基于 CFD 的散热器性能仿真及实验对比分析

唐 琳，何 丹，谭礼斌，黄 灿

（隆鑫通用动力股份有限公司 技术中心，重庆 400039）

摘要：冷却系统的散热能力主要取决于散热器的散热性能，散热器的风速分布及风量大小决定了其散热性能。为了精确地对散热器表面风速分布及其风量进行预测，基于计算流体力学(CFD)方法，采用 STAR-CCM＋软件对其风速及流场进行分析，并与叶轮风速计和风洞测试结果进行对比分析。结果表明，叶轮风速仪测量的风量结果与 CFD 预测结果误差约为 16%，散热器风洞测量的风量结果与 CFD 预测结果误差约为 7%。经实验验证和误差分析，CFD 预测模型可真实反映散热器风量大小，叶轮风速仪测试风量偏大的原因为风速测试值偏高和存在统计误差，散热器风量测试的最佳方法为散热器风洞实验。该研究结果可为散热器风量的评估提供仿真数据支撑及理论指导。

关键词：散热器；风量；计算流体力学；风洞实验

中图分类号：U469.72 **文献标志码：**A **文章编号：**1671－1807(2022)01－0279－05

随着科技的发展，产品功率的不断提升和设计紧凑化趋势引发散热不足问题，会导致产品工作性能的严重下降[1-2]。为了保证冷却系统的散热性能，许多学者运用数值计算的方法对散热冷却系统或散热零部件进行了研究。温嘉斌等[3]研究了风扇叶片对风扇性能的影响，从而探究风扇对冷却系统冷却能力的提升效果。闫红杰等[4]采用 Fluent 研究了换热器结构参数对换热性能的影响。杨维平等[5]采用 Fluent 研究了冷却风扇结构参数对冷却系统风量的影响，为冷却系统冷却性能提升提供了参考。谢俊民等[6]采用 GT-SUITE 中的 GT-COOL 模块搭建了冷却系统散热器模型，分析了系统的温度、压力及速度场，获得了冷却系统散热器的工作特性。由此可见，基于计算流体力学(computational fluid dynamics，CFD)方法已广泛应用于散热器性能的预测中，快速获取并评估散热器性能，缩短终端产品开发周期，降低成本[7-12]。

散热器性能与终端产品的散热冷却密切相关。CFD 仿真分析可快速对散热器性能进行评估，以判断散热器结构设计方案的可行性。因此，采用 CFD 技术进行散热器流场模拟及性能评估已成为趋势。为避免产品冷却系统工作过程中出现散热不足而导致产品功率及性能下降问题，本文选取散热器为研究对象，基于计算流体力学方法，采用 STAR-CCM＋软件对散热器性能进行仿真预测，并结合叶轮风速仪和散热器风洞实验测试，验证散热器性能预测模型及寻求最佳的散热器风量测试方式。研究思路及实验测量方法可为散热器同行业人员提供参考，且研究结果可为散热器性能的评估及改进提供仿真数据支撑及理论指导。

1 散热器 CFD 分析

1.1 物理模型

该散热器 3D 模型按照实物等比例构建，然后导入流体仿真分析软件 STAR-CCM＋进行散热器计算域模型的搭建。搭建完成后各部件示意图如图 1 所示。为简化计算模型，散热器等效为多孔介质区域。采用多面体网格和边界层网格对计算域进行网格划分，同时采用图 2 所示的局部体加密及网格细化操作完成计算域网格模型的划分，网格划分完成后如图 3 所示。计算域网格总量约为 700 万。

1.2 数学模型及边界条件

假设空气在计算域模型内的流动为不可压缩的湍流稳态流动，流体流动遵守流体三大基本控制方程，即连续性方程、动量守恒方程和能量守恒方程[13-14]。湍流计算模型选择为 k-ε 两方程湍流模型，计算域的壁面参数采用推荐的 Two-Layer All y＋Wall Treatment 设置。压力、速度耦合采用 SIMPLE 算法，采用压力基求解器(pressure-based)求解[15]。风扇的旋转通过采用旋转参考系(mov-

收稿日期：2021-09-23

作者简介：唐琳(1991—)，男，四川广安人，隆鑫通用动力股份有限公司技术中心，CFD 工程师，硕士，研究方向为车身设计及空气动力学。

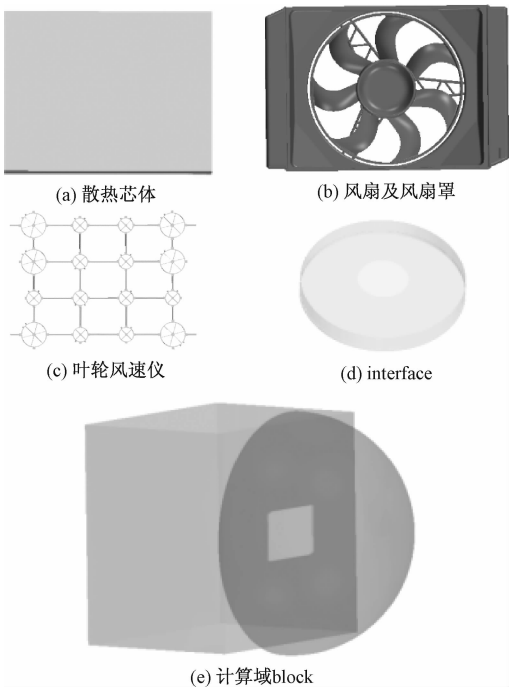


图 1　散热器性能计算域模型各部件示意图

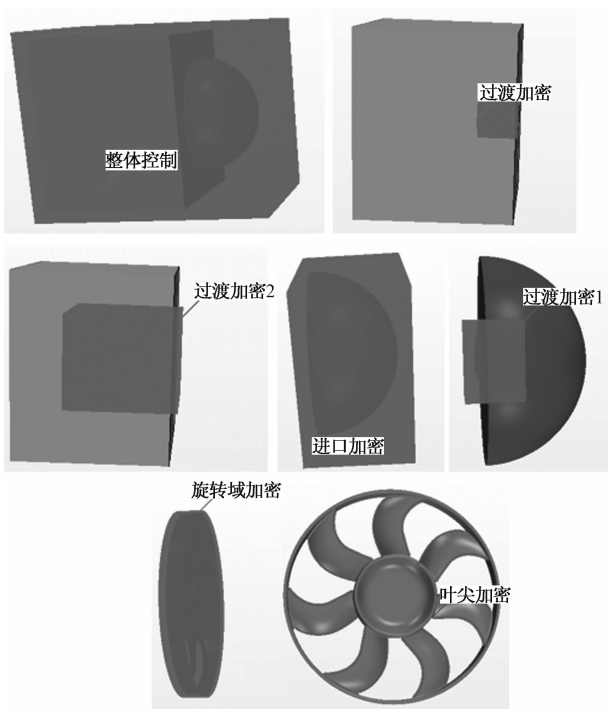


图 2　局部加密示意图

ing reference frame，MRF）方法实现，旋转速度为 2 100 r/min。散热器外计算域 block 的入口边界设置为滞止入口，压力为 0；出口边界设置为压力出口，压力为 0；环境温度为 30 ℃，环境压力为标准大气压（101 325 Pa），空气考虑为理想气体。为了简化计算模型，散热器简化为多孔介质区域。多孔介质的阻力参数通过图 4 的散热器单品风阻性能测试数据拟合获得。惯性阻力和黏性阻力设置为 P_i＝（152 000，152 000，152）；P_v＝（560 560，560 560，560.56）（分别表示 X，Y，Z 方向，表明风主要由 Z 向通过）。

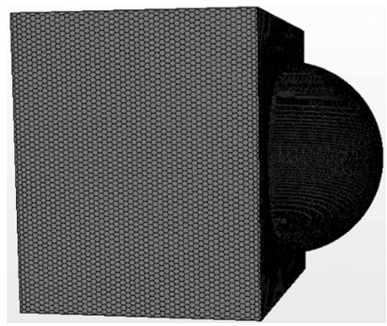


图 3　计算域网格示意图

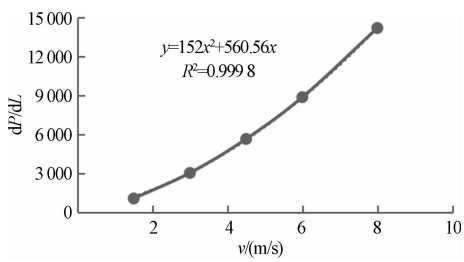


图 4　散热器单品风阻性能测试数据拟合

2　散热器性能测试

2.1　叶轮风速仪测试

风速测量一般常用的有激光多普勒（LDV），毕托管，热线风速仪以及叶轮式风速仪等 方式。与其他测量方式相比，叶轮式风速仪测量方式具有特定方向风速可测量、容易搭载以及可靠性高等明显优势。本研究选用的是东京计装株式会社生产的 RF-1000 叶轮式风速测量系统，如图 5 所示。RF-1000 叶轮式风速测量系统组成部分有叶轮传感器、光缆、RR5000B 信号演算器、RS232 信号转换器以及数据采集所用的计算机和专用软件等。

图 5　RF-1000 散热器风速测量系统

根据测试散热器的芯体有效换热面形状可以把测试面分成若干个面积相等的区域小块，每个区

域小块的中心位置就是测点位置。为求得通过散热器芯体表面的平均流速,需要先把芯体矩形有效换热面分成若干个面积相等的区域小块,并使各个小块趋近正方形,如图 6 所示。各小矩形的中心点即为流速测量点,则各个小矩形的流量 $Q_i = v_i A_i$(Q_i表示小矩形的流量,v_i为第 i 个传感器的流速,A_i为传感器所在矩形的面积),然后把各个小矩形的流量进行求和,即 $Q = \sum Q_i$。

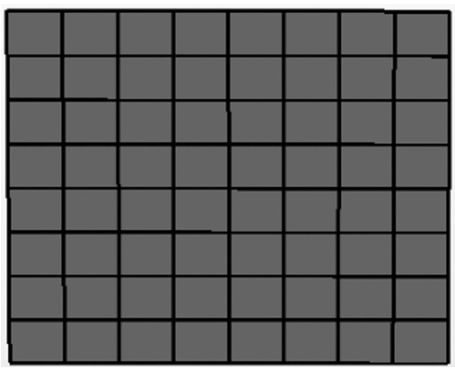


图 6　散热器流通矩形断面测点布置分区图

本研究采用 16 个叶轮风速仪(大叶轮风速仪 6 个,小叶轮风速仪 10 个)对散热器流通面进行合理布置,共确定 6 种叶轮风速仪测点布置方案,如图 7所示。确定测点位置后,用螺杆将测试所用叶轮传感器联结并固定在测试架上,然后把测试支架固定在散热器前,在连通传输光缆后即可进行数据采集。

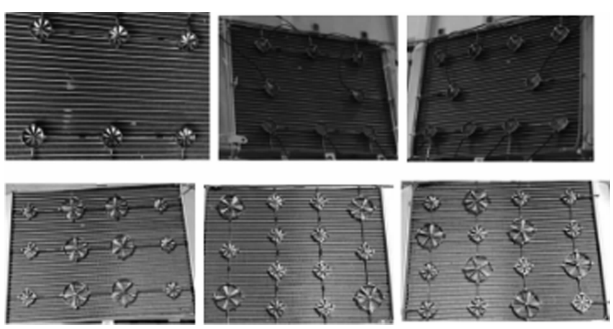


图 7　6 种不同的测点布置方案

2.2　散热器风洞测试

采用图 8 所示的散热器风洞进行散热器单品性能的测试。其测试原理是当流体通过风洞的节流装置喷嘴时,根据流体力学守恒定律和连续性方程,测量喷嘴前后所产生的压差来计量空气流量大小。其中通过单个喷嘴的流体流量为

$$Q = 3\ 600CA\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \qquad (1)$$

式中:Q 为通过喷嘴的流体流量,m^3/h;C 为喷嘴流量系数;A 为喷嘴喉部面积,m^2;Δp 为喷嘴前后的静压差,Pa;ρ 为喷嘴喉部的流体密,kg/m^3。

图 8　散热器单品风洞测试

3　CFD 结果分析与实验对比

3.1　叶轮风速仪测试结果

图 9 所示为 6 种叶轮风速仪布置方案的散热器风量测试结果。从图中可以看出,随着叶轮数量的逐渐增多,经换算的散热器风量开始趋于平缓,叶轮风速仪 14 个和 16 个的散热器风量值基本一致,表明散热器风量值已趋于稳定,该状态获得的测试风量值可用于与 CFD 分析结果进行对比分析。

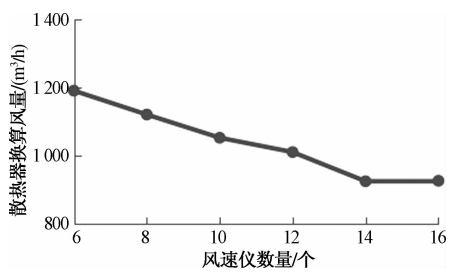


图 9　散热器风量测试结果

图 10 为风速仪结构,图 11 为散热器矩形单元净流通有效面积。因安装传感器使测试流道的净流通面积减少,在设定流量不变的情况下,导致各个测点处的流速增加,所以流通面积不加修正时,流量计算结果会偏大。流通面积修正公式为

$$A_c = A_o - A_1 - A_2 - A_3 - A_4 - A_5 - A_6 \qquad (2)$$

式中:A_c 为净流通单元有效面积;A_o 为流道的单元横截面面积;A_1 为传感器叶轮轮壳面积;A_2 是传感器叶轮联结杆的面积;A_3 为传感器叶轮中心联结块的面积;A_4 为传感器安装螺杆的面积;A_5 为叶轮安装连接块的面积;A_6 是光缆线速的投影面积。

表 1 为散热器冷却风量的换算及与叶轮风速仪测试的误差。从表中可以看出,风速平均(未修正流通面积)的误差较大。3 种换算公式下,流量平均获得的CFD结果与叶轮风速仪的测试结果误差最

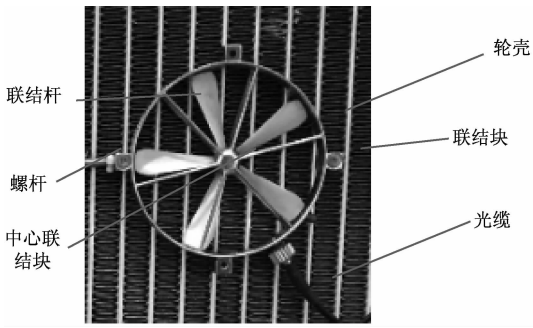
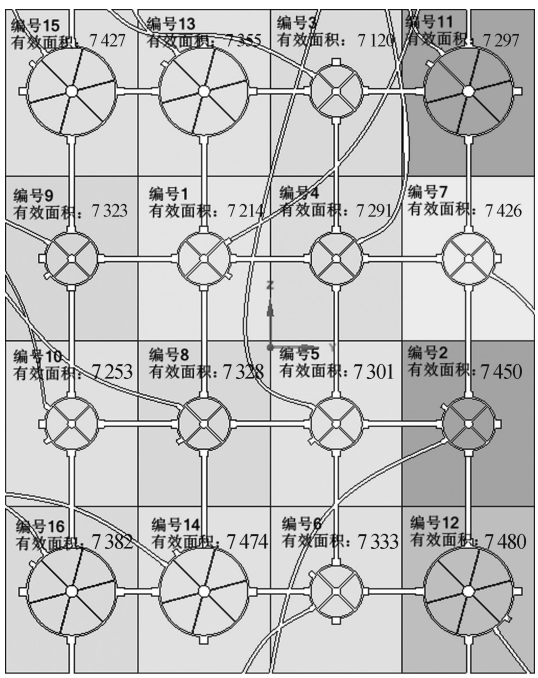
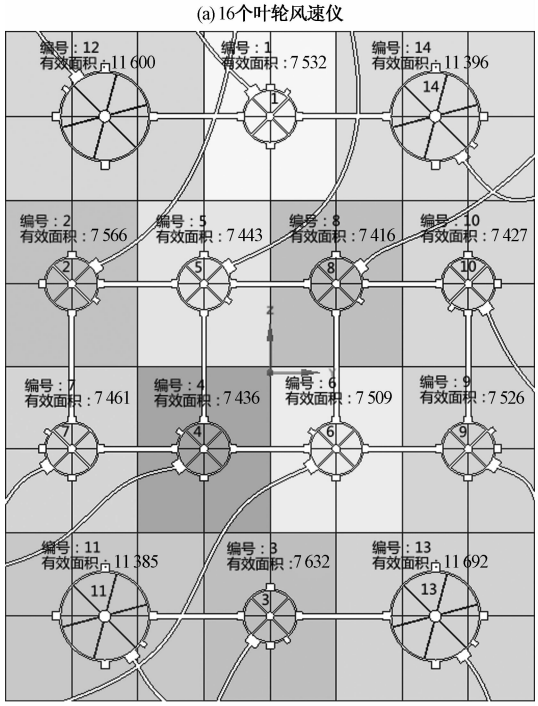


图 10　风速仪结构介绍



(a) 16个叶轮风速仪



(b) 14个叶轮风速仪

图 11　散热器矩形单元净流通有效面积

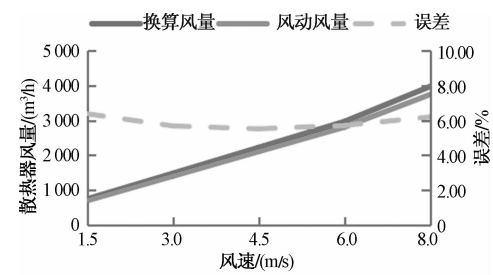
小，但 16 个叶轮风速仪的误差约为 16%。造成这种现象的原因可能是：①测量点还应细化；②叶轮风速仪测得的风速偏大；③数据统计误差的存在。

表 1　散热器冷却风量的换算及误差分析结果

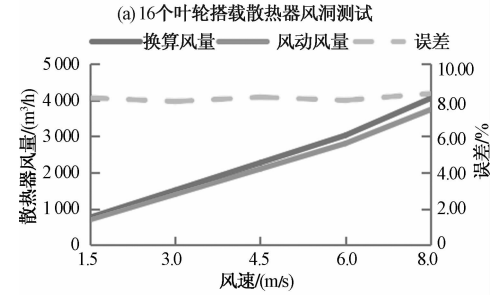
换算方法	换算公式	14 个叶轮风速仪		16 个叶轮风速仪	
		换算风量/(m^3/h)	误差/%	换算风量/(m^3/h)	误差/%
风速平均	$v=\sum v_n/n$，$Q=vA$	1 194	23.2	1 130	16.6
流量平均	$Q_i=v_iA_i$，$Q=\sum Q_i$	1 145	18.1	1 129	16.5
风速分布平均		1 158	19.5	1 130	16.6

3.2　散热器风洞测试对比

图 12 为布置 16 个叶轮风速仪的散热器流动与阻力特性，在 $v=8$ m/s（风量 3 736.4 m^3/h）的时候，叶轮风速仪传感器的流动阻力均在 17 Pa 左右，而散热器的阻力为 510 Pa，即安装 16 个叶轮风速仪传感器的阻力占散热器的阻力在 3%左右，可见其流动阻力非常小。散热器风洞测试时可忽略叶轮风速仪阻力对风量结果的影响。图 13 为散热器单品性能测试结果，16 个叶轮风速仪换算的风量与风洞风量误差在 6%左右，14 个叶轮风速仪换算的风量与风洞风量误差在 8%左右。表明散热器风洞测试获得的风量值与 CFD 预测结果（换算风量）吻合程度较高，验证了 CFD 分析模型的准确性，同时说明散热器风洞具有较高的测试精度。散热器单品性能测试最佳选择是采用专业散热器风洞实验设备测试。



(a) 16个叶轮搭载散热器风洞测试



(b) 14个叶轮搭载散热器风洞测试

图 13　散热器风洞风量测试结果与 CFD 换算风量对比

4　结论

基于计算流体力学方法,运用 STAR-CCM+的多孔介质模型对散热器风量进行了仿真计算,并对计算得到的结果与散热器风量测试结果进行了分析比较。仿真的结果反映 CFD 换算风量值与叶轮风速仪测得的散热器风量值误差约为 16%,与散热器风洞测试的风量值误差约为 7%。CFD 预测结果具有一定的精度,叶轮风速仪测试风量偏大的原因为测试风速值偏高和存在统计误差(测点少),散热器风量测试的最佳方法为散热器风洞实验。研究结果可为散热器性能评估及实验测试提供理论参考。

参考文献

[1] 张振,兰呈峰,熊伟杰,等.传统客车发动机冷却系统优化设计[J].客车技术与研究,2021,43(2):24-25,28.

[2] 王臻华.一种整车环境散热器性能检测方法及模型[J].汽车实用技术,2021,46(7):104-106.

[3] 温嘉斌,唐跃,何金泽,等.高压异步电机外风扇流场数值计算及优化[J].电机与控制学报,2013,17(9):79-85.

[4] 闫红杰,谭智凯,史雅君,等.水冷板式换热器结构参数对换热性能影响规律的数值模拟[J].热科学与技术,2017,16(3):206-211.

[5] 杨维平,侯亮,蔡惠坤,等.基于 CFD 的挖掘机冷却风扇及导风罩降噪研究[J].机电工程,2015,32(5):585-590.

[6] 谢俊民,莫喜波.基于 GT-COOL 软件的热管理系统一维建模[J].客车技术,2018(3):25-28.

[7] 许晓文,孙后环,华广胜.基于 STAR-CCM+汽车散热器的换热分析及结构优化[J].车辆与动力技术,2017(2):44-49.

[8] BHUIYAN A A,ISLAM A K M S. Thermal and hydraulic performance of finned-tube heat exchangers under different flow ranges:A review on modeling and experiment [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2016,101:38-59.

[9] 密腾阁,王舫,龙云.车用散热器传热性能的数值模拟研究[J].汽车实用技术,2017,2017(15):140-144.

[10] 王俊昌,王飞.汽车高低温散热器连接方式对散热影响的研究[J].机械设计与制造,2019(3):212-216.

[11] 余千英,黄灿,谭礼斌,等.基于 CFD 的摩托车流场分析及优化[J].科技和产业,2021,21(8):238-243.

[12] 王萍,谭礼斌,黄灿.摩托车发动机冷却水套流场特性及结构改进[J].科技和产业,2021,21(9):160-165.

[13] 熊书春,臧孟炎.基于非解析计算流体力学和离散单元法的大颗粒在流场中的高效率运动模拟[J].科学技术与工程,2021,21(15):6140-6146.

[14] 王福军.计算流体动力学分-CFD 软件原理与应用[M].北京:清华大学出版社,2004.

[15] E J Q,ZHANG Z Q,TU Z F,et al. Effect analysis on flow and boiling heat transfer performance of cooling water-jacket of bearing in the gasoline engine turbocharger [J]. Applied Thermal Engineering,2018,130:754-766.

Radiator Performance Simulation and Experimental Comparison Based on CFD

TANG Lin, HE Dan, TAN Libin, HUANG Can

(R&D Center,Loncin Motor Co. ,Ltd. ,Chongqing 400039,China)

Abstract: The heat dissipation capacity of the cooling system mainly depends on the heat dissipation performance of the radiator. The wind speed distribution and air volume of the radiator determine its heat dissipation performance. In order to accurately predict the surface wind speed distribution and air volume of a radiator, based on computational fluid dynamic (CFD), STAR-CCM + software is used to analyze its wind speed and flow field and the results are compared with the test results of impeller anemometer and wind tunnel. The results show that the error between the air quantity measured by the impeller anemometer and the CFD prediction result is about 16%, and the error between the air quantity measured by the radiator wind tunnel and the CFD prediction result is about 7%. Through experimental verification and error analysis, the CFD prediction model can truly reflect the air quantity of the radiator. The reason for the large air quantity measured by the impeller anemometer is the high wind speed and statistical error. The best method for measuring the air quantity of the radiator is the radiator wind tunnel experiment. The research results can provide simulation data support and theoretical guidance for the evaluation of radiator air quantity.

Keywords: radiator; air-quantity; computational fluid dynamics; wind tunnel experiment