption values of the system are simulated and calculated for different AGS openings in high and low temperature environments. Using the calibration method in the actual vehicle cabin environment, this paper analyzes the variations in measured values of air conditioning systems and wind resistance energy consumption for AGS openings in low temperatures of -7℃ and high temperatures of 35℃. The experimental results show that in high and low temperature environments, the larger the AGS opening, the higher the wind resistance energy consumption value, whereas the lower the comprehensive energy consumption value of air conditioning and wind resistance. When the AGS opening increases by the same value, the impact on energy consumption at high temperatures is greater than that at low temperatures.

Key words: Electric vehicle, Thermal management, Active Grille Shutter (AGS), Heat pump air-conditioner

【引用格式】 赵家威, 罗英哲, 李明霞, 等. 基于主动进气格栅的热泵空调系统能耗控制策略[J]. 汽车技术, 2024(6): 50-54.

ZHAO J W, LUO Y Z, LI M X, et al. Energy Consumption Control Strategy of Heat Pump Air Conditioning System Based on Active Grille Shutter[J]. Automobile Technology, 2024(6): 50-54.

1 前言

随着电动汽车保有量持续增长, 电动汽车主动进气格栅(Active Grille Shutter, AGS)作为车辆发动机舱前端开口

的可控制调节装置, 其结构与开闭状态影响整车能耗, 因而受到广泛关注。进气格栅开口状态变化影响发动机舱进风气流的方向和流量, 从而引起整车冷却系统中有效迎风面积、内部流场等的变化, 进而影响气动阻力^[1-2]。

*基金项目: 桐乡市重点科技计划项目(202001015)。

在发动机舱热管理及进气格栅研究中,采用三维计算流体力学(Computational Fluid Dynamics, CFD)仿真和热管理性能一维仿真方法,分析空调、冷却系统以及动力系统的工作能耗^[3-4]。刘嶝^[5]使用能量流方法研究电动汽车的低温能耗,但未细化空调系统能耗;刘传波^[6]等在新欧洲驾驶循环(New European Driving Cycle, NEDC)工况下,通过实车验证了格栅角度与风扇转速对前舱流场的影响;王升山^[7]等分析了AGS的控制逻辑,探讨不同标定工况与整车油耗的关系,但仅考虑AGS的开闭状态,缺少进一步验证。

现有AGS研究多集中于结构及开闭状态对热管理性能的影响,缺乏不同开度对能耗影响的研究。本文基于匹配热泵空调的纯电动汽车,开展不同AGS开度与热管理系统联合控制策略仿真,并进行高、低温环境热泵空调能耗标定验证。

2 热泵空调系统集成AGS开发研究

汽车在行驶过程中需要克服轮胎滑行阻力和空气阻力,AGS开口对汽车风阻系数 C_d 影响显著,风阻系数 C_d 与汽车空气阻力的关系为:

$$F_w = \rho v^2 A C_d / 2 \quad (1)$$

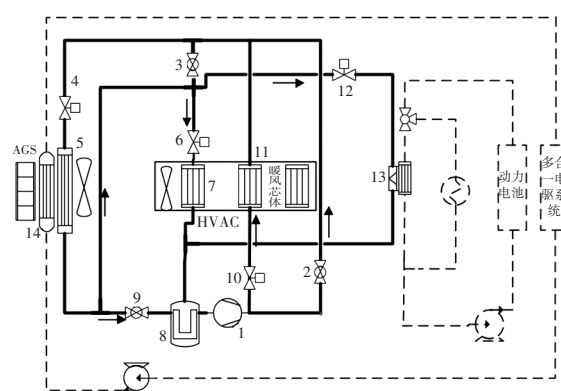
式中: ρ 为空气密度, v 为车速, A 为整车正面投影面积。

热泵空调的热管理原理如图1所示,空调制冷循环冷媒依次经过压缩机、开关阀、节流阀、车外换热器换热后,根据车内制冷需求通过暖通空调系统(Heating, Ventilation, Air-Conditioning and Cooling, HVAC)的蒸发器蒸发制冷,以及根据电池冷却需求通过电池节流阀节流后经过电池换热器,最后汇流经过气液分离器,回到压缩机。其中,6号节流阀与12号节流阀并行独立,冷媒通过6号节流阀和HVAC蒸发器,实现乘员舱降温;通过电池包的12号节流阀和电池换热器实现电池冷却。因此,制冷模式路线分别为1→2→4→5→6→7→8→1与1→2→4→5→12→13→8→1。

热泵制热循环冷媒依次经过压缩机、节流阀和内置冷凝器、节流阀和车外换热器、开关阀、气液分离器,最后回到压缩机,从而实现乘员舱的采暖,即制热模式路线为1→10→11→4→5→9→8→1。

热泵空调系统夏季制冷、冬季取暖均需通过换热器与外界换热,达到系统平衡。热管理系统AGS控制逻辑如图2所示,空调热管理系统通过车速、风扇转速、AGS开度三者产生的有效进气风量进行散热换热,同时对系统运行压力、水温和风扇转速、功耗的运行结果进行反馈,实时修正,使系统平衡、能耗最低。

2024年 第6期



1.压缩机 2,3,9.开关阀 4,6,10,12.节流阀 5.车外换热器 7,11.蒸发器内置冷凝器 8.汽液分离器 13.电池换热器 14.低温散热器

图1 热泵空调热管理原理

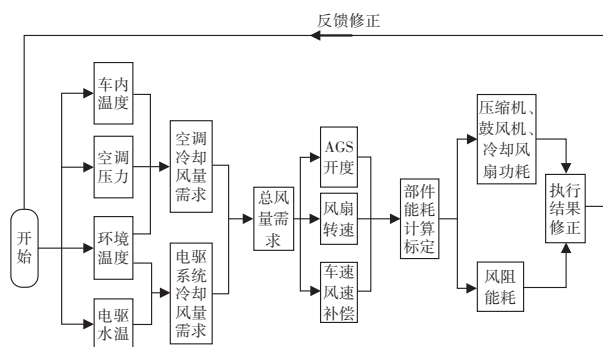


图2 热管理AGS控制逻辑

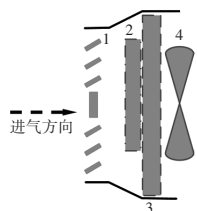
AGS开度与风扇换热风量是保证系统换热器低能耗、高效换热的关键。调节AGS开口,在降低空调系统压力、能耗的同时,可降低冷却风扇转速、功率。夏季高温工况,关闭AGS会导致冷却系统性能不足,高压动力部件过温及空调压力过高保护;冬季低温工况,关闭AGS,电机水温升高,产生的余热能够降低水冷式热泵空调系统能耗。

3 基于AGS的空调能耗仿真

为分析AGS开度对热管理系统、空调系统及风阻能耗的贡献度,通过CFD仿真计算不同AGS开度的空气进流量及风阻系数,对35℃高温与-7℃低温环境下热泵空调的换热进行Simulink一维系统仿真策略开发。

根据热泵空调热管理原理,建立热泵空调系统Simulink模型。在系统中输入压缩机、外部换热器、内置冷凝器、蒸发器、电池换热器等零件对应的参数及换热效率,冷媒循环仿真根据制冷剂压焓关系形成换热链路。同时,建立外部换热器和内置冷凝器、蒸发器与空气风侧的换热模型以及电池换热器与冷却液水侧换热模型,热泵空调冷媒侧的换热量等于换热器对应的风侧换热量与水侧循环换热量之和,达到系统热力学平衡。

前端换热器三维仿真模型如图3所示,空气依次通过AGS进气格栅、外部换热器、低温散热器、冷却风扇,根据三维模型计算不同车速、冷却风扇转速的有效进气风量,将有效冷却风量与空调系统的仿真模型中换热需求形成闭环。



1.AGS 2.低温散热器 3.车外换热器 4.冷却风扇

图3 前端换热器三维仿真模型

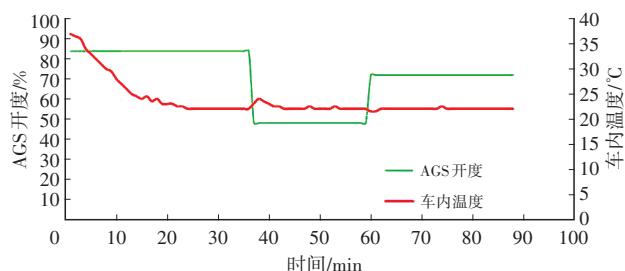
AGS热管理系统仿真输入参数、系统运行参数及能耗控制综合最优结果是本文研究的重点。基于热泵空调仿真模型,输入热管理空调仿真参数,包括环境温度、车内空调温度、AGS开度(对应整车风阻系数)、冷却风扇转速、压缩机转速,输出空调系统压力、压缩机能耗、风扇功率等数据。

根据行业经验,夏季空调系统的冷媒高压范围为1.5~2.0 MPa,冬季热泵冷媒低压范围为0.1~0.2 MPa,电机水温 $\leq 65^{\circ}\text{C}$,需根据系统综合能耗调节AGS开度。

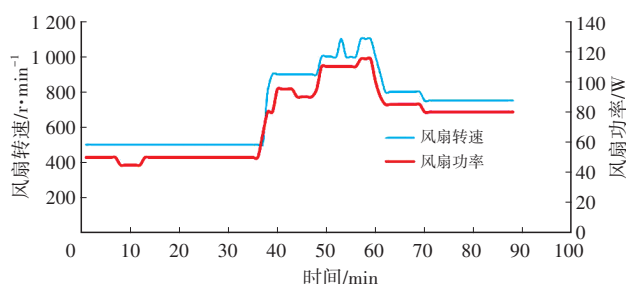
3.1 高温环境集成AGS的空调系统能耗仿真

在 35°C 高温环境下,为满足车内空调温度达到 22°C ,对不同AGS开度的空调系统运行参数仿真,结果如图4所示。

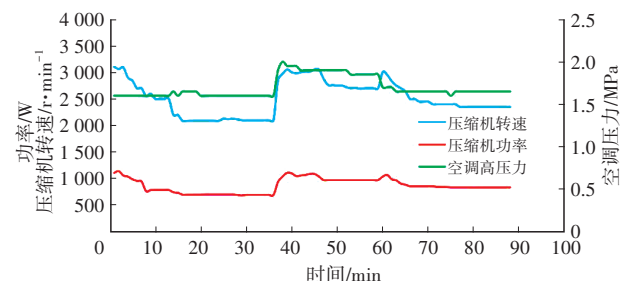
高温工况下,车内空调达到 22°C ,车速为 80 km/h ,车内空调系统及风阻仿真能耗结果如表1所示。当AGS开度从84%降低至48%时,为补偿格栅开口降低所致有效进气量降低,冷却风扇转速及功率上升。同时,空调系统外部换热器的风侧换热量减小,为维持车内空调温度不变,外换热器的工作压力为 $1.5\sim 2.0\text{ MPa}$,空调压力及压缩机功率上升,且电动压缩机的压缩比增加,效率下降,此时空调能耗增加。当AGS开度由48%增大至72%时,格栅有效进气量及外部换热器的换热量增加,冷却风扇的功率及压缩机功耗降低,此时空调能耗降低。



(a)AGS开度及车内温度



(b)冷却风扇参数



(c)制冷系统参数

图4 高温环境中不同AGS开度的空调系统仿真参数

表1 高温环境空调、风阻仿真能耗

AGS开度/%	84	48	72
风阻系数	0.298	0.292	0.297
冷却风扇功率/W	50	110	80
压缩机功率/W	710	985	850
空调能耗/W	760	1 095	930
风阻能耗/W	292	175	235
综合能耗/W	1 052	1 270	1 165

当AGS开度为48%时,风阻系数降低,格栅自然进风量减小,此时风阻能耗相对较低。为提升前端进风量,冷却风扇转速提高,但有效进风量相对较低,外部冷凝器风侧有效换热量降低,因而空调压缩机制冷系统压力增加,压缩机、空调能耗升高。当AGS开度为84%时,风阻系数升高,格栅自然进风量最大,此时冷却风扇转速降低,外部换热器风侧换热效率高,因而空调压缩机制冷系统压力降低,蒸发器温度低,空调系统换热效率高,能耗相对最低。

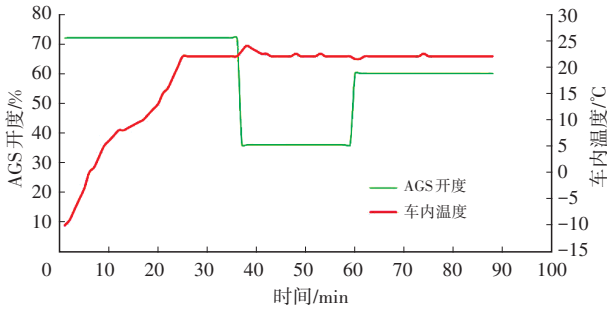
84%开度风阻能耗相对最高,但综合能耗相对最低。对比AGS开度为48%、72%、84%的能耗,可以认为高温环境下提高AGS开度,有利于空调系统换热。

3.2 低温环境集成AGS的热泵空调能耗仿真

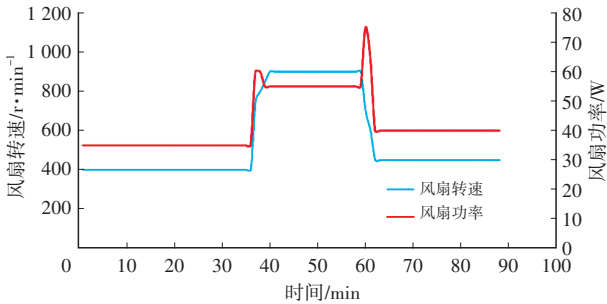
在 -7°C 低温环境下,满足车内空调温度达到 22°C ,对不同AGS开度的空调系统运行参数进行仿真,结果如图5所示。

低温工况下,车内空调达到 22°C ,车速为 80 km/h ,车内空调系统及风阻仿真能耗结果如表2所示。当AGS

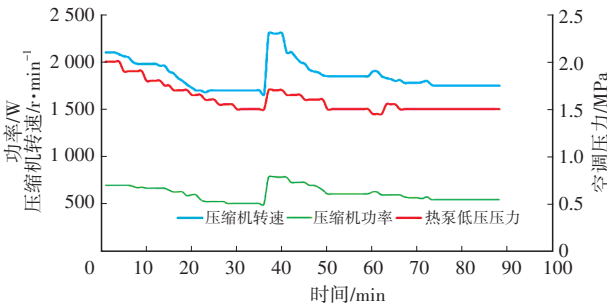
开度从72%降低至36%时,随着格栅开口与风扇的综合进气量降低,冷却风扇转速、空调压力及压缩机功率上升,热泵空调系统外部冷凝器的风侧换热量略有减小,换热效率下降。为保持车内热泵空调温度不变,外冷凝器的工作压力为0.1~0.2 MPa,电动压缩机的压缩比增加,效率下降,空调能耗增加。同理,AGS开度从36%提升至60%时,空调能耗增加。



(a) AGS开度及车内温度



(b) 冷却风扇参数



(c) 热泵系统参数

图5 低温环境中不同AGS开度的空调系统仿真参数

随着AGS开度提升,前端格栅自然进气量增加,虽然冷却风扇功率降低,但总体进气量高,前端热泵换热器换热效率高,空调系统功耗降低。对比AGS开度为36%、60%、72%时的能耗,可认为AGS开度越大,综合能耗越低。

4 实车验证及结果分析

在高、低温环境下,满足车内空调温度达到22℃,分别对速度为80 km/h高速工况和0~50 km/h市区即走即停工况开展标定试验,将仿真参数输入MATLAB中,对不同AGS开度进行实车标定验证,以30 min热管理系

统压力稳定为标准,判断提取AGS开度参数。

表2 低温环境空调、风阻仿真能耗

AGS开度/%	72	36	60
风阻系数	0.297	0.287	0.295
冷却风扇功率/W	35	55	40
压缩机功率/W	500	650	550
空调能耗/W	535	660	590
风阻能耗/W	235	145	196
综合能耗/W	770	805	786

实车测试的空调系统参数运行中,根据综合能耗衡量选择AGS开度。与仿真能耗不同,实测工况需考虑空调鼓风机实际能耗,空调系统能耗较仿真结果略有提升。

4.1 高温环境AGS空调能耗标定试验

高温高速工况下,使用不同AGS开度开展实车系统能耗标定试验,结果如表3所示。

表3 高温高速工况空调、风阻实测能耗

AGS开度/%	84	48	72
风阻系数	0.298	0.292	0.297
鼓风机功率/W	243	240	242
冷却风扇功率/W	53	110	85
压缩机功率/W	700	980	820
空调能耗/W	996	1 330	1 147
风阻能耗/W	290	172	230
综合能耗/W	1 286	1 502	1 377

与仿真能耗相比,AGS开度为84%时,去除鼓风机功率的空调系统及风阻实车能耗为1 043 W,实测与仿真能耗结果误差仅为0.8%,表明实测与仿真结果基本相符,此时综合能耗的功率实测值与仿真计算值最低。

高温市区工况下,AGS开度标定实车系统能耗试验结果如表4所示。相较于高速工况,市区工况风速低且前端自然进风量小,因此风阻能耗降低。AGS开度为84%时,由于有效总风量减小,前端换热器效率降低,空调系统的能耗增加51 W,冷却风扇及鼓风机功率差异较小,市区工况的综合能耗低于高速工况。

表4 高温市区工况空调、风阻实测能耗

AGS开度/%	84	48	72
风阻系数	0.298	0.292	0.297
鼓风机功率/W	245	243	241
冷却风扇功率/W	56	115	88
压缩机功率/W	710	995	830
空调能耗/W	1 011	1 353	1 159
风阻能耗/W	271	160	212
综合能耗/W	1 282	1 513	1 371

综上,高温高速和市区工况下,不同AGS开度的综合能耗趋势一致,即AGS开度增加,综合能耗降低。

4.2 低温环境AGS热泵空调能耗标定试验

低温高速工况下,不同AGS开度热泵空调系统及能耗试验结果如表5所示。AGS开度为72%时,空调系统及风阻实车能耗为773 W,实测与仿真功率误差仅为0.3%,可忽略不计;AGS开度为60%时,去除鼓风机的实测综合能耗为794 W,实测与仿真功率误差为1%。在误差范围内,实测与仿真结果基本相符。

表5 低温高速工况空调、风阻实测能耗

AGS开度/%	72	36	60
风阻系数	0.297	0.287	0.295
鼓风机功率/W	199	194	197
冷却风扇功率/W	30	50	36
压缩机功率/W	510	615	560
空调能耗/W	739	859	793
风阻能耗/W	233	145	198
综合能耗/W	972	1 004	991

低温市区工况下,不同AGS开度热泵空调系统及能耗试验结果如表6所示。结果表明,AGS开度为72%时,空调系统及风阻综合能耗处于最低,与高速工况能耗趋势相同。因此,低温高速与市区工况下,AGS开度越大,综合能耗越低。

表6 低温市区工况空调、风阻实测能耗

AGS开度/%	72	36	60
风阻系数	0.297	0.287	0.295
鼓风机功率/W	200	195	198
冷却风扇功率/W	35	55	40
压缩机功率/W	515	625	570
空调能耗/W	750	875	808
风阻能耗/W	210	122	170
综合能耗/W	960	997	978

4.3 高低温环境AGS综合能耗关系分析

将表3~表6的AGS开度与整车能耗数据拟合为多项式:

$$P_1 = -0.0435x^2 - 0.65x + 1650 \quad (1)$$

$$P_2 = -0.0245x^2 + 1.65x + 972 \quad (2)$$

式中: P_1 、 P_2 分别为35℃高温环境与-7℃低温环境中AGS开度整车综合能耗, x 为AGS开度。

根据公式的二次项系数,综合能耗与AGS开度呈现负相关,即开度越大,能耗越低。式(1)的系数大于式(2),因此,AGS增加相同的开度,35℃高温环境综合能

耗贡献相对更大,表明高温环境更利于整车续航。

综上所述,高、低温环境下,AGS开度越大,综合能耗越低;降低相同AGS开度下,高温环境对降低能耗的贡献更高。

5 结束语

本文从整车热管理、空气动力学、能耗等多维度出发,综合考虑环境温度、空调温度、AGS风阻等关联参数,开发集成AGS多开度热泵空调系统控制策略,进行AGS控制策略标定及能耗试验验证,结果表明,该策略节能效果较好。未来,将丰富全季节的标定环境,进一步提升整车全过程工况的续航里程。

参 考 文 献

- [1] 陶文铨. 传热学[M]. 西安:西北工业大学出版社,2006.
TAO W Q. Heat Transfer[M]. Xi'an: Northwest University of Technology Press, 2006.
- [2] 付杰, 罗标龙. 轿车发动机舱热管理仿真[J]. 汽车零部件, 2010(4): 70-72.
- [3] FU J, LUO B L. Simulation of Car Engine Cabin Thermal Management[J]. Automobile Parts, 2010(4): 70-72.
- [4] MUSTAFA R, SCHULZE M, EILTS P, et al. Improved Energy Management Using Engine Compartment Encapsulation and Grille Shutter Control[J]. SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 2012, 5(2): 803-812.
- [5] 李传峰. 某新车型发动机舱热管理的研究与改进[D]. 上海:上海交通大学,2013.
LI C F. Study and Improvement of Underhood Thermal Management of a New Vehicle[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2013.
- [6] 刘頔, 滕欣余, 张国华, 等. 基于能量流分析的电动汽车低温能耗研究[J]. 汽车技术, 2023(8): 42-47.
LIU D, TENG X Y, ZHANG G H, et al. Research on Low Temperature Energy Consumption of Electric Vehicles Based on Energy Flow Analysis[J]. Automobile Technology, 2023 (8): 42-47.
- [7] 刘传波, 张若楠, 段茂, 等. 汽车进气格栅角度与冷却风扇转速的匹配研究[J]. 汽车工程, 2019(41): 388-394.
LIU C B, ZHANG R N, DUAN M, et al. A Study on the Matching of Air Inlet Grille Angle and Cooling Fan Speed in a Car[J]. Automotive Engineering, 2019(41): 388-394.
- [8] 王升山, 曾志嵘, 高少俊, 等. 主动进气格栅(AGS)的技术研究及应用[J]. 汽车实用技术, 2023(8): 69-70.
WANG S S, ZENG Z R, GAO S J, et al. Research and Application of AGS Technology[J]. Automobile Applied Technology, 2023(8): 69-70.

(责任编辑 瑞 秋)

修改稿收到日期为2024年3月15日。