AGS布置形式对前舱散热性能及空调能耗的影响研究*

胡晓辉　赵梦迪　郭俊江　上官郑伟　路昭

（比亚迪汽车有限公司，西安 710119）

【摘要】采用一维-三维联合仿真的计算方法，探究了主动进气格栅（AGS）布置形式对前舱进气量、冷却模块散热量以及空调压缩机能耗的影响。研究发现：AGS叶片与格栅距离处于57~97 mm时，正对与非正对布置对散热性能及能耗的影响趋于一致，进气量衰减幅度约为2.4%，散热量降低幅度低于1%，压缩机能耗几乎无影响；距离小于57 mm（靠近格栅）时，正对布置的方式优于错开布置，体现在相对于错开布置进气量提升3.16%，散热量提升约2%，压缩机能耗降低约2%；距离大于97 mm（靠近冷却模块）时，采用错开布置形式更有利于降低AGS叶片造成的进气量衰减。

主题词：AGS叶片布置形式　进气量　散热量　空调能耗

中图分类号：U464.138；U463.85　　**文献标志码：**A　　**DOI:** 10.19620/j.cnki.1000-3703.20250347

Impact of AGS Configuration on Front Compartment Thermal Performance and HVAC Energy Consumption

Hu Xiaohui, Zhao Mengdi, Guo Junjiang, Shangguan Zhengwei, Lu Zhao

（BYD Automobile Co., Ltd., Xi'an 710119）

【Abstract】By using the calculation method of one-dimensional-three-dimensional joint simulation, the influences of AGS layout form on the intake air volume of the front cabin, the heat dissipation of the cooling module and the energy consumption of the air conditioning compressor were explored. The research finds that when the distance between AGS blades and the grille is 57~97 mm, the effects of direct and non-direct arrangements on heat dissipation performance and energy consumption tend to be consistent. The attenuation of intake air volume is approximately 2.4%, the reduction of heat dissipation is less than 1%, and there is almost no impact on the energy consumption of the compressor. When the distance is less than 57 mm (close to the grille), the direct arrangement is superior to the staggered arrangement. This is reflected in the fact that the intake air volume increases by 3.16% compared to the staggered arrangement, the heat dissipation increases by approximately 2%, and the energy consumption of the compressor decreases by about 2%. When the distance is greater than 97 mm (close to the cooling module), the adoption of a staggered arrangement is more conducive to reducing the air intake attenuation caused by AGS blades.

Key words: AGS blade arrangement, Air intake, Heat dissipation, Air conditioner power consumption

【引用格式】胡晓辉, 赵梦迪, 郭俊江, 等. AGS布置形式对前舱散热性能及空调能耗的影响研究[J]. 汽车技术, 2026(2): 56-62.

HU X H, ZHAO M D, GUO J J, et al. Impact of AGS Configuration on Front Compartment Thermal Performance and HVAC Energy Consumption[J]. Automobile Technology, 2026(2): 56-62.

1　前言

提升续驶里程是新能源汽车领域的重点课题，降低整车风阻是提升续驶里程的重要手段[1]，其中仅下格栅通风的前保造型配合主动进气格栅（AGS，Active Grille Shutter）是实现极致风阻的有效方案之一。AGS通常安装于前保格栅之后或与格栅集成，能够根据车速、工况和前舱的散热需求调节叶片开启角度[2]，以调控前舱的进气量，平衡散热与整车风阻，在满足散热需求的前提下使风阻降至最低[3]。但对于热管理性能，AGS会使车辆前舱的进气量减小[4]，从而影响冷却与空调系统的散热效果。对于混动车型，散热性能不足会引起发动机过热，从而导致发动机内部燃烧不充分、发动机周边系统工作环境恶化等现象[5]。对于纯电动车型，则会导致电

*基金项目：国家重点研发计划新能源汽车重点专项-纯电动客车/乘用车高效高环境适应动力平台技术（2021YFB2501700）。

池、电机、电控系统温度过高，严重时会造成车辆自燃；此外，空调系统降温性能与压缩机能耗也对前舱进气情况较为敏感[6]。因此，针对搭载AGS的仅下格栅通风车型，开展以降低AGS对进气量影响为目标的相关研究具有重要意义。

随着计算流体力学（Computational Fluid Dynamics，CFD）的发展和成熟，在车型开发的早期对车辆前舱的进风量进行仿真分析，有利于尽早发现设计缺陷，缩短开发周期[7]。本文基于简化的前舱模型，以多孔介质替代冷却模块芯体，搭建前舱-AGS流场仿真分析模型，利用StarCCM+软件计算经典热平衡工况下前舱的空气质量流量以及冷却单体表面风量分布情况，并分析其受AGS与格栅之间距离的影响规律，并进一步基于AMESim一维仿真揭示AGS布置形式对冷却模块散热量与压缩机功耗的影响规律，最终获得散热性能及能耗最优的AGS布置形式。

2 模型建立

2.1 模型处理

由于真实车辆前舱模型复杂，仿真计算周期较长，故采用以真实车辆前舱尺寸为参照搭建的简化前舱进气分析模型作为研究对象。简化的前舱进气分析模型包括进气入口、格栅筋条、AGS叶片、全密封导流罩、冷却模块等结构，如图1所示。

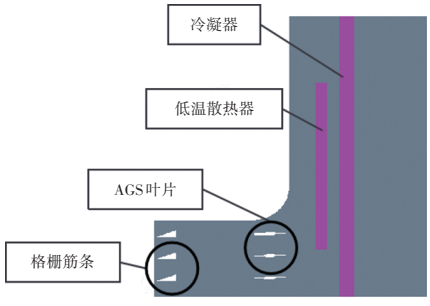


图1 纯电动车型前舱进气分析简化模型

本文通过CFD三维流场仿真方法对上述纯电动车型的前舱进气量进行计算。计算域入口为靠近格栅一侧的边界，设置为停滞入口，依据不同行驶工况设定对应的入口压力。如表1所示，车速工况选用标准热平衡试验工况，计算域出入口温度与外界环境温度保持一致。计算域出口设置为压力出口，其出口相对压强为0 Pa；计算域中的冷凝器与低温散热器使用多孔介质模拟其阻力，格栅与AGS叶片表面设置为壁面边界条件。

2.2 多孔介质模型

冷却模块是冷却空气通过格栅后直接接触的前舱关键部件，由连续性方程可知，冷却模块产生的阻力影响车辆前舱的气流状态，为了提高模型的准确性，使用多孔介质模拟冷却模块中的冷凝器、低温散热器所产生的阻力[8]，其阻力特性可由阻力测试数据计算获得，如表2、表3所示。

表1 热平衡工况对应入口压力

车速工况/m·s^{-1}	25	80	143
入口压力/Pa	28.552	292.380	934.201

表2 冷凝器测试数据

风速/m·s^{-1}	1.5	2.5	3.5	4.5
风阻/Pa	24.1	55.2	89.3	158.6

表3 低温散热器测试数据

风速/m·s^{-1}	2	4	6	8
风阻/Pa	37.1	109.5	199.4	320.8

根据达西定律对雷诺数较低条件下多孔介质内部流体的流动情况进行描述，增加速度的二次项用于描述普遍工况[9]，可表示为：

$$\frac{\Delta P}{L}=-\left(P_i\cdot\frac{\mu}{v_0}v^2+P_v\cdot\frac{v}{v_0}\right) \tag{1}$$

式中：ΔP为压力差，L为流动路径长度，P_i为惯性阻力系数，P_v为黏性阻力系数，μ为流体动力黏度，v为表观流速，v_0为参考速度。

简化合并可得：

$$\Delta P=Av^2+Bvc \tag{2}$$

式中：A为二次项（惯性力）的系数，B为一次项（黏性力）的系数，故惯性阻力系数$P_i=A/L$，黏性阻力系数$P_v=B/L$。

由表2、表3数据进行二次多项式回归分析可得风速与风阻的函数关系[10]，如图2所示。

由回归分析结果可知，冷凝器和低温散热器的阻力特性变化规律符合以下函数关系：

$$y=6.764\,8x^2+4.033\,9x \tag{3}$$

$$y=3.356\,9x^2+13.246x \tag{4}$$

计算可得阻力系数如表4所示。

2.3 控制方程和数值格式

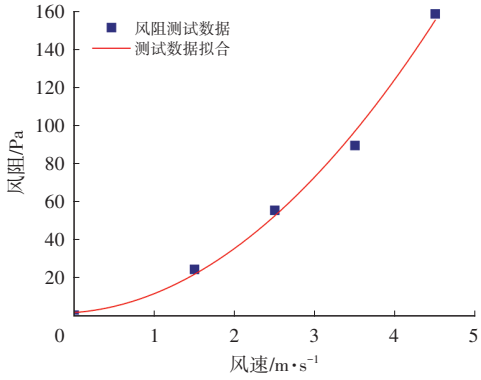
本文基于CFD的仿真计算主要关注车辆前格栅冷却空气的流体通过性能。计算过程不考虑空气压缩性、流体的热传导性等流体性质，其控制方程为[11]：

$$\begin{aligned}&\nabla\cdot u=0\\&\frac{\partial(\rho u)}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho u)=-\nabla P+\nabla[\upsilon(\nabla u+\nabla^T u)]\end{aligned} \tag{5}$$

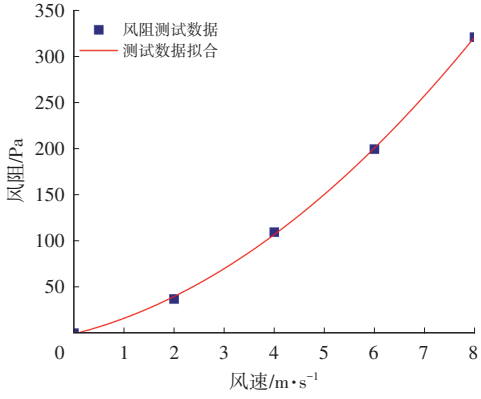
式中：u为流体速度，ρ为流体密度，P为压力，T为时间，υ为动力黏度。

Realizable K-ε模型能够更好地处理高应变率及流线弯曲程度较大的流动，在气流组织方面有较高的准确

性[12]，故采用Realizable $K-\varepsilon$ 两方程湍流模型；压力和速度场耦合算法为SIMPLE，动量、湍动能、湍流耗散率和能量空间离散算法为二阶迎风格式。



(a)冷凝器



(b)低温散热器

图2　风速-风阻二次多项式回归分析

表4　冷却模块阻力系数计算

部件	A /N·s²·m⁻⁴	B /N·s·m⁻³	L/m	惯性阻力系数 P_i /N·s²·m⁻⁵	黏性阻力系数 P_u /N·s·m⁻⁴
冷凝器	6.764 8	4.033 9	0.02	338.24	201.695
低温散热器	3.356 9	13.246	0.016	209.806 25	827.875

2.4　网格策略

为提升整体网格质量、提高计算精度，对AGS叶片和格栅筋条附近的网格进行加密处理，采用以切割体为主，边界层为四面体的网格划分方式；其余部分远离研究对象，且形状较为规则，为提高计算效率，采用切割体不加密的网格划分方式；冷却模块部分是车辆前舱的主要阻力来源，对进气量影响显著，故精确度要求较高，采用切割体加密网格划分方式，由于此部分与其余流域存在气流通过的交界面，所以交界面设置为无棱柱层；为较好地模拟壁面边界条件，设置边界层为3层，增长率1.2。经网格无关性验证，如图3所示，网格尺寸在2~5 mm时仿真计算进气量趋于稳定，故取中间值，网格基础尺寸设置为4 mm。完成划分后流场的网格如图4所示，总网格数为170 078个。

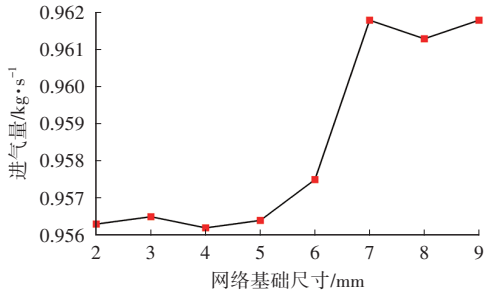


图3　网格无关性

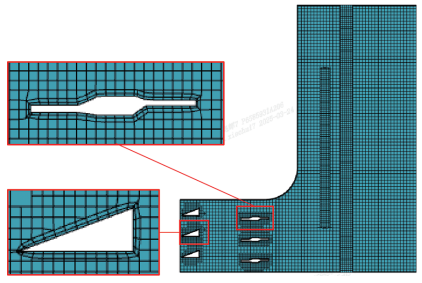


图4　格栅-AGS模型网格划分

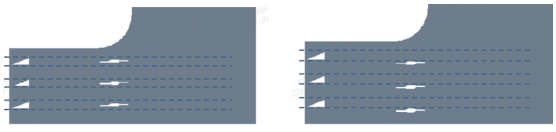
3　AGS布置对前舱进气量及散热量的影响

3.1　AGS布置位置对前舱进气量的影响

为探究AGS叶片与格栅间的距离对前舱进气的影响，本文在图1模型的基础上调整AGS叶片的位置以设置多组不同的仿真进行对照。需要说明的是，本节所述AGS叶片与格栅筋条之间的相对位置，包括正对/错位布置和二者之间的X向距离。为了使研究结论更加贴合工程实际，本文选取3种热平衡试验工况作为仿真工况，分别为25 km/h、80 km/h、143 km/h，模型的入口设置为停滞入口，根据车速工况计算动压即为入口总压，各工况入口压力如表1所示。在每种工况下，仿真组分为对照组、正对组与错位组，其中对照组模型中不包含AGS叶片结构，正对组为AGS叶片与格栅筋条正对，见图5a，错位组为AGS叶片与格栅筋条错位，见图5b，用于对比分析同工况下正对与错位布置对前舱进气量影响的差异。正对组和错位组均包括7个模型，分别对应AGS叶片与格栅筋条的7个不同X向距离（本文X向距离均指AGS叶片前端至格栅筋条前端延水平方向的距离），分别为37 mm、57 mm、77 mm、97 mm、117 mm、137 mm、157 mm，如图6所示。

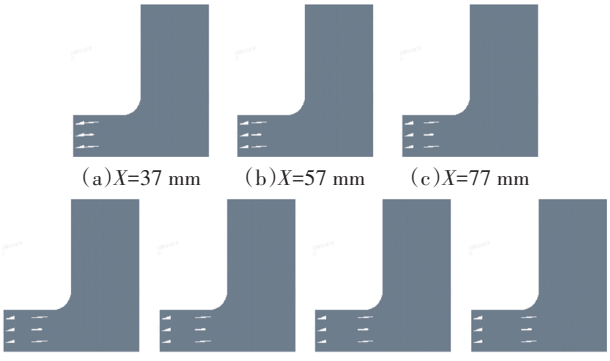
不同热平衡工况下前舱进气量的仿真计算结果如表5~表7所示，为便于分析，将上述数据绘制如图7所示。研究发现：3组不同车速工况下的进气量受AGS布置形式的影响，分别在0.253~0.274 kg/s（25 km/h工况）、0.882~0.984 kg/s（80 km/h工况）、1.623~1.825 kg/s（143 km/h工况）范围内变化；3种车速工况下前舱进气量随布置距离具有相似的变化规律，即随距离增加，

正对布置时前舱进气量呈现逐渐减小的趋势，变化范围约为0.26%~11%，而非正对布置时则呈现先增大后减小的趋势；在距离小于57 mm的范围内，正对布置进气量高于非正对布置，二者最大相对偏差约为3.5%；在57~97 mm范围内，正对布置与非正对布置的进气量接近，偏差小于1%；而距离大于97 mm时，非正对布置的进气量高于正对布置，平均相对偏差约为3.9%，且随车速增加，该偏差逐渐增大。



（a）格栅与AGS正对布置　（b）格栅与AGS错开布置

图5　格栅-AGS布置示意



（a）X=37 mm　（b）X=57 mm　（c）X=77 mm

（d）X=97 mm　（e）X=117 mm　（f）X=137 mm　（g）X=157 mm

图6　格栅-AGS之间X向距离分组

表5　25 km/h工况下前舱的进气量

距离/mm		无AGS	37	57	77	97	117	137	157
进气量/kg·s^{-1}	正对	0.274	0.273	0.270	0.269	0.267	0.265	0.260	0.253
	错开		0.265	0.268	0.268	0.267	0.266	0.263	0.260

表6　80 km/h工况下前舱的进气量

距离/mm		无AGS	37	57	77	97	117	137	157
进气量/kg·s^{-1}	正对	0.984	0.982	0.970	0.965	0.959	0.943	0.917	0.882
	错开		0.948	0.962	0.962	0.960	0.952	0.937	0.922

表7　143 km/h工况下前舱的进气量

距离/mm		无AGS	37	57	77	97	117	137	157
进气量/kg·s^{-1}	正对	1.825	1.821	1.800	1.790	1.778	1.747	1.694	1.623
	错开		1.757	1.783	1.783	1.780	1.764	1.734	1.704

3.2　AGS布置位置对前舱冷却模块散热量的影响

前舱进气量的改变对车辆冷却系统及空调系统的散热性能具有较大影响，故明确AGS布置形式对冷却模块散热量的影响对于车辆设计具有重要意义。本节基于上述流场仿真结果，结合AMESim一维仿真，探究AGS叶片与冷却模块之间的相对位置对其散热量的影响规律。需要说明的是，本节所述AGS叶片与冷却模块之间的X向距离与2.1节中模型一一对应，故仿真模型分组情况可参照图6所示，AGS叶片与格栅距离越大，其与冷却模块距离越近。

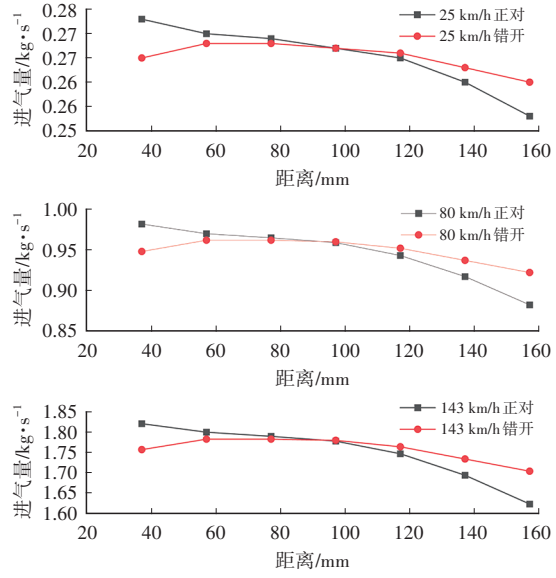
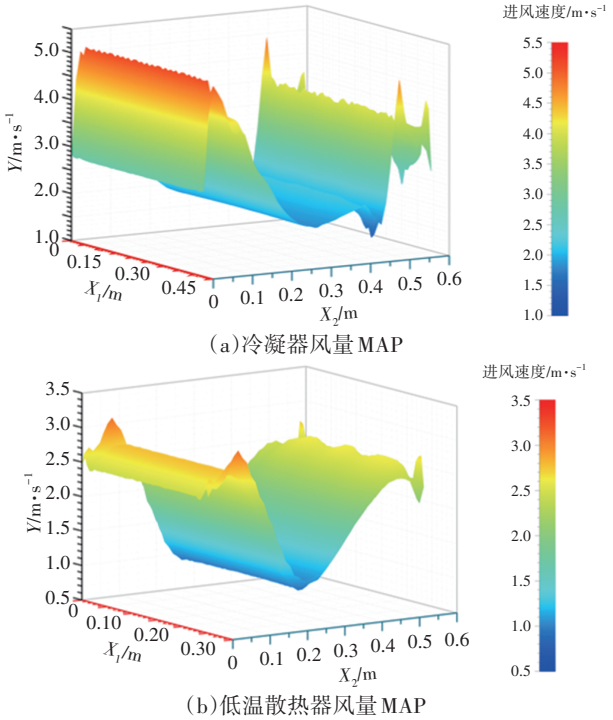


图7　热平衡工况下前舱进气量随AGS布置位置的变化规律

同样选取25 km/h、80 km/h、143 km/h 3种热平衡工况作为仿真工况。通过2.1节中不同工况不同模型的流场仿真计算，可以获得前舱进气量、冷凝器和低温散热器的表面风量分布情况。为了进一步评估AGS布置位置对散热的影响，基于图8所示的流场仿真所得的风速MAP数据，其中X_1、X_2分别为冷凝器、散热器的宽和高，Y为进风速度。在AMESim中搭建如图9所示一维单体散热量计算模型，计算热平衡工况下的单体散热量，并进行对比分析。



（a）冷凝器风量MAP

（b）低温散热器风量MAP

图8　冷却模块表面风量分布MAP数据

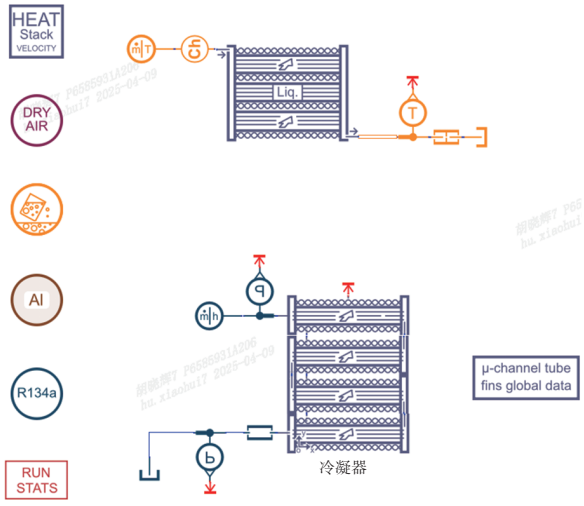


图9　基于AMESim的单体散热量计算模型

25 km/h低速工况下，冷凝器和低温散热器的散热量的仿真计算结果如表8与图10所示。随AGS叶片靠近冷却模块，冷凝器和低温散热器的散热量逐步降低，AGS叶片与格栅筋条正对时的散热量下降趋势更加明显。AGS叶片较为靠近前保时（≤57 mm），AGS叶片与格栅正对布置更有利于冷却模块散热，其中低温散热器的散热量最大偏差2.01%，冷凝器散热量最大偏差3.07%；AGS叶片与格栅距离在57~97 mm范围内时，其正对与错开布置对散热性能影响相差较小，约为0.78%；AGS叶片与格栅距离大于97 mm时，AGS叶片更加靠近冷却模块，低温散热器与冷凝器的散热量下降趋势明显，在与冷却模块达到最近时（与格栅距离157 mm），正对与错开布置方式的低温散热器散热量下降率分别为17.24%和6.41%，冷凝器散热量下降率分别为8.21%和4.09%。

80 km/h中高速工况与143 km/h高速工况下冷凝器和低温散热器的散热量具有如图10所示的相似规律性，但由于自然进气量的提升，散热量相比低速工况有等比例提升，如图11、图12所示。需要补充的是，143 km/h工况下当AGS叶片与格栅距离157 mm（与冷却模块距离最近）时，正对与错开布置状态下冷凝器散热量下降率分别为0.81%和0.30%，而低速与中低速时下降率分别约为8%和4%。分析原因是高速工况下车辆前舱进气量较大，触及该系统状态下冷凝器散热能力上限，故风量的提升并不能继续获得更高的散热量。

表8　25 km/h工况的冷却模块散热量

AGS叶片与格栅距离/mm		37	57	77	97	117	137	157
低温散热器散热量/W	正对	1 387.26	1 368.08	1 387.37	1 380.46	1 312.18	1 205.77	1 148.18
	非正对	1 359.88	1 363.89	1 386.90	1 388.71	1 368.01	1 307.29	1 298.04
冷凝器散热量/W	正对	5 185.45	5 126.92	5 114.47	5 088.85	4 973.60	4 836.28	4 694.53
	非正对	5 031.00	5 087.33	5 101.81	5 098.36	5 041.09	4 952.17	4 893.22

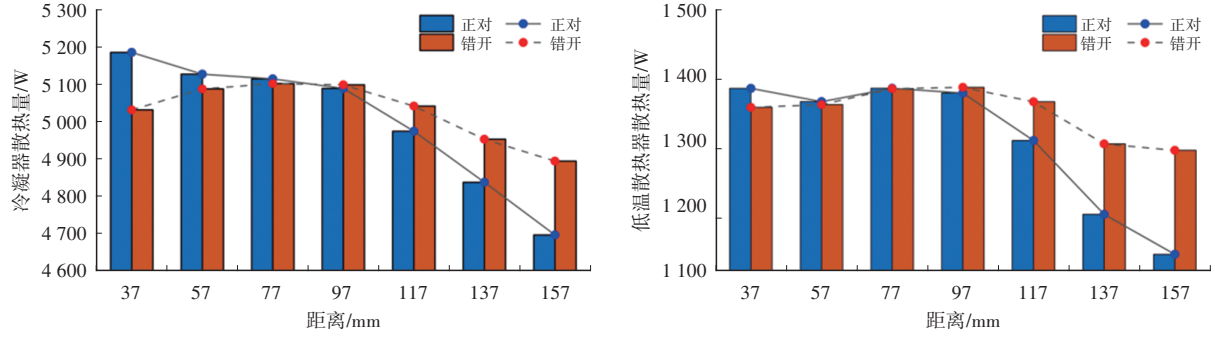


图10　25 km/h工况各单体散热量

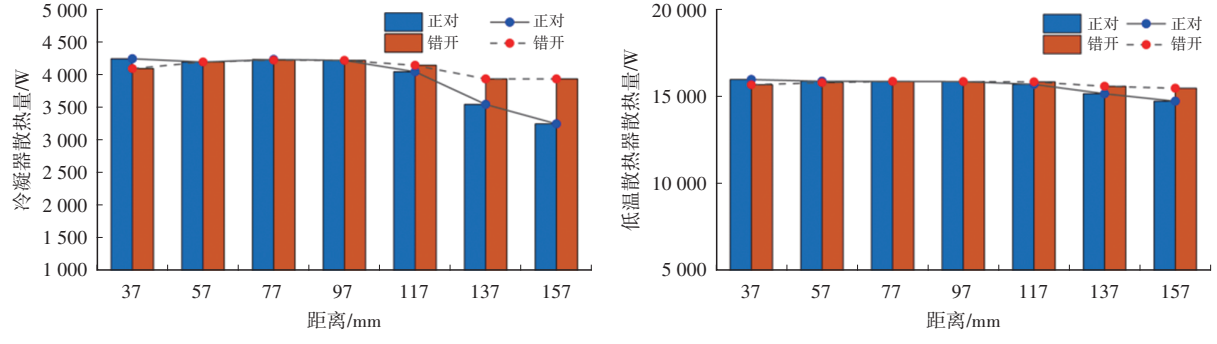


图11　80 km/h工况各单体散热量

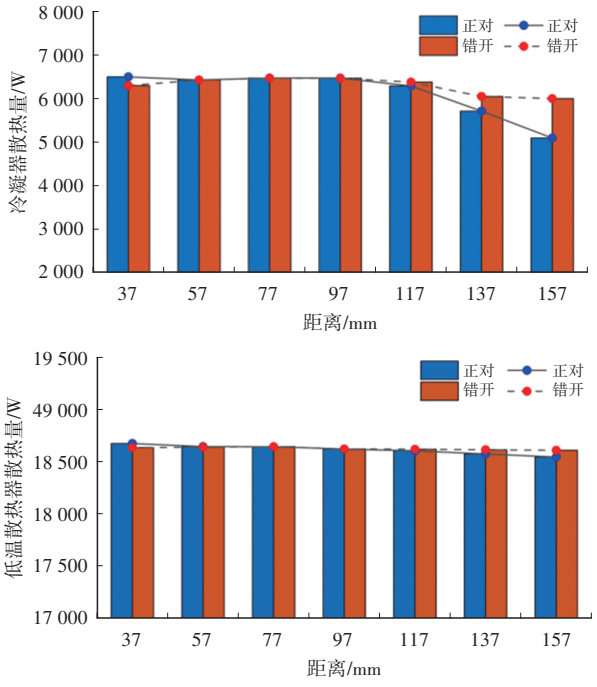


图12　143 km/h工况各单体散热量

综上所述：AGS叶片与格栅距离37 mm且正对布置时，其对冷却模块散热量几乎无影响；AGS叶片与格栅距离为57~97 mm时，采用正对与非正对布置对散热量的影响均小于1%；AGS叶片与冷却模块距离124 mm以内（叶片与格栅距离大于97 mm）时不利于冷却模块散热，若需在此范围内获取较大的冷却模块散热量，建议叶片与格栅错开布置。

4　AGS布置位置对空调降温能耗的影响

对于空调系统，冷凝器进气量与散热量的改变必然导致降温能耗的变化。为进一步探究AGS布置方式对空调性能及能耗的影响，本文搭建如图13所示的整车热管理系统仿真分析模型，针对压缩机降温能耗进行分析，仿真模型搭建基于纯电车型冷却系统进行简化，系统模型包含由压缩机及控制器、电子膨胀阀、蒸发器、乘员舱、冷凝器等组成的空调系统回路和低温散热器回路。其中压缩机与电子膨胀阀采用PID控制，乘员舱热负荷输入途径包含车速影响下的外部对流换热、太阳热辐射和内部对流换热，即乘员舱热负荷根据不同工况发生改变，同样地，低温散热器回路总热量输入也随车速同步改变。

将图8所示的流场仿真所得冷凝器与低温散热器表面风速分布MAP数据作为模型输入量，可得如图14所示的压缩机能耗仿真计算结果。分析可知，3种工况下压缩机功率随叶片与格栅的距离增加呈上升趋势，其中影响幅度最大的是低速（25 km/h）工况下叶片与格栅筋条正对布置的情况，影响幅度约为12.69%，80 km/h与143 km/h工况下压缩机功率随AGS叶片位置变化较小，分别为4.35%和2.31%。

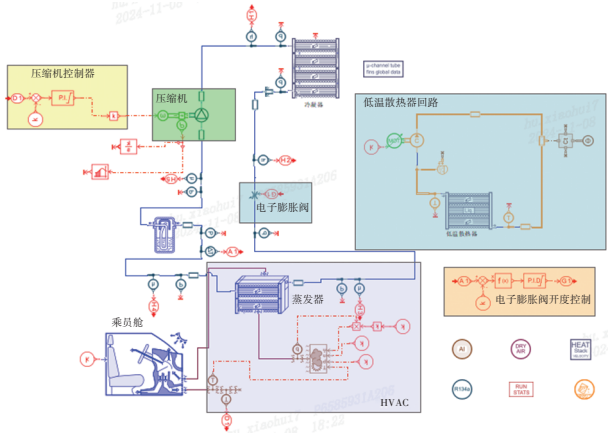


图13　能耗及降温速率仿真分析模型

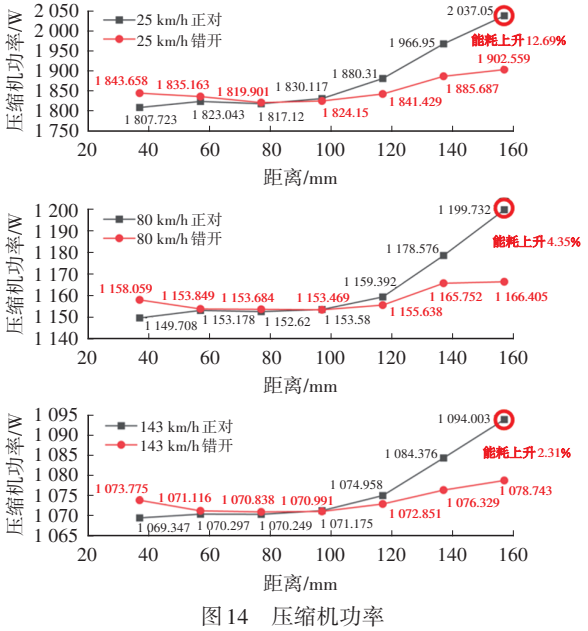


图14　压缩机功率

由图15系统压焓图分析可知，相比高速工况（80 km/h与143 km/h），车辆以较低车速运行时，前舱进气量较小，导致冷凝器散热量不足，系统高压较高，进而导致压缩机功率增大。因此，车辆低速运行时，通常会开启前舱电子风扇以满足冷却模块的散热需求，进而降低整车热管理能耗。

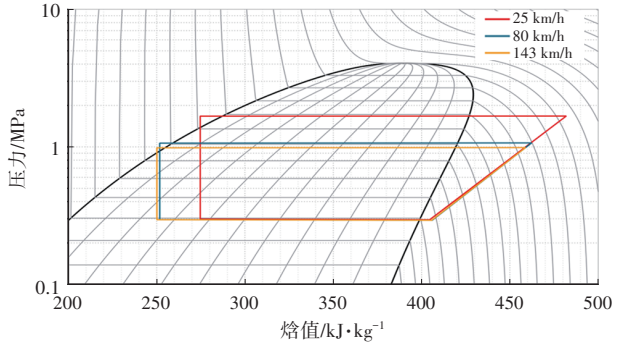


图15　空调系统压焓图

综上所述：AGS叶片与格栅之间的距离小于57 mm时，可采用正对布置AGS叶片的方式降低空调系统能耗；距离在57~97 mm范围内时，布置方式对能耗影响较小；距离大于97 mm时（即与冷却模块距离小于124 mm），压缩机功率随距离变化上升较快，低速工况尤为显著。故增大与冷却模块的距离能够有效提升低速工况（特别是低速爬坡等驱动系统输出功率较高的工况）的空调系统效率，降低压缩机能耗。

5 结束语

本文针对AGS叶片布置形式对冷却系统散热性能降低及空调系统能耗的影响开展研究，目标是获取最优的AGS叶片布置形式，降低其对冷却系统性能及能耗的影响，主要结论如下：

a. 当格栅筋条与AGS叶片距离小于57 mm时，叶片与格栅筋条正对布置更加有利于进气；当格栅筋条与AGS叶片距离在57~97 mm范围内时，其布置形式对进气量的影响差别较小，约为0.3%；当格栅筋条与AGS叶片距离大于97 mm时，采用错开布置的方式更有利于降低AGS叶片造成的进气量衰减。

b. 低速工况下空调降温能耗对AGS叶片与冷却模块间的距离较为敏感，随AGS叶片靠近冷却模块，能耗增幅最高可达为12.69%，而高速工况下能耗几乎不受该因素影响，故保证AGS叶片与冷却模块之间的距离大于124 mm（与格栅距离小于97 mm）能够有效降低低速工况下的空调系统能耗。

参 考 文 献

[1] 周江彬, 崔文诗, 吴海波, 等. 车速对散热器进风效率的影响和回流机理分析[J]. 汽车技术, 2022(12): 40-46.
ZHOU J B, CUI W S, WU H B, et al. Impact of Vehicle Speed on Radiator Air Intake Efficiency and Backflow Mechanism Analysis[J]. Automobile Technology, 2022(12): 40-46.

[2] 陈存福, 费洪庆, 胡金蕊, 等. 某商用车发动机舱热管理仿真分析与试验研究[J]. 汽车技术, 2020(2): 47-52.
CHEN C F, FEI H Q, HU J R, et al. Simulation Analysis and Experimental Study on Thermal Management of a Commercial Vehicle Engine Compartment[J]. Automobile Technology, 2020(2): 47-52.

[3] 周彬, 王代辉, 董元发, 等. 考虑驾驶风格的混合动力汽车自适应等效能耗最小化策略[J]. 汽车技术, 2025(1): 9-19.
ZHOU B, WANG D H, DONG Y F, et al. Adaptive Equivalent Energy Consumption Minimization Strategy for Hybrid Electric Vehicles Considering Driving Style[J]. Automobile Technology, 2025(1): 9-19.

[4] 杨勤超, 张风利, 张荣荣, 等. 纯电动汽车主动进气格栅策略开发及能耗贡献量研究[J]. 汽车工程学报, 2023, 13(2): 244-252.
YANG Q C, ZHANG F L, ZHANG R R, et al. Development of Active Grille Shutter Strategy for Battery Electric Vehicles and Research on Energy Consumption Contribution[J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2023, 13(2): 244-252.

[5] 彭玮. 动力舱热管理系统关键部件建模仿真方法研究[D]. 济南: 山东大学, 2018.
PENG W. Research on Modeling and Simulation Methods for Key Components of Powertrain Thermal Management System[D]. Jinan: Shandong University, 2018.

[6] 柴梦达. 某车型格栅关闭对汽车风阻和发动机舱散热性能的影响研究[D]. 安徽: 合肥工业大学, 2015.
CHAI M D. Study on the Influence of Grille Closing on Vehicle Aerodynamic Drag and Engine Compartment Heat Dissipation Performance[D]. Anhui: Hefei University of Technology, 2015.

[7] 陈石人, 黄勇, 肖曦, 等. 基于经济性和热平衡的主动进气格栅策略开发[J]. 汽车工程师, 2021(12): 220-228.
CHEN S R, HUANG Y, XIAO X, et al. Development of Active Grille Shutter Strategy Based on Fuel Economy and Thermal Balance[J]. Automotive Engineer, 2021(12): 220-228.

[8] 冯哲. 商用车进气格栅对动力舱散热与整车风阻的影响分析[J]. 装备制造技术, 2022 (3): 175-182.
FENG Z. Impact Analysis of Commercial Vehicle Grille on Powertrain Heat Dissipation and Vehicle Aerodynamic Drag[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2022(3): 175-182.

[9] 刘杰, 方存光. 主动进气格栅控制器的设计[J]. 电子技术, 2022(9): 89-95.
LIU J, FANG C G. Design of Active Grille Shutter Controller[J]. Electronic Technology, 2022(9): 89-95.

[10] LI S E, PENG H. Strategies to Minimize the Fuel Consumption of Passenger Cars During Car-Following Scenarios[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2012, 226(3): 419-429.

[11] ZHANG Y J, HUANG Y J, CHEN H B, et al. Driving Behavior Oriented Torque Demand Regulation for Electric Vehicles with Single Pedal Driving[J]. Energy, 2021, 228.

[12] WANG G J, MAKINO K, HARMANDAYAN A, et al. Eco-Driving Behaviors of Electric Vehicle Users: A Survey Study[J]. Transportation Research Part D: Transport and Environment 2020, 78.

（责任编辑 王 一）

修改稿收到日期为2025年5月25日。