

某城轨车辆驱动电机系统冷却回路研究

罗长才

(比亚迪机电设备有限公司, 广东 深圳 518118)

摘要: 在某城轨车辆设计定型过程中, 由于整体布置的限制使冷凝风机被遮挡。为评估该遮挡对整个冷却回路散热能力的影响, 借助基于 STAR CCM+ 的三维仿真手段结合多种一维校核方法, 对电机冷却系统的潜在风险进行评估。在当前整体布置对冷凝风扇进风量影响为 11.4% 的情况下, 对电机冷却系统的潜在风险进行校核分析后发现散热器仍具有足够余量, 风险可控。通过该研究, 发展出针对电机冷却系统工况的评估方法。

关键词: 电机冷却系统; 冷凝风机; 三维仿真; 一维校核

中图分类号: TM301.3 文献标志码: A 文章编号: 1673-6540(2022)06-0040-07

doi: 10.12177/emca.2022.027

Research on Cooling Loop of Drive Motor System of a City Rail Vehicle

LUO Changcai

(BYD Electro-Mechanical Equipment Co., Ltd., Shenzhen 518118, China)

Abstract: During the design and finalization process of an urban rail vehicle, the condensing fan was sheltered due to the limitation of the overall arrangement. In order to evaluate the influence of the shielding on the heat dissipation capacity of the whole cooling loop, the potential risk of the motor cooling system is evaluated with the help of 3D simulation method based on STAR CCM+ combined with a variety of 1D verification methods. When the current overall arrangement has an impact of 11.4% on the air intake of the condensing fan, after checking and analyzing the potential risk of the motor cooling system, it is found that the radiator still has sufficient margin and the risk is controllable. Based on this, an evaluation method for the working condition of the motor cooling system is developed.

Key words: motor cooling system; condensing fan; 3D simulation; 1D verification

0 引言

随着胶轮有轨电车行业的快速发展, 某城轨车辆作为电池动力车辆的代表填补了新能源电车这一领域的空白。新能源电车对整车热管理特别是电机冷却系统有着更高的要求, 电机系统的热管理将直接影响电车系统的工作效率和车辆的行驶安全。

对于电动车辆, 车载动力电机和电气系统的温度直接影响着其使用性能。当电机温度突然升高或者超过电机允许的最高温度时, 可能引发电机故障, 甚至烧毁^[1], 并且电气部件对使用温度也

有一定的要求。因此, 需要保证热管理系统的高效可靠, 才能提高动力电机和电气系统的使用效率和寿命。由此, 热管理的仿真技术对于现代发动机的开发及其与整车的匹配优化都具有重要意义。法国 IMAGINE 公司与法国雷诺汽车公司合作, 利用 IMAGINE 公司开发的 AMESim 软件对冷却系统进行仿真模拟, 为发动机改型和零部件的优化设计提供了预判, 并大大缩短了新产品的开发时间^[2]。德国斯图加特大学内燃机与汽车工程研究所 (IVK) 利用 KULI 与 Flowmaster 软件为福特汽车某一车型进行冷却系统瞬态性能的优化,

收稿日期: 2022-03-01; 收到修改稿日期: 2022-05-11

作者简介: 罗长才 (1984—), 男, 本科, 工程师, 研究方向为电气工程及其自动化。

同时结合必要的风洞试验验证在仿真过程中提出的改进措施,有效改善冷启动时间内的燃油经济性^[3-4]。德国 FEV 公司利用自身开发的 1D 热管理分析软件,结合 3D 计算流体力学(CFD)软件及该公司长期积累的冷却系统产品数据库,在产品前期开发中进行热管理模拟分析与零部件的初步选型优化^[5]。

目前,动力电机的冷却技术根据其介质不同,可分为气流冷却和液流冷却^[6]。采用气流冷却的优点是简单、可靠、成本较低,缺点是冷却效果较差,同时空气在电机中流动引起的摩擦损耗比较大,从而使得电机的使用效率大幅降低^[7]。相比于气体,液体具有很高的比热和很强的导热能力,因此采用液流冷却具有很好的散热效果。1956 年,英国首先使用液流冷却电机^[8],此后液流冷却大功率电机的技术开始迅速发展与推广。对于电动汽车的动力电机和电气系统,采用液流冷却可以迅速带走大量的热量,实现其温度的快速降低。

在新能源电动车辆的设计定型过程中,由于整车空间布置和外观设计需求,电机冷却系统的散热器被裙板、电池、电器控制柜以及控制柜挡板包围,可能存在风量不足、散热性能下降导致极限工况下系统过热的风险。某城轨车辆设计定型过程中,由于整体布置的限制恰好使冷凝风机被遮挡。本文采用基于 STAR CCM+ 的三维数值仿真与双向设计的一维校核计算相结合的方法,评估该遮挡对整个冷却回路散热能力的影响。

1 原理介绍

1.1 流体力学理论

在计算流体力学中,流体运动规律所遵守的相关准则都以数学方程的形式表达出来,这通常是作为从理论上解决实际工程问题的第一步。计算流体力学基本控制方程主要包括连续性方程(质量守恒定律)、Navier-Stokes(N-S)方程(动量守恒定律)、能量方程(能量守恒定律)。本文只对冷却系统的空气流动特性进行数值模拟分析,不涉及温度场。因此仿真软件只求解连续性方程和动量守恒方程。实际工程问题中,多数流体流动呈现为湍流,STAR CCM+ 软件中用于湍流流动的模型有 $k-\varepsilon$ 湍流模型、 $k-w$ 湍流模型、RSM 湍流模型等,本文采用 $k-\varepsilon$ 湍流模型。流场特性

分析运用的计算流体力学基本控制方程及湍流模型的数学表达式如下所示。

(1) 连续性方程^[9]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中: ρ 为密度; t 为时间; u, v, w 为速度矢量 $\mathbf{V}$ 在 x, y, z 方向上的分量。

(2) 动量守恒方程(N-S 方程)^[10]:

$$\frac{\partial p_u}{\partial t} + \nabla(p_u \mathbf{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (2)$$

$$\frac{\partial p_v}{\partial t} + \nabla(p_v \mathbf{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (3)$$

$$\frac{\partial p_w}{\partial t} + \nabla(p_w \mathbf{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (4)$$

式中: p 为压力; $\tau_{xx}, \tau_{yx}, \tau_{zx}, \tau_{xy}, \tau_{yy}, \tau_{zy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}, \tau_{zz}$ 等为黏性应力 τ 分量; f_x, f_y, f_z 为 x, y, z 方向上的单位质量力。

(3) $k-\varepsilon$ 湍流模型方程^[11]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m + S_k \quad (5)$$

式中: G_k 为速度梯度产生的湍动能项; G_b 为浮力产生的湍动能项; Y_m 为脉动扩张项; σ_k 为与湍动能 k 和耗散率相对应的 Prandtl 数; S_k 为用户自定义的源项; x_j 为笛卡尔坐标方向轴; u_i 为湍流脉动速度; μ 为动力黏度; μ_t 为湍流黏度。

1.2 逆向校核方法

借用传热单元数法的计算结构,创新地绕过繁琐的有效度 ε 的计算,结合电机冷却系统的特点,合理设定 ε 的范围,并论证该范围的合理性,以及在此范围内误差的可控性,最终得到一个满足实际应用要求的评估结果。

传热单元数法原理的核心在于有效度 ε 的取得,有效度 ε 的概念为冷热流体中热容($\dot{M}C_p$)较小者的进出口温差 δT 与冷热流体进口温差 $T_1 - T_2$ 之比,即:

$$\varepsilon = \frac{\delta T}{T_1 - T_2} \quad (6)$$

定义冷热流体中,较小热容为 $(\dot{M}C_p)_s$, 以

$(\dot{M}C_p)_s$ 乘以式(6) 右边的分子、分母, 得到:

$$\varepsilon = \frac{(\dot{M}C_p)_s \delta T}{(\dot{M}C_p)_s (T_1 - T_2)} = \frac{\Phi}{\Phi_{\max}} \quad (7)$$

对式(7)分情况讨论, 以本文涉及的平行流式换热器进行分析。空气和冷却液热容分别为 613.82 kJ/K 和 2 735.7 kJ/K, 那么热容较小者为空气, 根据平行流换热结构特点, 空气出口温度能达到的最高温度为冷却液的出口温度, 所以冷流体的最大可能温差 $\Delta T_{\max}$ 等于冷却液进口温度减去空气进口温度, 可见 $(\dot{M}C_p)_s \cdot \Delta T_{\max}$ 正是换热器最大可能的传热量, 而 $(\dot{M}C_p)_s \cdot \delta T$ 是换热器的实际换热量, 所以有效度 ε 是换热器实际传热量与最大可能传热量之比。

根据传热方程的微分形式 $d\phi = KdA\Delta T$, 与平行流式热平衡方程 $d\phi = -\dot{M}_1 C_{p1} dT_1 = -\dot{M}_2 C_{p2} dT_2$, 在将传热系数 K 和热容 $(\dot{M}C_p)_s$ 视为常数的基础上, 定义两个特征数:

$$C = \frac{(\dot{M}C_p)_s}{(\dot{M}C_p)_b} \quad (8)$$

$$N_{tu} = \frac{KA}{(\dot{M}C_p)_s} \quad (9)$$

式中: $(\dot{M}C_p)_b$ 为冷热流体中热容较大者; A 为传热面积。

对于顺流式、逆流式换热器, 均可通过以上两个特征数推导其与有效度 ε 的关系, 并绘制图表。因此, 可根据如下匹配原则反向校核换热器工作状态, 其中边界要求为气体出口温度不大于冷却液出口温度, 并对剩余匹配量作出偏差范围要求 ($\pm 2\%$)。在迭代仿真计算散热器的散热所需面积、整体散热量参数时定义结构环境定量、调试量、匹配量变量类型等, 具体如表 1 所示。其中结构环境定量为迭代仿真的环境输入参数, 调试量为迭代仿真计算时的目标变量参数, 匹配量为迭代仿真计算散热器输出结果数据。

表 1 迭代依据

结构环境定量	调试量	匹配量
空气进口温度	空气出口温度	平均对数温差
N_{tu}	冷却液进口温度	散热所需面积
—	冷却液出口温度	整体散热量
—	ε	边界要求

2 仿真分析

2.1 仿真模型简化及边界设置

根据车辆底部数模, 经过简化仿真不必要的圆角、螺栓等细节, 提炼出可能对流场影响较大的特征形状后, 处理得到简化的仿真模型如图 1 所示, 其中的风扇部分由给定风量反向设计得到, 如图 2 所示。

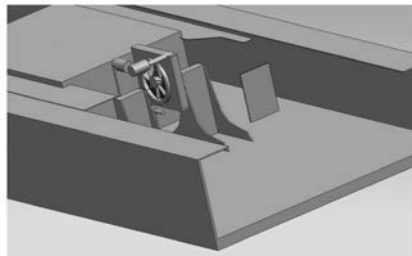


图 1 简化模型

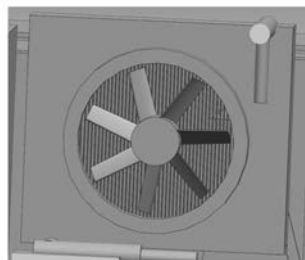


图 2 冷凝风扇

图 3~图 5 为采用六面体网格对计算模型进行结构化网格划分的流体域, 网格划分基准尺寸为 100 mm, 并设置合理的边界层数和增长比。进口边界条件设置为列车行驶速度 80 km/h, 并设置风扇区域旋转中心及旋转速度, 出口边界条件采用压力出口, 设置静压为 0 Pa, 其余壁面设置为不滑移条件。

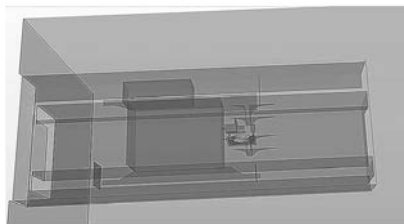


图 3 结构透视图

2.2 计算分析

2.2.1 无牵引座遮挡情况

图 6 和图 7 所示计算结果分别为列车静止和

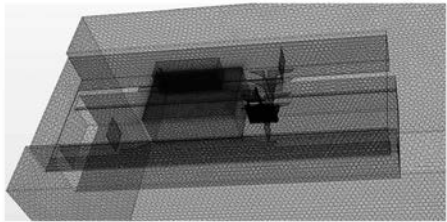


图4 结构化网格

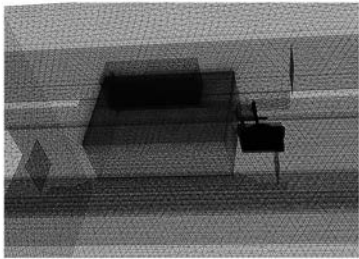


图5 无遮挡的模型

速度为 80 km/h 且无车体牵引座遮挡情况下,风扇以 2 200 r/min 转速运行时,流场中的流线分布情况。可见静止时风扇出口空气受电池包和挡板的影响形成部分绕流,而列车以 80 km/h 正向运动时,空气可经出口向后出风,较为畅通。列车速度为 80 km/h 时无遮挡工况风扇流量为 2 691 m³/h;列车静止时无遮挡工况风扇流量为 2 746 m³/h。



图6 列车静止时无遮挡的流线图

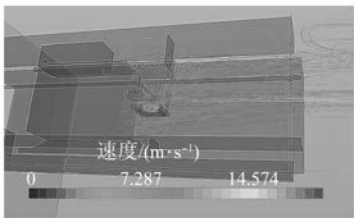


图7 列车速度 80 km/h 时无遮挡的流线图

2.2.2 考虑遮挡情况

图 8 所示为散热器在列车速度为 80 km/h,受到裙板及车体遮挡情况下,风扇以 2 200 r/min

转速运行时,流场中的流线分布情况。可见空气在遮挡处受阻,流线发生弯曲,形成回流,会引起流动的损失和高温热气的留存。

计算得到流量为 0.648 kg/s,即 2 449 m³/h。车体牵引座引起的流量损失为 10.9%,从风量上看并未产生特别大的影响。假如将散热器继续抬升 50 mm,在同样的边界条件下,流量损失维持在 11.4%左右。可见散热器抬升 50 mm 并不会对风量产生很大影响。

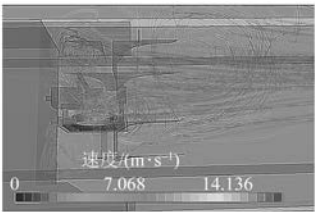


图8 有车体牵引座遮挡的流线图

2.2.3 CFD 结果汇总分析

将数值仿真结果与一维热设计校核结果汇总,如表 2 所示。列车静止且无车体牵引座遮挡时风量达到最大,列车速度为 80 km/h 且无车体牵引座遮挡时风量损失为 2.1%,可见列车行驶并不会对风量有很大影响。车体牵引座的遮挡对风扇进出风阻有一定的正向作用,相同转速下会减少 10.9%的风量;相同情况下,散热器的抬升对于风量影响较小,仅为 0.5%。

表 2 仿真计算结果		%
计算情况	风量相对损失	
列车静止且无车体牵引座遮挡	0	
列车速度为 80 km/h 且无车体牵引座遮挡	2.1	
列车速度为 80 km/h 且有车体牵引座遮挡	10.9	
列车速度为 80 km/h 且有车体牵引座遮挡,并抬升散热器 50 mm	11.4	

2.3 散热器参数评估

2.3.1 散热器面积评估

根据表 2 散热器仿真计算结果参数,对比理论设计值以评估散热器设计裕度。根据表 3 核算散热器面积。散热器传热系数 0.185 kW/(m²·℃)为经验值,进出口水温为极限工况下的最小散热温差,考虑到使用过程中冷却液的沉积和散热需求的余量,预留足够的裕度,仅

以理论最严计算。表 4 中展示了两种不同的散热器散热面积算法,其核心区别是对于流体平均温度的处理,根据公式 $F_s = Q_{\text{水}} / (K_s \cdot \Delta T_m)$ 可知,由于 K_s 为经验值,该公式的准确性取决于 ΔT_m 的算法,根据文献[12],本文认为对数平均温度准确性优于算术平均温度,并以此来判定散热面积裕度。

表 3 散热面积 m^2

名称	参数值
散热片	8.12
散热面积 散热管	1.37
散热片+散热管	9.49
芯子正面面积	0.194

表 4 散热器面积 F_s 评估

参数名称	参数值
散热器面积(根据工程经验算法)/ m^2	7
散热器面积(根据理论公式修正项算法)/ m^2	8
散热器散热系数/($\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)	0.185
水、空气平均温差(设计算法)/ $^\circ\text{C}$	10.5
水、空气平均温差(理论公式算法)/ $^\circ\text{C}$	12.04
进口水温/ $^\circ\text{C}$	65
出口水温/ $^\circ\text{C}$	59
进口空气温度/ $^\circ\text{C}$	38
出口空气温度/ $^\circ\text{C}$	55

2.3.2 极限工况下风量损失对散热器影响

根据数值仿真结果评估散热器通风量减少 11.4% 对整体散热能力的影响。风量的减少会影响散热能力及冷却液回流温度。冷却回路分两种情况,冷却回路 A 散热元件:驱动电机、减速器、牵引逆变器;冷却回路 B 散热元件:驱动电机、减速器、牵引逆变器、双向 DC、辅助电源。极端工况下的冷却需求见表 5。联立两冷却回路求解,冷却液流量和风量需求计算结果见表 6,其中风量与目前实际使用风扇相符,实际冷却液流量暂未取得。

在减少 11.4% 风量的情况下,反算极端工况下散热量为 13.7 kW,空气经散热器升温减少 0.6 $^\circ\text{C}$,极端情况下散热器冷却液回流温度相应提升,考虑到此计算基础为实际需求的散热面积,

并未体现目前面积下的散热情况,且极端工况少有出现,评估认为不会影响整个散热系统性能,不会触发过热警报。

表 5 极端工况冷却需求

部件	散热需求/ kW	最高承受温度/ $^\circ\text{C}$
电机	7.5	130
牵引逆变器	7.5	65
辅助电源	0.5	65

表 6 散热能力计算

项目	参数名称	参数值
水泵流量计算	水泵流量/($\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$)	17.46
	整个冷却系统升高温度/ $^\circ\text{C}$	6
	冷却液密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	1 060
	冷却液定压比热容/($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)	4.19
电子风扇	电子风扇风量/($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	2 183
	空气进入散热器的温度差/ $^\circ\text{C}$	27
	空气密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	1.04
	空气比热/($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)	1.01
	风扇的容积率	0.9

2.3.3 损失风量对散热系统整体温度的影响分析

以目前散热器面积以及极限工况下散热器空气流量和冷却水流量核算目前散热系统温升,通过传热单元数法评估冷却水最高温度^[13]。该方法目的是在换热器计算过程中避开未知的流体温度,其所根据的仍然是换热器的传热方程和热平衡方程。该算法的核心是关于三对数值的匹配,分别为实际平均温度与计算平均温度、实际面积与计算面积以及实际换热量和换热需求,调整特征数以匹配这三个量^[14],当匹配数值相近时认为此时的流体温度就是实际工作的流体温度。

经过对平均温差的匹配计算,得到极限工况的输入参数(见表 7)和迭代匹配计算参数(见表 8),仿真计算系统最高温度为 69.5 $^\circ\text{C}$,低于系统超温警报的 80 $^\circ\text{C}$ 标准。即使最高温度达到 80 $^\circ\text{C}$,该款散热器散热量为 21 kW,对比 15.5 kW 散热需求,该散热器具有足够散热裕度,符合设计要求。

表 7 输入参数表

参数名称	气参数值	水参数值
进口压力/Pa	1.01×10^5	1.00×10^7
出口压力/Pa	1.01×10^5	9.98×10^6
进口温度/℃	38.00	69.50
出口温度/℃	63.68	64.74
温升/℃	25.68	4.76
平均温度/℃	50.84	67.62
比热/(J·kg ⁻¹ ·℃ ⁻¹)	1 005	4 183
R 常数	287.06	
平均密度/(kg·m ⁻³)	1.11	981
动力黏度/(N·s·m ⁻²)	1.75×10^{-5}	4.80×10^{-7}
导热系数/(kW·m ⁻¹ ·℃ ⁻¹)	0.03	0.66
空气流量/(L·s ⁻¹)	0.6	0.65
体积流量/(m ³ ·s ⁻¹)	0.5	6.670 4
P_u 常量	2.82	
MC_p /(J·kW ⁻¹ ·℃ ⁻¹)	613.82	2 735.7
入口密度/(kg·m ⁻³)	1.13	982.00
出口密度/(kg·m ⁻³)	1.08	980.00
入口动力黏度/(N·s·m ⁻²)	1.70×10^{-5}	4.30×10^{-7}
出口动力黏度/(N·s·m ⁻²)	1.85×10^{-5}	4.40×10^{-7}

表 8 迭代匹配计算参数表

参数名称	参数值
换热器效率/%	18
空气换热功率/kW	15.129 38
冷却液换热功率/kW	15.129 37
需求换热功率/kW	15.50
平均温度/℃	59.23
冷却液温差/℃	32.50
空气温差/℃	1.06
需要面积/m ²	9.11
实际面积/m ²	9.50
散热系数/(kW·m ² ·℃ ⁻¹)	0.185
实际对数温差/℃	8.82
C	0.22
对数温差/℃	9.19
N_{tu}	2.86
有效度 ε	0.79
空气出气温度/℃	63.68
冷却液出水温度/℃	64.74

3 逆向校核的分析

3.1 误差来源

本文中研究的平行流式换热器因技术原因缺乏推导所需关键尺寸,所以 ε 的取值参考已有资料的换热器参数,根据实际 N_{tu} 与 C ,得到 ε 值。本文在参考多种形式换热器后结合带翅片平行流换热器特点,认为 ε 取值 0.7~0.9 是合理的,并以此作为依据进行研究。因其余定量与匹配量均为实际换热器与环境参数,不考虑误差,所以该方法的误差来源主要是未知量 ε 的取值。

3.2 误差造成的影响和反思

经过迭代发现 ε 应为 0.79~0.81 才能同时满足匹配量的需求,在此基础上调整进口水温进行迭代匹配,结果如表 9 所示。可以看出最高温度取值 69.5~69.8℃符合偏差范围要求($\pm 2\%$),如果最高温度取值超过 ± 0.3 ℃时会导致偏差超出控制范围。对于本文研究的电机冷却系统,可以采用上述反向校核方法的原因主要在于,用强迫对流空气冷却水的换热过程中,水和空气的热容差距很大,这就使空气系统的容错率得以提升,空气系统的小幅改变并不会引起冷却水系统的大幅变化。平行流式换热器本身结构特点决定了其换热能力较强,有效度较高。

表 9 调整进口水温的迭代匹配表

水出口/℃	换热量偏差/%	温差偏差/%	面积偏差/%
69.2	-2.39	-0.08	-0.08
69.5	-1.45	-1.03	-1.03
69.8	-0.51	-1.97	-1.97
70.1	0.42	-2.88	-2.88

4 试验验证

4.1 试验方法

在列车满载 10.5 t、环境温度 35℃的情况下,牵引满级启动加速至线路最大车速 80 km/h 时,实施最大常用制动减速停车,进行折返运行,其中最高车速匀速时间不少于 10 s,折返停顿时间不少于 20 s,连续运行 1 h 以上直至牵引系统的温度达到稳定状态的极端工况,然后采集冷却系统关键点温度,采集点如图 9 所示。在散热器、辅助变压器、牵引逆变器、驱动电机冷却水路进出口、散热器空气进出口处布置温度传感器,共 10 个位置,并通过

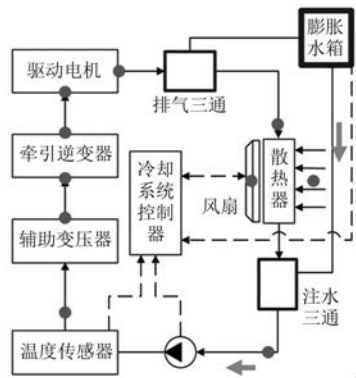


图9 温度采集点布置图

CAN 总线读取牵引逆变器采集的驱动电机绕组温度。通过采集温度变化数据来验证仿真数据。

4.2 试验结果

牵引系统的温度达到稳定状态后,在试验功率的状态下连续采集关键点 20 min 的温度数据,经数据处理后得出表 10 的试验结果。车辆在极端工况下,电机的工作处于正常温度范围内,电机冷却系统可以较好地发挥冷却作用;驱动电机和散热器的进口、出口最高温度,风扇的进风口、出风口最高温度同仿真数据基本一致,进一步说明电机冷却系统裕度较好。

表 10 试验结果

温度采集点		平均温度	最高温度
驱动电机绕组温度		103	110
散热器	进口温度	60	64
	出口温度	53	56
风扇	进风处	35	36
	出风处	53	55
驱动电机冷却	进口温度	55	56
	出口温度	60	64
牵引逆变器	进口温度	54	56
	出口温度	55	56
辅助变压器	进口温度	53	56
	出口温度	54	56

5 结 语

数值仿真结果、试验结果与一维热设计校核结果表明散热器散热面积与散热器正面面积均具有足够余量。

通过试验进一步验证了该三维仿真方法结合多种一维校核评估方法来验证电机系统冷却方案是可行的,可以在后续项目中使用。

【参考文献】

[1] 江荧. 自扇冷式电机冷却系统的数值模拟分析及风扇[J]. 机械设计与研究,2014,30(1): 115.

[2] ZHANG Y J, OUYANG M G. A model predicting performance of proton exchange membrane fuel cell stacks thermal systems [J]. Applied Thermal Engineering,2004,24: 501.

[3] 顾宁,倪计名,仲韵,等. 基于 KULI 的发动机热管理瞬态模型的参数设置与信息[J]. 计算机应用,2009,29(7): 1963.

[4] KHATEEB S A, FARID M M, SELMAN J R, et al. Design and simulation of a lithium-ion battery with a phase change material thermal management system for an electric scooter [J]. Journal of Power Sources, 2004,128(2): 292.

[5] PESARAN A, BURCH S, KEYSER M. An approach for designing thermal management systems for electric and hybrid vehicle battery packs [C] //The Fourth Vehicle Thermal Management Systems Conference and Exhibition,1999: 24.

[6] 程树康,李翠萍,柴凤. 不同冷却机构的微型电动车用感应电机三维稳态温度场分析[J]. 中国电机工程学报,2012,32(30): 82.

[7] 李翠萍. 微型电动汽车用感应电机的冷却系统研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2013.

[8] COWELL T A, HEIKAL M R, ACHAICHA A. Flow and heat transfer in compact louvered fin surfaces [J]. Experimental Thermal and Fluid Science,1995, 10: 192.

[9] 江帆,陈维平,王一军,等. 基于动网格的离心泵内部流场数值模拟[J]. 流体机械,2007,35(7): 20.

[10] 袁越锦,谭礼斌,徐英英,等. 气泡雾化喷嘴气液两相流体混合流动的数值模拟[J]. 陕西科技大学学报,2015,43(5): 135.

[11] 杨菲. 永磁电机温升计算及冷却系统设计[D]. 沈阳:沈阳工业大学,2007.

[12] 曹玉璋,邱旭光. 实验传热学[M]. 北京:国防工业出版社,1988.

[13] 刘婉,邹海荣,唐守杰,等. 电动机环形水道冷却性能及流动特性分析[J]. 上海电机学院学报,2015, 18(4): 227.

[14] 鲁涤强,黄学良,胡敏强. 汽轮发电机端部三维温度场的有限元计算[J]. 中国电机工程学报,2001, 21(3): 83.