车辆前端散热风扇模型精度标定的研究与应用

袁侠义[1,2], 肖 露[2], 张 彪[2], 段 炼[2]
(1. 华南理工大学机械与汽车工程学院, 广州 510641; 2. 广州汽车集团股份有限公司汽车工程研究院, 广州 511434)

摘 要:在汽车设计初期,为了更精确地计算前端风量,通过全尺寸风洞测试散热器风量,并运用仿真工具完成模型搭建与精度标定。发现散热风扇采用 MRF 或 RBM 仿真模型时,误差可控制在 5%以内,符合工程应用要求。标定后的散热风扇模型通过在车型上实际应用,总结出一种散热风扇在整车环境下的性能匹配方法。

关键词:车辆前端; 散热风扇模型; 全尺寸风洞; 精度标定
中图分类号:U462.3 **文献标志码**:A **DOI**:10.15917/j.cnki.1006-3331.2025.02.006

Research and Application of Accuracy Calibration for Vehicle Front Radiator Fan Model

YUAN Xiayi[1,2], XIAO Lu[2], ZHANG Biao[2], DUAN Lian[2]
(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510641, China;
2. GAC Automotive Research & Development Center, Guangzhou 511434, China)

Abstract: At the beginning of vehicle design, this paper tests the radiator air quantity through a full-scale wind tunnel to calculate the front air quantity more accurately. It user the simulation tool to build and calibrate the accuracy, which finds that the error can be controlled by less than 5% when the radiator fan uses MRF or RBM simulation model, the requirements of engineering application are satisfied. The calibrated radiator fan model is applied to the vehicle, and a method of fan performance matching in the vehicle environment is summarized.

Key words: vehicle front; radiator fan model; full-scale wind tunnel; accuracy calibration

传统燃油汽车的前部格栅开口面积大,且格栅的设计与前端模块的匹配已实现平台化[1-2],因此散热风扇模型在虚拟设计阶段的精度要求较低,通常为85%~90%。汽车电动化使得整车热管理面临很大的调整,特别是插电式、增程式混动车型。由于其前部格栅开口小型化设计,导致前端进风量接近热管理系统的需求临界点。同时,同平台的纯电动与混动车型通常都是共用散热风扇,这就要求风扇必须满足不同驱动方式下的散热需求。为满足这种需求,应对仿真分析中散热风扇模型的精度进行标定。本文开展散热风扇模型精度标定的研究工作,并将标定后的模型在实际车型上应用。

1 散热风扇仿真模型

汽车散热风扇可为前端冷却模块降温,前端冷却模块包括发动机散热器、电驱动散热器、空调冷凝器等。为模拟整车发动机舱的空气流动,计算前端冷却模块的进风量,需要对散热风扇进行三维仿真建模。在整车 CFD 仿真中,常用的散热风扇仿真模型分为三种,分别是风扇交接面(fan interface,FI)模型、运动参考坐标系(moving reference frame,MRF)模型和刚体运动(rigid body motion,RBM)模型。不同的散热

收稿日期:2024-08-09。

第一作者:袁侠义(1983—),男,硕士,高级工程师,主要从事汽车空气动力学与热管理研究工作。E-mail:yuanxiayi@gacrnd.com。

风扇模型对网格模型、仿真初始条件、运动模拟方式以及仿真计算方法等都有不同的要求。因此,应根据计算输入条件和应用场景选择模型[3]。

FI 模型不需要网格模型,但需要风扇的静压-流量曲线(即 PQ 曲线)作为输入,风扇域无旋转运动。MRF 模型需要针对风扇的详细特征建立网格模型,基于风扇的旋转中心建立参考坐标系,并设定风扇在参考坐标系下的旋转轴及转速。MRF 模型中的风扇围绕坐标系模拟旋转运动,也需要风扇的详细网格模型,但风扇域网格不产生运动。RBM 模型基于瞬态计算,需要设定旋转坐标系、旋转轴及转速,该模型通过网格节点随时间的实时运动来模拟风扇的旋转运动。本文针对三种模型均做了不同边界条件下的仿真分析,并与全尺寸风洞试验结果进行对比。

2 基于气动风洞测试标定风扇模型

2.1 整车前端冷却模块风量测试

全尺寸气动风洞的流场更接近实车的道路环境,采用全尺寸气动风洞测量试验车前端冷却模块关键点的风量,更具备标定仿真模型的意义[4-5],其测试环境如图 1 所示。测试车辆为某款混动车型的试验模型车,其前端冷却模块和散热风扇采用真实样件,布置形式如图 2 所示;车身和发动机舱内其他部件(如发动机和机电耦合系统)采用计算机数字化控制加工制成的塑料样件,与真实车辆保持一致。

图 1 全尺寸风洞测试

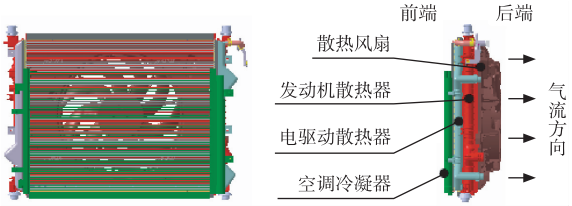


图 2 前端冷却模块及散热风扇

经激光三坐标仪扫描校验,确认试验模型车的外表面精度与实车的表面状态一致;同时,该试验模型车具备高度灵活性,可快速调整发动机散热器、电驱动散热器、散热器风扇、空调冷凝器等部件及其安装支架的位置,如图 3 所示。因此,在当前阶段可用该试验模型车替代实车完成测试研究。

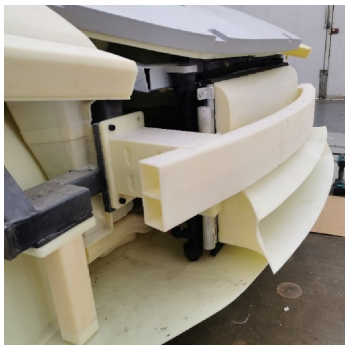
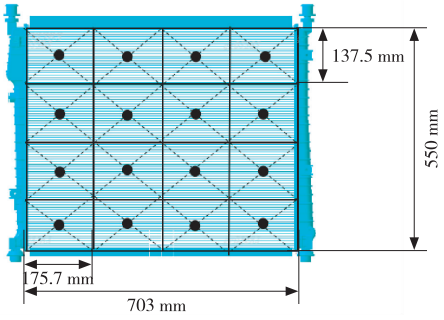


图 3 试验模型车前端结构示意图

采用叶轮风速仪测量发动机散热器前的风速。将发动机散热器迎风面等分为 16 个矩形区域,并在每个矩形区域中心安装风速仪传感器。叶轮风速仪传感器的仿真测点位置和实际安装位置[5]如图 4 所示。通过外接恒压直流电源和脉宽调制(pulse width modulation,PWM)控制器来控制风扇的转速和功率。风扇控制原理示意图如图 5 所示。



(a) 仿真测点位置

(b) 实际安装图

图 4 散热器风速仪传感器布点示意图

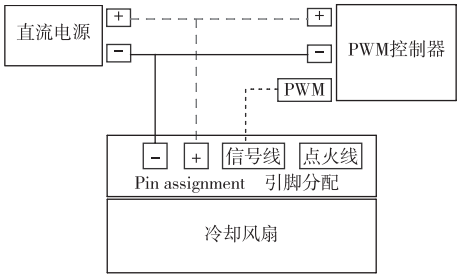


图 5　风扇控制原理示意图

本文对 5 种不同车速下的发动机散热器前端风速进行了测试，记录了各测点的测试结果（见表 1），并计算各车速下所有测点的平均风速。结果表明，风速与风扇转速随车速的增加而增加。测试数据将为后续风扇模型的精度标定提供支撑[6]。

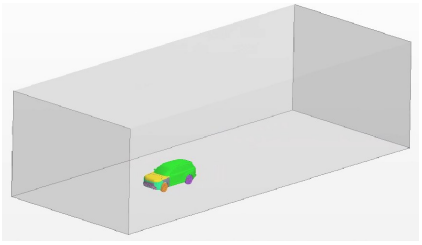
表 1　发动机散热器前端风速测试结果

测点	发动机散热器前端测试风速/(m·s^{-1})				
	怠速	40 km/h	80 km/h	120 km/h	160 km/h
测点 1	0.86	1.52	3.41	3.73	5.23
测点 2	2.97	3.21	3.41	5.06	6.28
测点 3	4.31	4.26	4.45	4.90	6.43
测点 4	0.97	1.60	2.38	2.83	3.28
测点 5	0.69	0.88	0.95	1.31	1.44
测点 6	4.98	5.17	5.48	5.88	6.51
测点 7	5.07	5.24	5.59	6.02	6.71
测点 8	0.67	0.93	1.00	1.29	1.80
测点 9	0.59	0.28	0.21	0.95	1.70
测点 10	5.05	5.22	5.46	5.74	6.10
测点 11	4.88	5.08	5.47	5.88	6.24
测点 12	1.54	1.08	0.00	0.00	0.00
测点 13	0.93	1.34	2.92	5.22	7.36
测点 14	3.02	3.45	4.35	5.88	7.55
测点 15	3.11	3.27	4.43	6.07	7.71
测点 16	1.12	1.26	2.95	5.51	7.97
平均风速	2.55	2.74	3.22	4.14	5.14

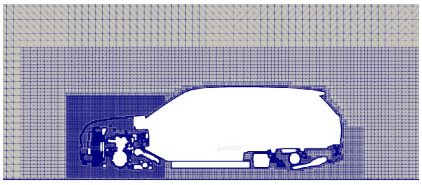
2.2　整车前端冷却模块进风量仿真分析

2.2.1　整车仿真模型建立

根据实车的详细数模，用 STAR-CCM+软件建立用于前端冷却模块进风量仿真分析的整车 CFD 仿真模型。整车仿真模型与试验模型车的几何边界保持一致，其计算流体域为长方体，长、宽、高分别为 6 倍车长、5 倍车宽和 5 倍车高；其中车头前部为 1.5 倍车长，车尾后部为 3.5 倍车长，如图 6(a)所示。网格划分的基本尺寸为 8 mm，但对于格栅和前端冷却模块等对流动影响较大的区域，因要保留大于 2 mm 的设计细节，网格尺寸为 2 mm，并对发动机舱和车体下部区域体网格进行加密，如图 6(b)所示。整车流体域模型与风扇域模型之间建立 Interface 连接[7-8]。



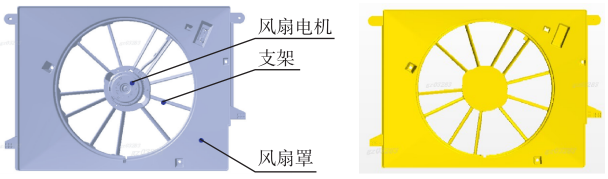
(a) 整车流体域



(b) Y 截面整车体网格

图 6　整车三维网格模型

另外，当采用 MRF 和 RBM 风扇模型进行整车仿真时，都需要风扇的网格模型。为了保证仿真精度，首先要保证风扇的 CAD 模型满足要求。在风扇 CAD 模型中，要保留风扇叶片完整的细节[9-10]，几何清理后，风扇模型应包含周围的风扇罩及支架、护风圈、风扇电机等部件的 CAD 模型，如图 7 所示。



(a) 清理前　　(b) 清理后

图 7　风扇 CAD 模型

风扇叶片一般为较薄的片体，为保证散热风扇的仿真精度，应尽量保留风扇叶片及护风圈的几何特征。网格基本尺寸为 2 mm，必要时需加密叶片网格。即使网格尺寸为 0.2 mm 也可保留叶片详细的几何特征，因此，进一步缩小尺寸对风扇仿真精度产生的影响可忽略不计。

风扇域包括风扇叶片和风扇叶片扫过的区域。在整车前段进风量的 CFD 仿真中，要建立一个类似于圆柱体的风扇旋转区域模型作为风扇域模型（包含风扇叶片），风扇域的圆周面位于风扇叶尖与风扇罩之间（如图 8 所示）。风扇叶片在风扇域内运动会产生一个流场，该流场通过圆柱交界面（Interface）与整车流场进行流量交换。风扇域要尽量与风扇罩紧贴，间隙应小于 2 mm；风扇域入口面要尽量靠近前方散热器，出口面应贴近风扇支架，均保留约 2 mm 间隙。

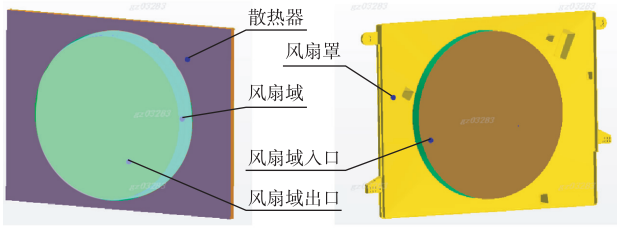


图 8　风扇域建模

2.2.2　采用 FI 风扇模型的整车仿真分析

当散热风扇使用 FI 模型时，需在上述整车 CFD 仿真模型中去掉风扇域中的风扇叶片网格，即风扇域中不包含风扇叶片，并在风扇域入口边界 Interface 上设定风扇 PQ 曲线。风扇 PQ 曲线通过风扇单品台架测试获得，本文风扇 PQ 曲线如图 9 所示。采用 Realizable K-Eplilon 湍流模型模拟空气流动，进行稳态求解，求解步数设置为 5 000 步。

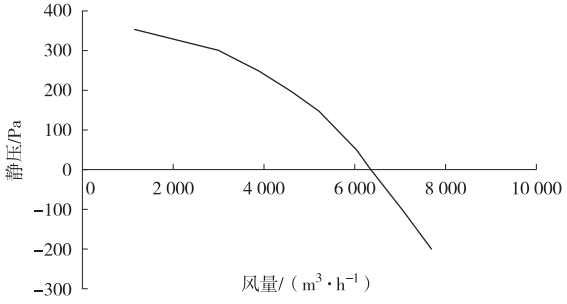


图 9　风扇 PQ 曲线

风扇静压表征风扇克服空气流动阻力的能力。发动机舱内的空气流速（或流量）不同时，其内部的内流空气阻力也不同。内流空气阻力与空气流量近似呈二次函数关系，其曲线可表示为：

$$P_i = A + B \cdot Q + C \cdot Q^2 \quad (1)$$

式中：P_i 为空气内流阻力，Pa；Q 为通过风扇的空气流量，m^3/h；A、B、C 为系统阻力系数，与发动机舱进气格栅开口形式、前端冷却模块阻抗、机舱零部件的布置以及车速有关，当车速为 0 时，A 等于 0。

在不同空气流量下，风扇 Interface 上、下游会产生一个压力跃升。不同车速下，发动机舱内流空气阻力曲线不同，风扇工作的平衡点不同，从而计算得到的通过风扇的空气流量和速度也不同，如图 10 所示。

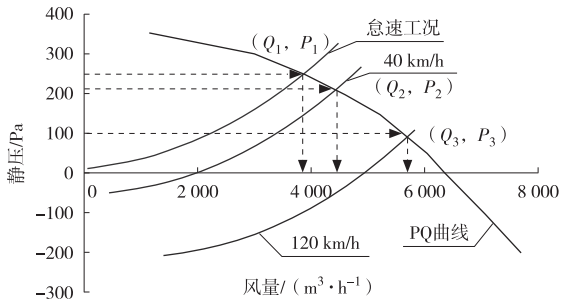
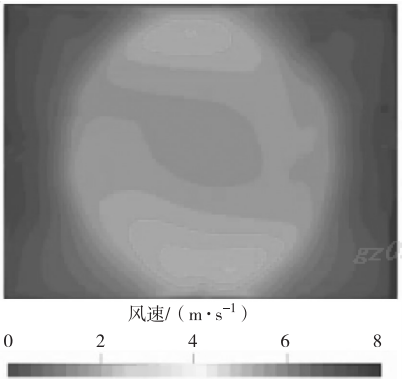


图 10　不同车速下的风扇工作点

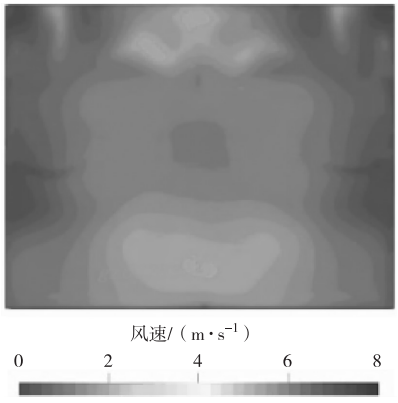
本文分别模拟计算车速为 40、80、120、160 km/h 及怠速时前端冷却模块前的风速。图 11 为车速 40 km/h 时前端冷却模块前的风速分布情况，包含前风速（与散热器垂直的风速分量）云图及数据分布（10×10 区域）图，风速数据单位为 m/s。因篇幅原因，其他车速的风速云图及数据分布图本文未展示。



（a）空调冷凝器风速云图

0.68	0.99	1.56	1.88	1.44	1.44	1.73	1.40	0.88	0.43
1.70	1.58	1.65	1.74	1.39	1.38	1.78	1.60	1.51	1.58
1.35	1.68	1.52	1.73	1.27	1.25	1.79	1.56	1.62	1.34
0.63	1.03	1.10	1.40	1.52	1.51	1.41	1.19	0.93	0.62
−0.17	0.27	0.86	1.06	1.29	1.32	1.09	0.93	0.33	−0.14
0.67	0.70	1.64	1.89	1.60	1.63	1.89	1.66	0.94	1.00
2.77	2.12	2.75	2.97	2.46	2.47	2.96	2.82	2.32	2.79
2.87	2.51	2.69	2.84	3.07	3.07	2.82	2.67	2.54	2.90
2.70	2.50	2.85	3.03	3.20	3.21	3.02	2.90	2.51	2.71
1.60	1.56	1.68	1.70	1.59	1.65	1.65	1.51	1.35	1.25

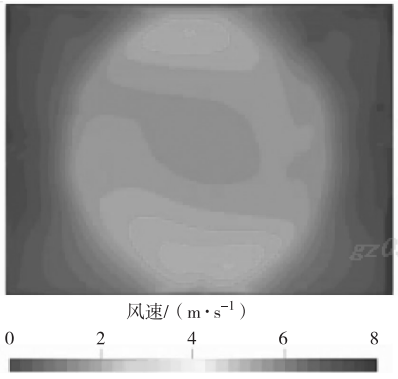
（b）空调冷凝器风速数据



（c）电驱动散热器风速云图

0.76	2.29	1.50	2.44	2.95	2.78	2.12	1.25	2.36	0.80
1.30	1.90	1.74	3.00	2.76	2.55	2.66	1.62	1.51	1.24
1.36	1.62	1.98	2.17	2.17	2.16	2.13	1.92	1.48	1.28
1.37	1.78	2.15	2.18	2.11	2.11	2.20	2.18	1.71	1.32
1.25	1.70	2.10	2.12	1.96	1.97	2.14	2.03	1.66	1.18
0.88	1.43	2.12	2.08	2.04	2.01	2.07	2.06	1.45	0.86
0.88	1.52	2.04	2.36	2.32	2.26	2.28	2.06	1.47	0.85
1.41	1.73	2.31	2.75	2.73	2.62	2.73	2.42	1.79	1.36
1.83	2.00	2.42	2.84	3.00	2.96	2.80	2.49	2.01	1.74
1.89	2.03	2.36	2.67	2.74	2.77	2.70	2.38	2.04	1.80

（d）电驱动散热器风速数据



（e）发动机散热器风速云图

0.52	0.73	1.00	1.37	1.51	1.55	1.45	1.01	0.64	0.30
0.51	0.89	1.06	2.33	3.73	3.32	2.54	1.18	0.78	0.33
0.58	0.85	1.59	3.09	3.27	3.45	2.73	1.76	0.84	0.54
0.52	0.79	2.10	2.74	2.66	2.66	2.44	2.29	0.76	0.42
0.46	0.75	2.93	2.52	1.93	1.94	2.51	2.46	0.64	0.26
0.37	0.76	2.39	2.51	2.02	2.15	2.34	3.16	0.67	0.36
0.51	0.60	2.54	2.98	2.79	3.00	3.32	2.23	0.58	0.48
1.15	0.92	1.48	2.68	3.42	3.53	3.35	1.65	0.93	1.06
1.14	1.21	1.34	2.05	2.76	3.06	1.99	1.40	1.22	1.00
0.45	1.10	1.16	1.32	1.29	1.28	1.32	1.16	1.09	0.48

（f）发动机散热器风速数据

图 11　40 km/h 车速下前端冷却模块前风速分布情况

根据前端冷却模块的风速分布数据，计算前端冷却模块前的平均风速，计算公式见式（2），结果见表 2。

$$\bar{v}=\frac{\sum_i \rho_i \cdot v_i \cdot |v_i \cdot A_i|}{\sum_i \rho_i \cdot |v_i \cdot A_i|} \tag{2}$$

式中：$\bar{v}$ 为前端冷却模块前平均风速，m/s；A_i 为单位面积，m^2；ρ_i 为该单位面积的空气密度，kg/m^3；v_i 为该单位面积的风速，m/s。

表 2　FI 模型前端冷却模块风速仿真结果

前端冷却模块	前端冷却模块风速/（m·s⁻¹）				
	怠速	40 km/h	80 km/h	120 km/h	160 km/h
空调冷凝器	1.28	1.94	3.46	5.18	7.11
电驱动散热器	1.49	1.78	2.70	3.89	5.31
发动机散热器	1.89	2.10	2.77	3.80	5.11

2.2.3　采用 MRF 风扇模型的整车仿真分析

采用 MRF 模型时，整车 CFD 仿真模型需要包含风扇叶片网格，基于风扇的旋转轴建立局部坐标系（如图 12 所示），并设定风扇的旋转转速和方向。采用 Realizable K-Epilon 湍流模型模拟空气流动，进行稳态求解，求解步数推荐 5 000 步。计算完成后，输出前端冷却模块前的平均风速，结果见表 3。

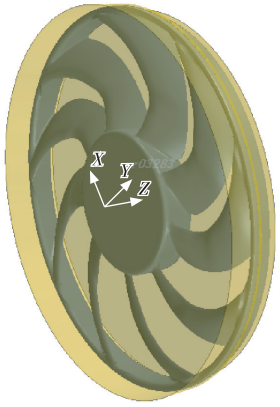


图 12　风扇局部坐标系

表 3　MRF 模型前端冷却模块风速仿真结果

前端冷却模块	前端冷却模块风速/（m·s⁻¹）				
	怠速	40 km/h	80 km/h	120 km/h	160 km/h
空调冷凝器	1.57	2.13	3.65	5.32	7.12
电驱动散热器	1.83	2.07	2.90	4.02	5.28
发动机散热器	2.50	2.68	3.21	4.15	5.28

2.2.4 采用 RBM 风扇模型的整车仿真分析

采用 RBM 模型时,整车 CFD 仿真模型也需包含风扇叶片网格,同时设置风扇绕旋转轴的运动,并指定转速和方向。同样采用 Realizable k-epsilon 湍流模型模拟空气流动,进行瞬态求解,并将 MRF 模型求解的稳态流场作为初始流场,时间步长设置为风扇每旋转 1°所用的时间(例如转速为 2 500 r/min,完成一次旋转需要 0.024 s,则时间步长 $\Delta t = 0.024\ s/360°$)。为节省计算时间,总求解时间可设置为风扇旋转 10 转所用时间。计算并输出前端冷却模块前的平均风速,结果见表 4。

表 4 RBM 模型前端冷却模块风速仿真结果

前端冷却模块	前端冷却模块风速/(m·s^{-1})				
	怠速	40 km/h	80 km/h	120 km/h	160 km/h
空调冷凝器	1.63	2.19	3.69	5.36	7.14
电驱动散热器	1.85	2.10	2.92	4.04	5.40
发动机散热器	2.47	2.67	3.22	4.17	5.31

2.3 风扇模型仿真精度分析

因 2.1 节试验的测点布置在发动机散热器上,因此只将上述发动机散热器前端风速测试结果与风扇各模型下相应的仿真结果进行对比,如图 13 所示,两者的误差见表 5。结果显示,FI 模型的发动机散热器前风速仿真值与试验值偏差最大,尤其是在低速工况;而 MRF 模型与 RBM 模型在各车速下误差小于 5%,且误差波动小,可判断这两种模型均满足工程开发的需求。

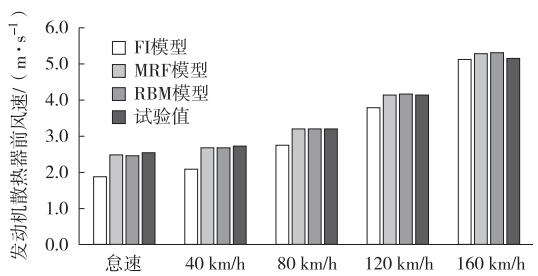


图 13 发动机散热器风速仿真与试验对比

表 5 仿真计算与风洞测试结果误差

风扇模型	仿真结果与测试结果误差/%				
	怠速	40 km/h	80 km/h	120 km/h	160 km/h
FI 模型	-25.88	-23.36	-13.98	-8.21	-0.58
MRF 模型	-1.81	-2.19	-0.25	0.24	2.72
RBM 模型	-3.27	-2.63	0.04	0.62	3.39

3 散热风扇与整车环境的性能匹配

3.1 确定前端冷却模块风速目标值

在汽车开发初期,需基于整车的散热需求选择散热器风扇单品,若整车性能仿真精度达标,则能更好地保证风扇选型的合理性[11-12]。

前端冷却模块前的风速需满足车辆在不同行驶条件下的散热需求,一般包含怠速、低速爬坡、高速爬坡等工况。不同工况下,动力系统的散热量不同,为保证系统水温在设计要求范围内,前端冷却模块所需的风速也有差异。可通过一维仿真分析得到前端冷却模块的风速目标,目标值取空调冷凝器、电驱散热器、发动机散热器风速中的最大值,并结合散热器面积,计算出不同工况下散热风扇的体积流量目标,结果见表 6。

表 6 前端冷却模块风速与体积流量目标

行驶工况	行驶车速/(km·h^{-1})	道路坡度/%	风速目标值/(m·s^{-1})	体积流量目标值/(m^3·h^{-1})
怠速	0	0	≥2.2	≥3 200
低速爬坡	40	10	≥2.5	≥3 600
高速爬坡	120	3	≥4.0	≥5 800

3.2 发动机舱阻抗计算

计算车辆在不同车速下的发动机舱阻抗。风扇选取符合精度要求的 MRF 或 RBM 模型,车速分别设置为 0、40、120 km/h,对不同风扇转速进行仿真。风扇转速一般在 0~3 500 r/min 范围内,每 500 r/min 进行一次计算。

输出散热风扇体积流量(即风量)及其克服的阻抗,记录在表 7 中。其中,风扇体积流量为靠近散热风扇的发动机散热器的平均风速与发动机散热器面积的乘积;而机舱内流阻抗是指空气从进气格栅进

入，流经前端冷却模块，并从发动机舱后部流出过程中，空气受到的所有气动阻力之和。

表 7　散热风扇体积流量及克服的阻抗

风扇转速/	体积流量/($m^3 \cdot h^{-1}$)			阻抗/Pa		
($r \cdot min^{-1}$)	0 km/h	40 km/h	120 km/h	0 km/h	40 km/h	120 km/h
0	0.0	1 181.7	4 449.4	0.0	−23.5	−257.1
500	416.2	1 456.5	4 749.3	10.7	−0.3	−190.1
1 000	1 143.4	1 912.6	5 101.6	49.4	38.0	−107.0
1 500	2 012.6	2 494.9	5 486.6	112.4	108.0	−32.5
2 000	2 907.8	3 147.8	5 932.9	200.1	201.1	61.8
2 500	3 903.0	3 900.7	6 429.2	312.9	319.1	166.0
3 000	4 664.5	5 000.3	7 140.4	451.2	440.0	327.3
3 500	6 193.4	5 706.5	7 571.8	613.4	630.2	404.5

3.3　散热风扇方案选型

根据表 7 统计结果，对散热器目标体积流量进行插值，得到该体积流量下的发动机舱阻抗，从而可得到风扇的静压目标值，即风扇在该体积流量下的静压要大于发动机舱阻抗。表 8 列举了 3 种行驶工况下散热器风速对应的风扇静压目标值。由于各车型对应的散热器尺寸与散热器风速要求不同，导致其静压目标值也存在差异。

表 8　散热风扇不同风速下的静压目标值

行驶工况	风速目标值/($m \cdot s^{-1}$)	体积流量目标值/($m^3 \cdot h^{-1}$)	风扇静压目标值/Pa
怠速	≥2.2	≥3 200	≥280
低速爬坡	≥2.5	≥3 600	≥250
高速爬坡	≥4.0	≥5 800	≥50

将表 7 中的散热风扇体积流量-阻抗数据绘制成曲线，同时将 3 种整车热管理冷却工况下散热风扇的目标体积流量和目标静压值连成曲线，即风扇目标 PQ 曲线，如图 14 所示。

对风扇进行选型，在确定进气格栅开口形式及其冷却模块（阻抗）后，所选风扇的 PQ 性能曲线必须覆盖目标流量和静压值的需求。将不同散热风扇的 PQ 曲线与散热风扇目标 PQ 曲线进行对比，如图 15 所示。图中风扇 A 和 B 在各工况下的体积流量均大于目标值，即 A、B 风扇的 PQ 性能均满足设计要求；而风扇 C 在高速爬坡工况下的实际静压值小于目标值，故风扇 C 的 PQ 性能不完全满足设计要求。

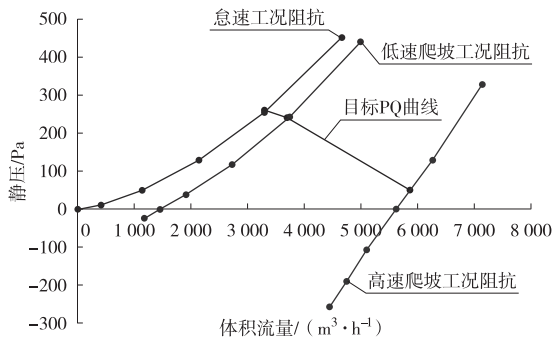


图 14　机舱阻抗曲线与风扇目标 PQ 曲线

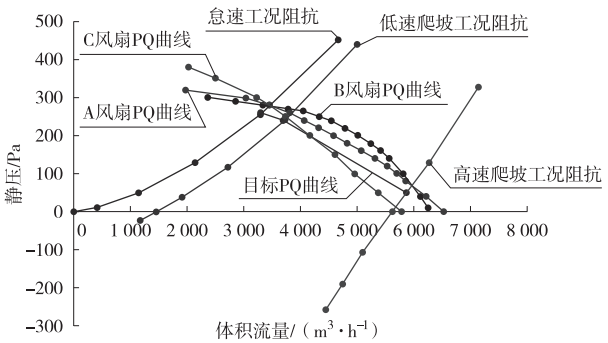


图 15　散热风扇 PQ 性能匹配

冷却风扇满足 PQ 性能要求时，工作区间内静压效率越高，风扇电机输入的功率就越小，这有利于降低能耗。因此，可根据散热风扇的工作点范围以及风扇的效率，选择合适的电机功率。风扇电机额定功率 P_0 的计算公式如下：

$$P_0 = N_s / (\eta_m \cdot \eta_s) \tag{3}$$

式中：N_s 为静压有效功率，指单位时间内空气从风扇运转中获得的能量，W；η_m 为风扇的机械效率，一般在 0.95～1.0 之间；η_s 为风扇静压效率，不同风扇的静压效率差异较大，主要受风扇叶型影响，同一风扇在不同静压下的静压效率也不同，最高静压效率一般在 0.3～0.45 之间。

式(3)中的 N_s 可通过式(4)计算：

$$N_s = P_s \cdot Q / 3\,600 \tag{4}$$

式中：P_s 为风扇静压，Pa；Q 为风扇体积流量（风量），m^3/s。根据式(3)和(4)可得：

$$P_0 = P_s \cdot Q / (3\,600 \cdot \eta_m \cdot \eta_s) \tag{5}$$

将表 8 中不同风量下风扇的静压目标值代入式

(5),并取 $\eta_m=0.98$、$\eta_s=0.4$,得到不同风扇工作点的功率目标值(见表 9)。风扇电机的额定功率应取其中的最大值,即不低于 638 W。

表 9 风扇电机功率目标值

行驶工况	体积流量目标值/($m^3\cdot h^{-1}$)	风扇静压目标值/Pa	风扇功率目标值/W
怠速	≥3 200	≥280	≥635
低速爬坡	≥3 600	≥250	≥638
高速爬坡	≥5 800	≥50	≥206

选定风扇电机的额定功率后,再对不同型号风扇的静压效率进行校核。图 16 为额定功率均为 650 W 的风扇 A 和风扇 B 的静压效率曲线。由图 16 可知,风扇 A 和风扇 B 的 PQ 性能均能满足目标要求,但在风扇的常用工作点范围(3 200~5 800 m^3/h),风扇 B 的静压效率高于风扇 A 的静压效率,即风扇 B 实际运行功率更低、更节能。

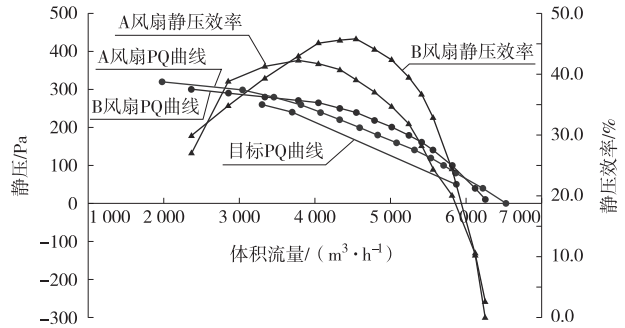


图 16 散热风扇静压效率及功率选型

4 结 论

1) 基于实车状态计算前端散热风量的应用需求,对前端散热器模型仿真精度进行标定。根据仿真计算与气动风洞测量的数据对比,风扇选用 MRF 与 RBM 模型进行仿真时,前端冷却模块风速的仿真值与实测值误差相对较小,其误差值能控制在 5%以内,满足工程应用要求。

2) 通过仿真模拟整车上散热风扇的工作环境,完成风扇目标与实际 PQ 曲线的对比,并分析风扇在常用工作点范围内的静压效率,能够在汽车研发初期为散热风扇的选型提供指导。

参考文献:

[1] 谷正气. 汽车空气动力学[M]. 北京:人民交通出版社, 2005:5-10.

[2] 林铁平,林卉,戴澍凯. 汽车前端冷却模块空气侧热流场仿真与试验研究[J]. 汽车工程学报, 2014, 4(5):384-390.

[3] 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.

[4] 袁侠义,彭丽娟,陈林,等. 某 SUV 车型前端结构对冷却模块风量和内流阻力的影响分析[J]. 汽车技术,2015(7):4-9.

[5] SWEETMAN B, SCHMITZ I, HUPERTZ B, et al. Experimental and numerical investigation of vehicle drive and thermal soak conditions in a simplified engine bay [J]. SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, 2017,10(2): 433-445.

[6] 石海民,俞小莉,陆国栋,等. 多风扇冷却模块节能控制的试验研究[J]. 汽车工程, 2017, 39(1):102-106.

[7] RANDI F, SIMONE S, EMIL W. Numerical investigation of the air flow in a simplified underhood environment[J]. International Journal of Automotive Technology, 2022, 23(6): 1517-1527.

[8] 袁侠义,谷正气,杨易,等. 汽车发动机舱散热的数值仿真分析[J]. 汽车工程,2009,31(9):843-847.

[9] 索若淇. 基于计算流体力学汽车冷却系统散热器分析[J]. 机械设计与制造, 2020(4):41-45.

[10] 李田田,赵兰萍,王建新,等. 发动机舱的冷却气流仿真与散热的改善[J]. 汽车工程,2020,42(9):1197-1205.

[11] ASLAN R A,ANBARCI K,ACIKGOZ B M,等. 冷却系统阻力对汽车总阻力影响的数值预测模型研究[J]. 空气动力学学报, 2016, 34(2):232-238.

[12] 朱镜瑾,介石磊. 基于 CFD 大功率汽车发动机散热器匹配性分析[J]. 机械设计与制造,2021,369(11):287-291.