

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2021.10

燃料电池汽车整车热管理系统设计与仿真分析

卢焯华^{1,2}, 王良旭², 刘志恩^{1,2}, 刘建国^{1,2}, 周建军¹

(1. 先进能源科学与技术广东省实验室佛山分中心(佛山仙湖实验室), 广东 佛山 528200;

2. 武汉理工大学 现代汽车零部件技术湖北省重点实验室, 武汉 430070)

摘要:以某款燃料电池汽车为研究对象,综合考虑车辆的整车布置环境和热管理要求,设计了一套完整的氢燃料电池汽车热管理系统;对关键零部件进行选型与性能匹配设计,运用 AMESim 软件搭建热管理系统一维仿真模型并进行可信度验证。通过冷却液输入流量、零部件进出水温度及温差等指标对不同工况下的氢燃料电池汽车热管理系统进行仿真分析,结果表明:除电堆和中冷器出水温度在峰值工况下达到极限值不宜长时间工作外,该系统其余工况均运行良好,满足设计要求,可为今后研发燃料电池汽车整车热管理系统提供一定设计思路。

关键词:燃料电池汽车;整车热管理;AMESim;建模仿真

中图分类号:U469.72

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2022)10-048-14

Design and simulation analysis of the whole vehicle thermal management system for fuel cell vehicles

LU Chihua^{1,2}, WANG Liangxu², LIU Zhien^{1,2}, LIU Jianguo^{1,2}, ZHOU Jianjun¹

(1. Foshan Xianhu Laboratory of the Advanced Energy Science and Technology Guangdong Laboratory, Foshan, Guangdong 528200, P. R. China; 2. Hubei Key Laboratory of Advanced Technology for Automotive Components, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, P. R. China)

Abstract: Taking a fuel cell vehicle as the research object, considering the vehicle layout environment and thermal management requirements comprehensively, a complete thermal management system of hydrogen fuel cell vehicle is designed. The key components are selected and designed to match the performance. At the same time, AMESim software is used to build a one-dimensional simulation model of thermal management system and verify its credibility. Using the coolant input flow rate, components' inlet and outlet temperatures and temperature difference as the evaluation indicators, the simulation analysis of the thermal management system of hydrogen fuel cell vehicle under different working conditions is carried out.

收稿日期:2021-03-22 **网络出版日期:**2021-04-28

基金项目:国家留学基金资助项目(201606955054);新能源汽车科学与关键技术学科创新引智基地资助项目(B17034);先进能源科学与技术广东省实验室佛山分中心(佛山仙湖实验室)开放基金资助项目(XHD2020-003)。

Supported by Chinese Scholarship Council (CSC201606955054); the 111 Project (B17034), and the Open Foundation of Guangdong Provincial Laboratory of Advanced Energy Science and Technology (Foshan Xianhu Laboratory) (XHD2020-003).

作者简介:卢焯华(1969—),男,武汉理工大学教授,博士生导师,主要从事新能源汽车关键技术研究,(E-mail)CHLu@whut.edu.cn。

通信作者:周建军,男,高级工程师,工学硕士,主要从事氢燃料电池汽车能量管理等研究,(E-mail)jameszhou8899@163.com。

The results show that the system works well and meets the design requirements except that when the outlet water temperature of the stack and intercooler reaches the limit value under the peak condition, it is not suitable to work for a long time. The proposed thermal management system can provide some design ideas for the future research and development of the thermal management system of fuel cell vehicles.

Keywords: fuel cell vehicle; vehicle thermal management; AMESim; modeling and simulation

随着全球环境和资源境况日益严峻,被誉为车用能源“终极形式”的氢燃料电池技术,如今已成为各国在新能源领域战略布局的重头戏^[1]。但由于氢燃料电池工作温度区间窄^[2],以致整车散热要求严苛^[3],使燃料电池汽车热管理问题成为了目前国内外科研人员的关注焦点。

Hasegawa 等^[4]从效率及可靠性提高两方面介绍了丰田 Mirai 的燃料电池热管理系统;Han^[5]通过设计一种模型参考自适应反馈控制器来提高电堆冷却水温度控制的鲁棒性;Huang 等^[6]制定基于电堆温度调节的控制策略,并建立了针对水冷型质子交换膜燃料电池(PEMFC)热管理系统的动态模型;Pourrahmani 等^[7]采用数模模拟方法对 PEMFC 的对流传热作用进行评估;Rehlaender 等^[8]建立数学模型对混合燃料电池电动汽车热管理系统进行研究。李正秋等^[9]对比研究不同相对位置的燃料电池发动机(FCE)散热器,动力控制单元(PCU)散热器和空调冷凝器的布置方案,最终得到最优的整车热管理方案。王远等^[10]详细解析了国外典型燃料电池汽车水热管理系统的方案特点。孙震东等^[11]采用滑模控制的方法对燃料电池温度进行热管理调节。上述研究都是针对燃料电池汽车热管理的稳定性和高效性,大部分研究的侧重点在燃料电池的水热管理,关于整车级热管理系统研究相对较少,而热管理工作本身具有系统性,因此设计整车级的热管理系统十分具有必要性。

笔者从系统集成及整车角度出发,基于结构和原理设计了一套氢燃料电池汽车整车热管理系统,根据散热需求对关键零部件进行选型和性能匹配设计,运用 AMESim 平台搭建一维仿真模型,并对模型进行可信度验证。以冷却液输入流量、零部件进出水温度及温差等为评价指标,对系统不同工况进行仿真和分析,证明了该系统可以满足整车热管理要求,能够快速地为实际工程应用给予指导。

1 燃料电池汽车整车热管理系统方案设计

1.1 系统结构设计

本文中的研究对象为搭载额定功率 62 kW 的氢燃料电池和 13 kW·h 动力电池的氢燃料电池汽车。该车以布置在发动机前舱的燃料电池为主要动力源,以位于中地板底部的动力电池为辅助电源。根据整车配置要求及实车布置环境(图 1)进行全面考虑,该车热管理系统均采用液冷方式冷却,整车热管理方案由以下 4 个循环回路构成:

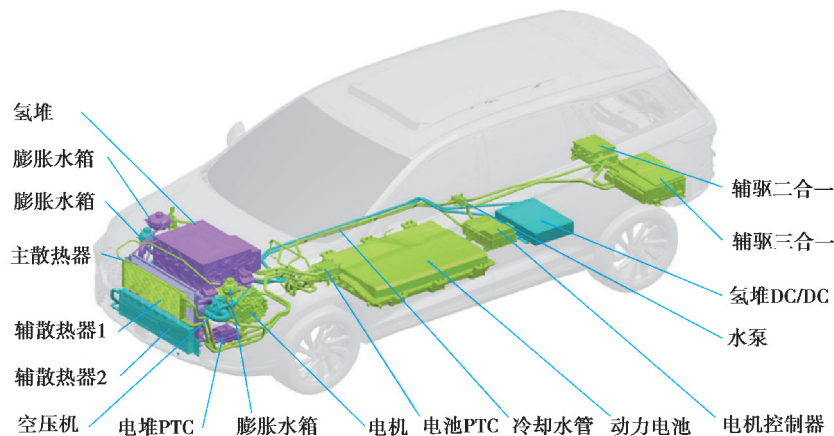


图 1 整车热管理系统实车环境三维模型

Fig. 1 Three dimensional model of real vehicle environment for vehicle thermal management system

- 1) 燃料电池冷却回路: 氢燃料电池、中冷器、主散热器、电子水泵、膨胀水壶、去离子器、PTC(positive temperature coefficient)加热器;
- 2) 动力电池冷却回路: 动力电池、电池冷却器(chiller)、PTC 加热器、水泵;
- 3) 电驱动冷却回路: 电机控制器、驱动电机、辅驱二合一、辅驱三合一、散热器、膨胀水壶、2 个水泵;
- 4) 空压机冷却回路: 空压机控制器、空压机、电压转换器(DC/DC)、散热器、膨胀水壶、水泵。

1.2 系统原理设计

在燃料电池冷却回路中,电堆和中冷器为主要热源,二者对进出口冷却液温度要求相近,结合实车布置环境,将二者设计为并联方式联结,所需冷却液流量分配取决于各自支路管路内径及阀门比例。车辆冷启动时,为使电堆温度快速上升到合适的工作温度区间,节温器关闭冷却液通往散热器的通道进行小循环,同时燃料电池控制单元 FCU 控制 PTC 对冷却液进行加热,当温度到达目标阈值时,节温器受控关闭小循环通道,开启大循环,进行强制散热,降低冷却液温度。

在动力电池冷却回路中,动力电池为主要热源,采取简单的串联方式设计回路。当水温低于 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,空调系统中膨胀阀关闭,chiller 不工作,即回路中冷却液与空调回路中冷媒不进行换热,此时 FCU 控制 PTC 加热冷却液;当水温高于 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,空调系统中膨胀阀打开,chiller 开始工作,此时冷却液与冷媒进行热量交换。

在电驱动冷却回路中,辅驱二合一、辅驱三合一、电机控制器、驱动电机为主要热源,综合考虑实车布置环境和部件散热耦合效应,根据热源发热量从小到大的顺序依次进行串联布置。由于管路较长,该回路采用 2 个水泵;在空压机冷却回路中,空压机控制器、空压机、DC/DC 为主要热源,同理,该回路采取串联方式布置。整车热管理方案工作原理如图 2 所示。

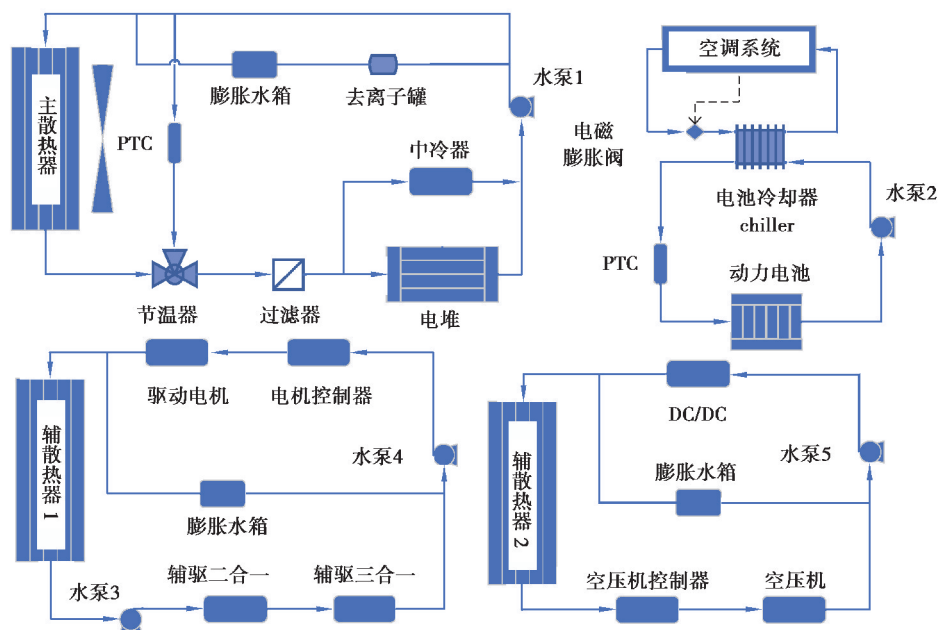


图 2 整车热管理方案工作原理图

Fig. 2 Working principle diagram of the whole vehicle thermal management scheme

1.3 控制策略设计

整车热管理系统在保证高温散热和低温快速冷启动的基础上,还应尽可能减少系统的寄生功率损耗,因此需要根据上述整车热管理系统设计方案制定合适的控制策略,以保证系统各部件正常运行的同时提高冷却效率。由于汽车前舱布置空间受限,该系统多个回路共用一个冷却风扇,因此从整车散热全局出发,制定优先满足核心部件燃料电池散热需求的控制策略,具体控制逻辑如表 1 所示。整车热管理系统通过温度传感器采集监测冷却回路中各关键点冷却液的温度,将温度信息反馈给 FCU 和整车控制器单元 VCU,控制单元根据内嵌的控制策略发出响应信号,对水泵、风扇、节温器和 PTC 等执行部件进行控制调节,在各调控部件的相互配合下,热管理系统在合适的工作温度稳定运行,其具体控制流程如图 3 所示。

表 1 整车热管理系统控制策略

Table 1 Control strategy of vehicle thermal management system

| 冷却回路 | 冷却液温度 | 控制策略 |
|----------|------------------------|---|
| 燃料电池冷却回路 | 电堆出水温度 < 10 °C | PTC 开启,小循环,风扇关闭,水泵 PWM(pulse width modulation)30% |
| | 10 °C ≤ 电堆出水温度 ≤ 60 °C | PTC 关闭,小循环,风扇关闭,水泵 PWM45% |
| | 60 °C < 电堆出水温度 < 70 °C | 开启大循环,风扇调速,水泵 PWM60% |
| | 70 °C ≤ 电堆出水温度 < 80 °C | 节温器大循环开度调节,风扇全开,水泵 PWM85% |
| | 电堆出水温度 ≥ 80 °C | 大循环全开,风扇全开,水泵 PWM100% |
| 电驱动冷却回路 | 任意热源温度检测值 < 50 °C | 风扇关闭,水泵 PWM50% |
| | 任意热源温度检测值 < 60 °C | 风扇关闭,水泵 PWM70% |
| | 任意热源温度检测值 < 70 °C | 风扇调速,水泵 PWM90% |
| | 任意热源温度检测值 ≥ 70 °C | 风扇全开,水泵 PWM100% |
| 动力电池冷却回路 | 电池入水温度 < 15 °C | PTC 加热,电池冷却器电磁阀关闭,水泵 PWM55% |
| | 15 °C ≤ 电池入水温度 < 20 °C | PTC 关闭,电池冷却器电磁阀开启,水泵 PWM75% |
| | 20 °C ≤ 电池入水温度 < 25 °C | 电池冷却器电磁阀开启,水泵 PWM90% |
| | 电池入水温度 ≥ 25 °C | 电池冷却器电磁阀开启,水泵 PWM100% |
| 空压机冷却回路 | 任意热源温度检测值 < 55 °C | 风扇关闭,水泵 PWM60% |
| | 任意热源温度检测值 < 60 °C | 风扇打开,水泵 PWM75% |
| | 任意热源温度检测值 < 70 °C | 风扇调速,水泵 PWM85% |
| | 任意热源温度检测值 ≥ 70 °C | 风扇全开,水泵 PWM100% |

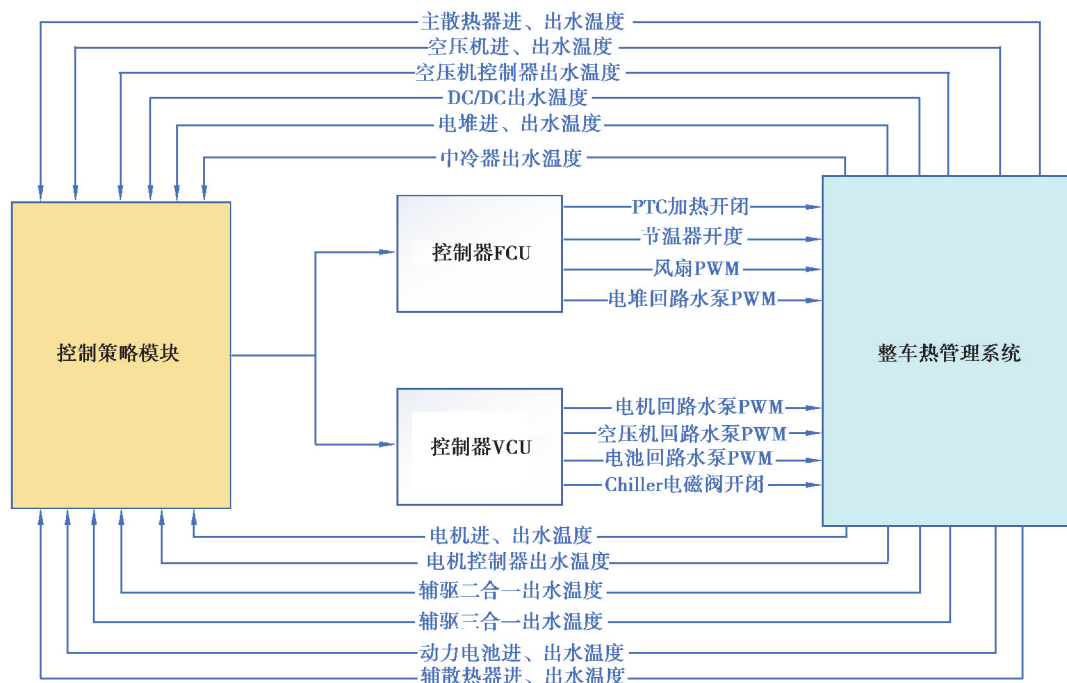


图 3 整车热管理系统控制示意图

Fig. 3 Control diagram of vehicle thermal management system

2 燃料电池汽车整车热管理要求

整车热管理系统是一个多因素耦合作用系统,其中温度是影响整个系统性能与寿命的核心因素。对于电堆而言,温度过高时质子交换膜发生脱水现象,导致电导率下降,进而电堆工作性能下降,电堆寿命与使用安全受到影响;温度过低时催化剂活性减弱,输出电压减小,整体性能变差^[12]。电堆安全高效且稳定运行的最佳工作温度区间为 70~80 °C,为保证电堆内部各单体化学反应温度均匀性,电堆进、出口冷却液温差应维持在 10 °C 以内。此外,动力电池要求冷却液入口温度为 15~25 °C。其他回路相关辅件温度要求,由于篇幅限制在此不再赘述。

下面以燃料电池冷却回路为例进行系统散热需求计算。本研究中拟采用燃料电池的额定功率为 62 kW,峰值功率为 80 kW,电堆极化曲线如图 4 所示,相关技术参数如表 2 所示。

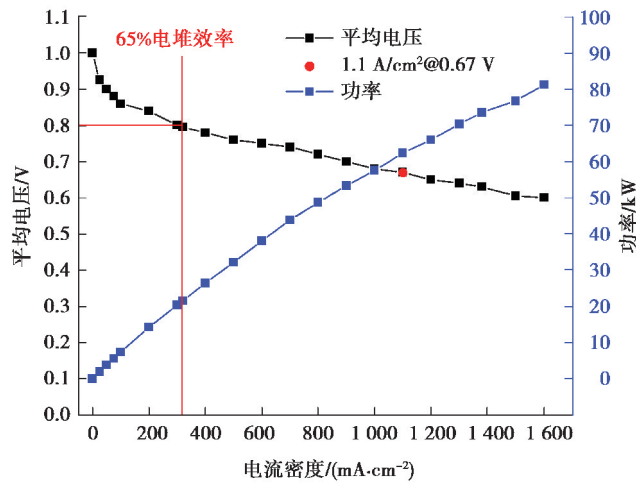


图 4 电堆极化曲线(80 °C,相对湿度 40%)

Fig. 4 Polarization curve of the stack at 80 °C with a relative humidity of 40%

表 2 电堆主要技术参数表

Table 2 Main technical parameters of the stack

| 参数名称 | 数值 | 参数名称 | 数值 |
|------------------------|---------|---------------|---------|
| 额定总功率/kW | ≥62 | 环境温度(工作状态)/°C | -20~80 |
| 峰值功率/kW | ≥80 | 环境温度(存储状态)/°C | -40~125 |
| 电堆活化面积/cm ² | 282 | 冷却液入口温度范围/°C | -20~80 |
| 电堆总片数 N | 300 | 冷却液进出口温差耐受/°C | 10 |
| 输出总电压/V | 120~300 | 冷却腔流阻/kPa | 60 |
| 输出电流/A | ≤450 | 冷却液工作压力范围/kPa | ≥160 |

2.1 燃料电池发热量计算

燃料电池的热量来自外界压缩空气和环境辐射输入热量及内部化学反应和欧姆极化产生热量。外界输入热量与内部产生热量相比可忽略不计,为简化模型,电堆发热量取内部产生热量,约等于电堆内部反应产生总能量减去电堆输出电能^[13],即:

$$Q_1 = (V_0 - V_{\text{cell}}) I_{\text{cell}} N, \quad (1)$$

$$I_{\text{cell}} = iA. \quad (2)$$

式中: Q_1 为电堆即时发热功率; V_0 为单片电池参考电压; V_{cell} 为单片电池即时电压; I_{cell} 为系统即时电流; N 为

电堆总片数; i 为单位活化面积电流; A 为电堆活化面积。

考虑到额定工况下生成水主要是气态,在过饱和或遇冷后部分生成水会变成液态,因此,额定工况点的电堆发热量 Q_1 经计算折中取 64.70 kW。

2.2 中冷器发热量计算

中冷器的热量主要来自空压机压缩空气生成的热能,计算公式为:

$$Q_2 = c_{\text{air}} m_{\text{air}} \Delta T_{\text{air}} \quad (3)$$

式中: c_{air} 为空气比热,取值 1 006 J/(kg·°C); m_{air} 为空气质量流量,取值 71.57 g/s; ΔT_{air} 为空气温差,取值 100.00 °C(进气温度 180.00 °C,出气温度 80.00 °C)。通过计算得额定工况点中冷器发热量 $Q_2=7.20$ kW。

2.3 冷却液流量需求计算

按照设计要求,环境温度为 40.00 °C,选用 50%乙二醇溶液作为冷却液。冷却液流量计算公式:

$$V = Q / (c_p (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})) \quad (4)$$

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (5)$$

式中: Q 为总散热量,此处为电堆与中冷器散热量之和; c_p 为冷却液定压比热,取值 3.50 kJ/(kg·°C); T_{in} 为电堆进口水温,取值 70.00 °C; T_{out} 为电堆出口水温,取值 80.00 °C。由式(4)和式(5)计算可得燃料电池冷却回路最小冷却液流量需求为 130.00 L/min。

同理,根据上述计算方法,得到该回路其他工况散热需求如表 3 所示;其他 3 个冷却回路额定工况的散热需求如表 4 所示。

表 3 燃料电池冷却回路散热需求

Table 3 Heat dissipation demand of fuel cell cooling circuit

| 工况 | 电堆散热功率/kW | 中冷器散热功率/kW | 冷却液流量需求/(L·min ⁻¹) |
|------------|-----------|------------|--------------------------------|
| 额定工况 | 64.70 | 7.20 | 130.65 |
| 峰值工况 | 80.00 | 8.64 | 160.60 |
| 50.00%峰值工况 | 40.00 | 4.32 | 80.30 |
| 25.00%峰值工况 | 20.00 | 2.16 | 40.15 |
| 12.50%峰值工况 | 10.00 | 1.08 | 20.08 |

表 4 额定工况下动力电池、空压机和电驱动冷却回路散热需求

Table 4 Cooling demands of the cooling circuits of the power battery, air compressor and electric drive

| 动力电池 | | 空压机 | | 电驱动 | |
|--------------------------------|------|--------------------------------|------|--------------------------------|-------|
| 参数 | 数值 | 参数 | 数值 | 参数 | 数值 |
| 动力电池散热功率/kW | 3.00 | 空压机散热功率/kW | 2.00 | 电机散热功率/kW | 13.80 |
| 冷却液流量需求/(L·min ⁻¹) | 8.00 | 空压机控制器散热功率/kW | 1.00 | 电机控制器散热功率/kW | 3.00 |
| | | DC/DC 散热功率/kW | 5.00 | 二合一散热功率/kW | 4.00 |
| | | 冷却液流量需求/(L·min ⁻¹) | 7.50 | 三合一散热功率/kW | 5.00 |
| | | | | 冷却液流量需求/(L·min ⁻¹) | 46.70 |

3 基于 AMESim 软件整车热管理系统建模

3.1 零部件建模与选型

3.1.1 散热器

整车热管理系统方案中,设置有 1 个主散热器和 2 个辅散热器,且 3 个散热器共用 1 个冷却风扇,散热器采用液-气热交换器,结合文献[14]的理论公式建模,并做出以下合理假设:

- 1) 流经散热器的气流是一维均匀的,忽略格栅对气流的影响;
- 2) 冷却液流经散热器视作一维流动,不考虑重力对流动的影响;
- 3) 冷却液和空气均为不可压缩流体。

散热器液侧流动公式:

$$\Delta P = \frac{1}{2} K \rho v_{\text{cool}}^2 \quad (6)$$

式中: ΔP 为散热器进出口压降; K 为流动阻力系数; ρ 为冷却液密度; v_{cool} 为流经散热器冷却液平均流速。

散热器空气侧流动公式:

$$Q_v = A_{\text{rad}} v_{\text{air}} \quad (7)$$

式中: Q_v 为散热器外侧空气体积流量; A_{rad} 为散热器迎风面积; v_{air} 为流经散热器空气平均流速。

散热器气-液热交换计算公式:

$$Q_{\text{rad}} = A_{\text{each}} U (T_{\text{rad,in}} - T_{\text{rad,out}}) \quad (8)$$

式中: Q_{rad} 为散热器换热量; A_{each} 为散热器内部热交换面积; U 为对流换热系数; $T_{\text{rad,in}}$ 、 $T_{\text{rad,out}}$ 为散热器进、出口冷却液温度。

对流换热系数 U 采用 NTU 修正公式计算:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{k_m} + \frac{1}{a_{\text{air}} M_a^{b_{\text{air}}}} + \frac{1}{a_f M_f^{b_f}}} \quad (9)$$

式中: k_m 为散热器管道导热系数; M_a 、 M_f 为空气、冷却液的质量流量; a_{air} 、 b_{air} 为空气侧对流修正系数; a_f 、 b_f 为冷却液侧对流修正系数。

以对流换热系数 U 为纽带,联立理论公式(7)~(9)可得:

$$Q_{\text{rad}} = \frac{A_{\text{each}} (T_{\text{rad,in}} - T_{\text{rad,out}})}{\frac{1}{k_m} + \frac{1}{a_{\text{air}} (\rho_{\text{air}} A_{\text{rad}} v_{\text{air}})^{b_{\text{air}}}} + \frac{1}{a_f (\rho_{\text{cool}} V)^{b_f}}} \quad (10)$$

由理论公式(10)分析可得,散热器换热量除自身结构参数外,还与流经散热器内部冷却液体积流量 V 和外部空气流速 v_{air} 有关,并且随冷却液流量与空气流速的变化呈非线性正相关;在 40.00 °C 标准气液温差条件下,选用车载 50% 乙二醇作为冷却液介质,对散热器进行性能实验,将实验采集到的离散数据通过插值处理得散热器散热量与冷却液流量和空气流速三者关系 map 图(图 5)。

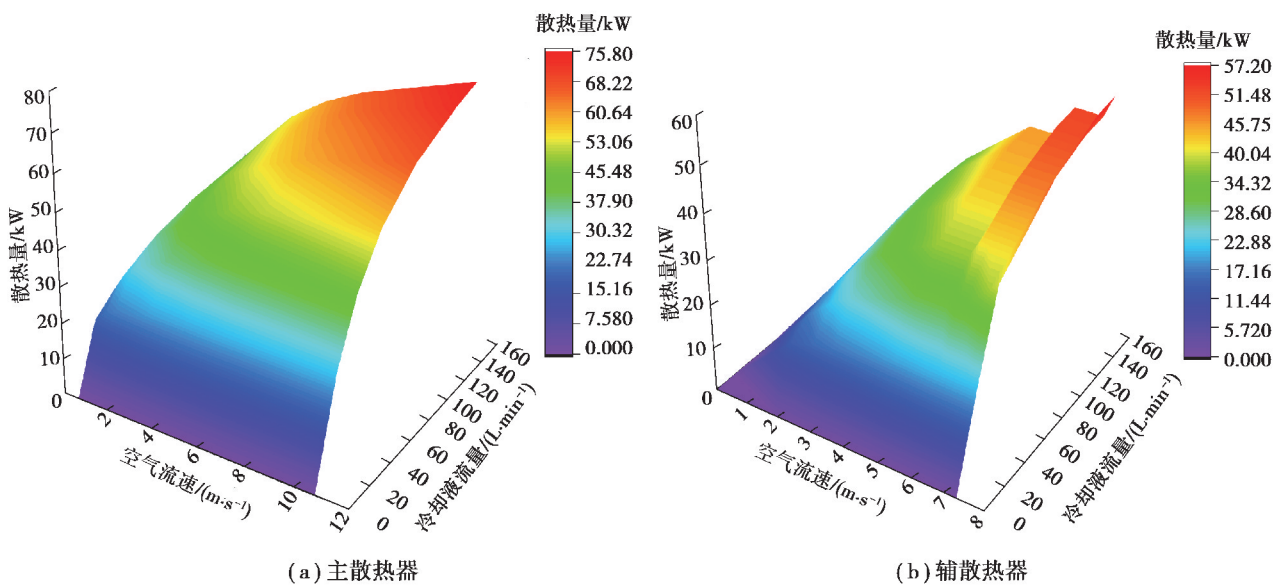


图 5 主散热器和辅散热器的散热性能 map 图

Fig. 5 Heat-dissipation performance maps of the main radiator and the auxiliary radiator

3.1.2 冷却水泵

冷却水泵是冷却回路系统中提供一定流量和压力冷却液的关键部件,根据文献[15]采取简单流量公式建模:

$$V = qn \tag{11}$$

式中: V 为水泵流量; q 为水泵排量; n 为水泵转速。

水泵根据上述系统散热需求进行选型。燃料电池回路水泵选用额定流量为 170.00 L/min 的高压水泵,其余回路根据水泵扬程及流量进行选型,其扬程 H -流量 V -转速 n 性能曲线如图 6 所示。

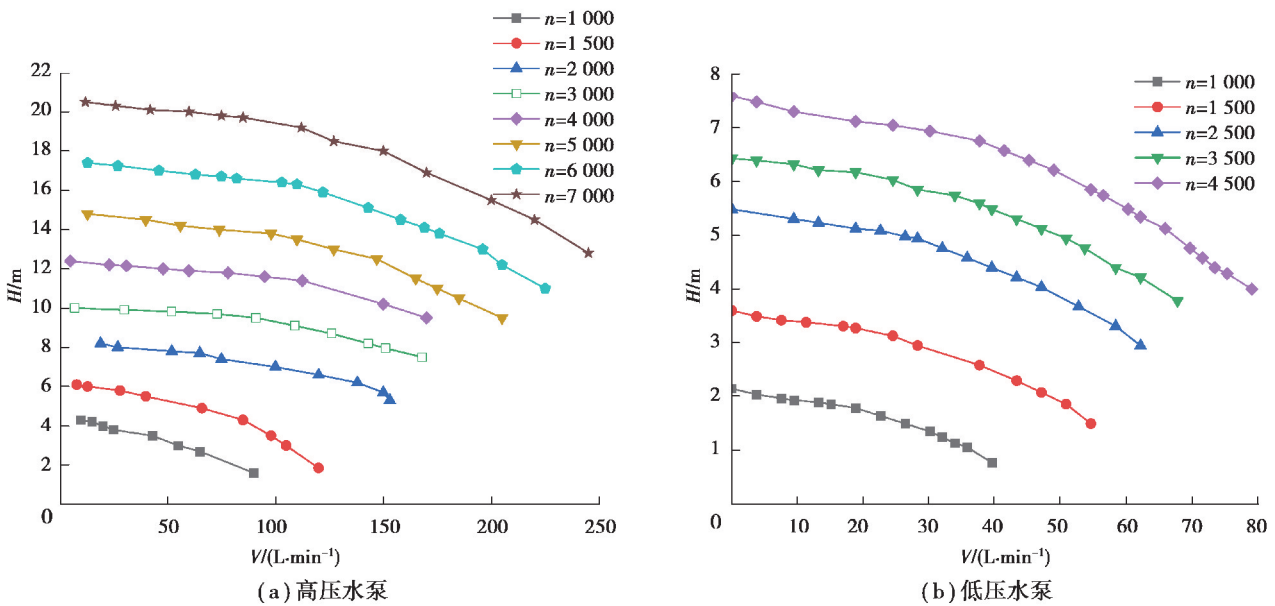


图 6 高压水泵和低压水泵性能曲线图

Fig. 6 Performance curves of the high-pressure water pump and the low-pressure water pump

3.1.3 冷却风扇

风扇建模理论公式^[16]为:

$$\dot{V}_f = \dot{V}_m - \frac{V_r (p_r - 1)^b}{(\Delta p)_m^b - (\Delta p)_r^b} \tag{12}$$

式中: V_m 为风扇最大体积流量; V_r 为风扇参考流量; b 为压力上升指数; Δp 为压力增量; p_r 为压力升高率。

冷却风扇转速由冷却液温度和控制策略调节决定,其控制策略如表 5 所示。

表 5 冷却风扇控制策略

Table 5 Cooling fan control strategy

| 冷却液温度 T | $T \leq 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ | $60 \text{ } ^\circ\text{C} < T < 70 \text{ } ^\circ\text{C}$ | $T \geq 70 \text{ } ^\circ\text{C}$ |
|-----------|-------------------------------------|---|-------------------------------------|
| 控制策略 | 风扇关闭 | 调节风扇转速 | 风扇全开 |

3.1.4 节温器

为调控冷却液温度和改变其循环路线,传统汽车常使用蜡式节温器,但由于依赖石蜡温度特性,该类型节温器存在开启时间延迟以及温度迟滞效应,因此响应速度较慢;为提高控制精度,本研究中采用电子节温器,其实质为电控三通阀,可依据信号占空比精确控制阀门开度以实现流量主动控制。两种节温器的对比如

表 6 所示。60.00 °C 为节温器初开温度,70.00 °C 为全开温度,以保证进入电堆的冷却液温度维持在 70.00 °C 左右,并将节温器布置在电堆与中冷器出水管路的下游,以缓解温度调节震荡。

表 6 蜡式节温器与电子节温器对比

Table 6 Comparison of wax thermostat and electronic thermostat

| 名称 | 优点 | 不足 |
|-------|----------------|----------------|
| 蜡式节温器 | 成本较低,结构牢固 | 响应迟缓,精度较低,流阻较大 |
| 电子节温器 | 响应快,精度高,易于主动控制 | 成本较高,不易维修 |

3.1.5 管路建模

由于管路和部件水套所造成的压力损失不容忽视,简化模型的同时,也需尽可能模拟整车真实的管路连接与布置,变径管路采取转接头连接两端不同管径形式进行模拟,不断调整管径、长度等参数,以达到合理的压降和流量。整车热管理系统各主要部件管路参数如表 7 所示。

表 7 各主要部件管路参数

Table 7 Pipeline parameters of main components

| 部件名称 | 进口管路内径/mm | 水套内径/mm | 出口管路内径/mm |
|--------|-----------|---------|-----------|
| 电堆 | 46.00 | 25.00 | 46.00 |
| 中冷器 | 20.00 | 20.00 | 20.00 |
| 动力电池 | 20.00 | 12.00 | 20.00 |
| 空压机控制器 | 16.00 | 10.00 | 25.00 |
| 空压机 | 20.00 | 8.00 | 11.00 |
| DC/DC | 25.00 | 12.00 | 25.00 |
| 辅驱二合一 | 20.00 | 16.00 | 20.00 |
| 辅驱三合一 | 20.00 | 15.00 | 16.00 |
| 电机控制器 | 20.00 | 15.00 | 20.00 |
| 驱动电机 | 20.00 | 16.00 | 20.00 |

3.2 仿真模型搭建

利用 AMESim 软件中的 Cooling-System 库、Thermal 库、Thermal-Hydraulic 库、Thermal-Hydraulic-Resistance 库、Signal-Control 库中的节温器模型和集成冷却风扇的散热器模型搭建燃料电池大小循环冷却回路,通过电机与水泵组合模块为系统提供流量,运用管路和部件水套模拟流阻进行回路连接,同时在系统各关键部位布置温度传感器、压力传感器和流量传感器等进行监测,最后将所搭建的 4 个分布式冷却循环回路在相同热环境下进行系统集成,通过输入相关参数和 map 图形成燃料电池汽车整车热管理 AMESim 模型;为保证较好的计算效率及仿真精度,仿真前设置仿真时间和步长分别为 500.00 s、0.01 s,然后依据工况将各热源的产热功率作为输入值输入给对应的发热部件热交换接口,以回路冷却液输入流量、各零部件进出水温度与温差以及压降等作为观测值进行输出,至此整车热管理仿真模型搭建完成(图 7)。

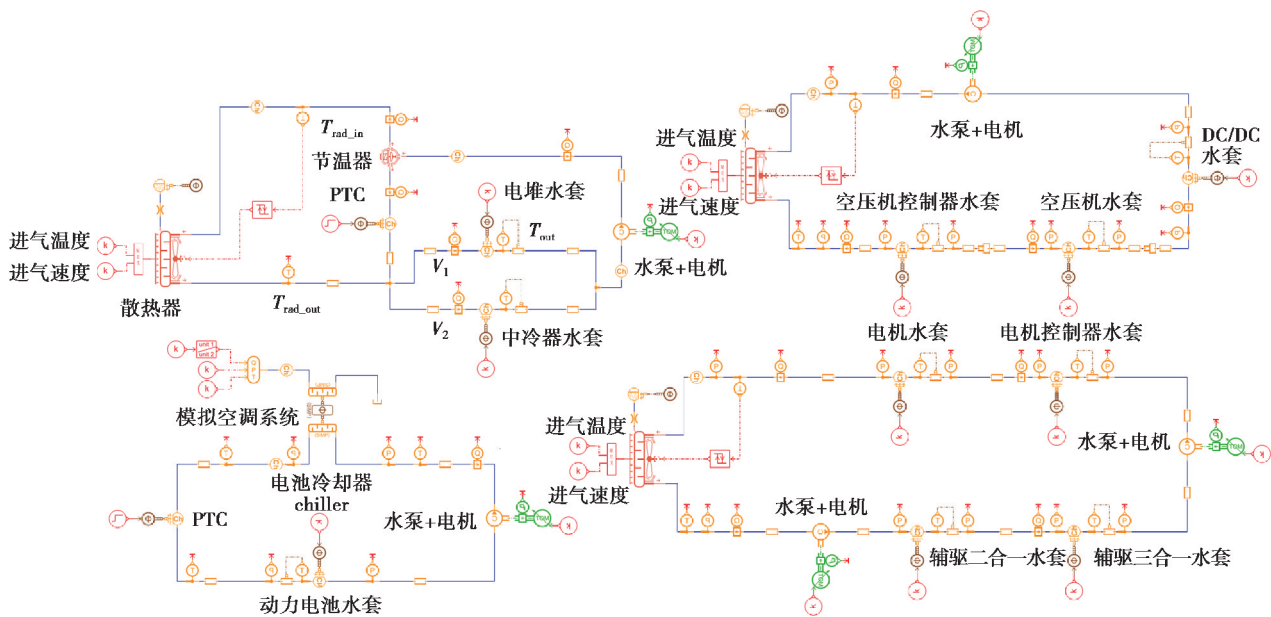


图 7 燃料电池汽车整车热管理系统 AMESim 模型

Fig. 7 AMESim model of fuel cell vehicle thermal management system

4 仿真模拟与结果分析

4.1 模型可信度验证

为保证仿真结果的可靠性,需对所搭建的燃料电池汽车整车热管理模型进行验证。参考了文献[17]中的 30 kW 燃料电池发动机冷却系统的相关参数进行多工况仿真运算,以电堆出水温度为观测值,然后与其试验值进行比对分析,比对结果如图 8 所示。由于模型搭建进行过简化处理且试验本身具有一定误差,故仿真值与试验值存在相对误差,但结果控制在 5.80% 以内,说明所搭建的热管理仿真模型具有较高的可信度。

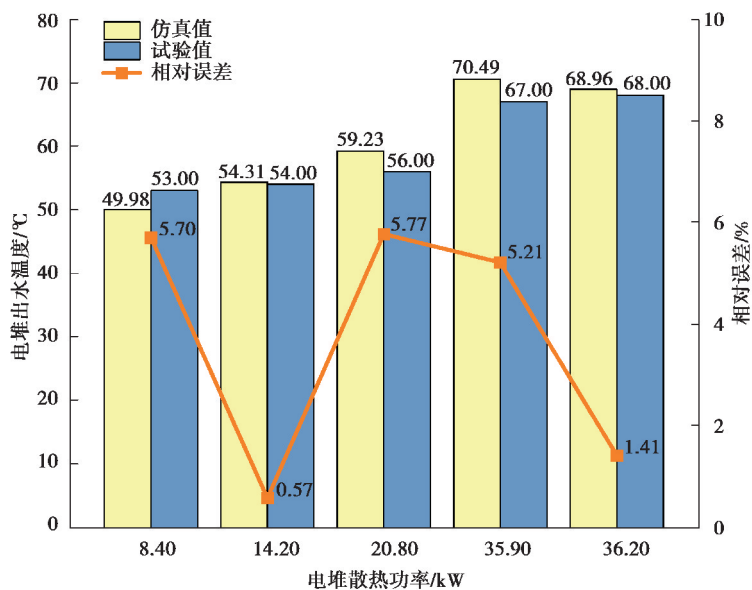


图 8 仿真与试验比对结果

Fig. 8 Comparison results between simulation and experiment

4.2 燃料电池冷却系统仿真结果分析

当燃料电池在额定工况下工作时,水泵转速恒为 4 000 r/min,输入流量为 167.03 L/min,分配给电堆的流量为 130.65 L/min,中冷器流量为 36.38 L/min,满足系统流量需求;电堆进、出水温度分别为 71.72 °C 和 79.81 °C,温升 8.08 °C,在电堆正常工作温度范围之内,且符合温度均匀性要求,压降为 5.69 kPa,在设计压降范围内;中冷器进、出水温度分别为 71.72 °C 和 74.95 °C,温升 3.23 °C,压降为 0.61 kPa,均在许用标准内;由于回路辅件实际存在一定发热,散热器实际散热功率为 74.57 kW,大于理论散热功率 71.90 kW,结果合理。各结果如图 9~12 所示。

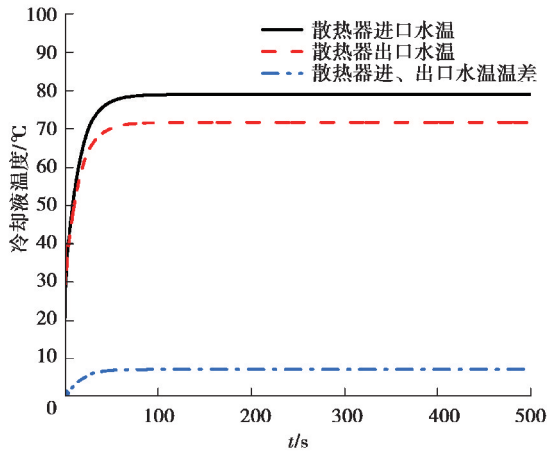


图 9 散热器进、出水温度及温差变化

Fig. 9 Change of inlet and outlet temperatures and temperature difference of radiator

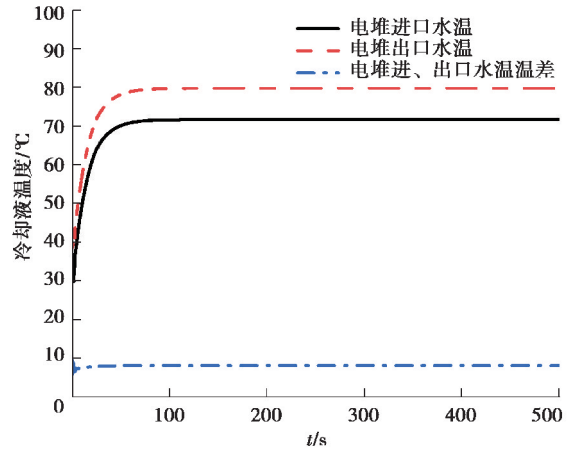


图 10 电堆进、出水温度及温差变化

Fig. 10 Change of inlet and outlet temperatures and temperature difference of stack

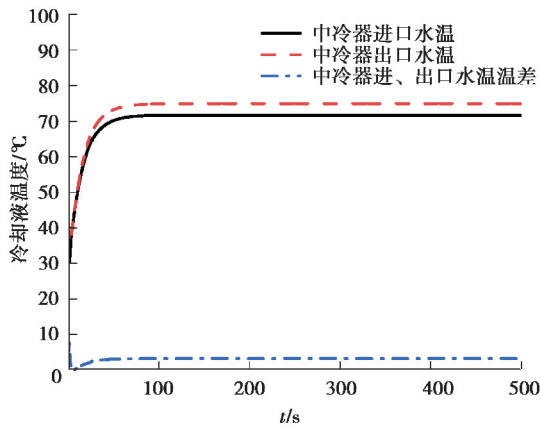


图 11 中冷器进、出水温度及温差变化

Fig. 11 Change of inlet and outlet temperatures and temperature difference of intercooler

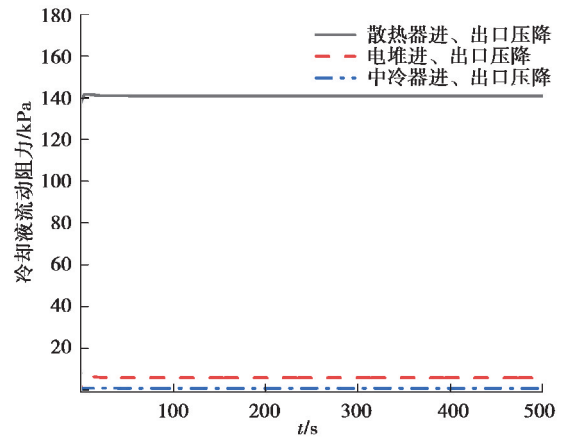


图 12 散热器,电堆和中冷器进出口压降变化

Fig. 12 Change of inlet and outlet pressure drops of radiator, stack and intercooler

除在峰值工况下电堆和中冷器出口温度超出极限值 80.00 °C 不宜长时间工作外,其他工况各项指标均在许用范围之内,各工况仿真结果如表 8 所示。

表 8 燃料电池冷却回路仿真结果
Table 8 Simulation results of fuel cell cooling circuit

| 工况 | 流量/(L·min ⁻¹) | | 温升/℃ | | 进水温度/℃ | | 出水温度/℃ | |
|------------|---------------------------|-------|------|------|--------|-------|--------|-------|
| | 电堆 | 中冷器 | 电堆 | 中冷器 | 电堆 | 中冷器 | 电堆 | 中冷器 |
| 额定工况 | 130.65 | 36.38 | 8.08 | 3.23 | 71.72 | 71.72 | 79.81 | 74.95 |
| 峰值工况 | 195.44 | 55.23 | 6.67 | 2.55 | 78.01 | 78.01 | 84.68 | 80.55 |
| 50.00%峰值工况 | 68.72 | 19.38 | 9.50 | 3.63 | 70.78 | 70.78 | 80.28 | 74.42 |
| 25.00%峰值工况 | 35.62 | 9.79 | 9.16 | 3.59 | 70.82 | 70.82 | 79.98 | 74.41 |
| 12.50%峰值工况 | 19.03 | 5.28 | 8.57 | 3.31 | 69.62 | 69.62 | 78.19 | 72.93 |

4.3 动力电池冷却系统仿真结果分析

当动力电池输出额定功率时,产热功率恒为 3.00 kW,此时冷媒温度为 13.00 ℃,水泵转速恒为 2 500 r/min,输入流量为 9.57 L/min,满足回路 8.00 L/min 的流量需求。动力电池进、出水温度分别为 15.46 ℃和 21.20 ℃,冷却液温升 5.76 ℃,压降为 6.35 kPa;电池散热器 chiller 压降为 2.77 kPa,由于回路辅件实际存在一定发热,实际换热量为 3.23 kW,大于理论散热量 3.00 kW,结果合理,系统各项指标均满足设计要求。

4.4 空压机冷却系统仿真结果分析

空压机冷却系统在额定工况下,水泵转速恒为 1 500 r/min,输入的流量为 8.91 L/min,满足系统流量需求 7.50 L/min。由表 9 可知,空压机及空压机控制器由于两者发热量较小,进出水温度在 55.00 ℃左右,进出水温升也较小,分别为 3.72 ℃和 1.86 ℃,但 DC/DC 发热量较大且位于回路最后端,因此进、出水温度较高,分别为 57.58 ℃和 66.79 ℃,进出水温升也较大,为 9.21 ℃,但均在正常工作温度范围内;散热器进出水温差为 14.78 ℃,实际散热功率为 8.00 kW,满足散热要求;由于冷却液流速较小,因此散热器压降较小,除空压机压降为 6.50 kPa 外,其余各部件压降均较小,但各部件压降均满足许用标准。

表 9 空压机冷却系统仿真结果
Table 9 Simulation results of air compressor cooling system

| 冷却系统部件 | 进水温度/℃ | 出水温度/℃ | 进出水温差/℃ | 压降/kPa |
|--------|--------|--------|---------|--------|
| 散热器 | 66.79 | 52.00 | 14.78 | 0.40 |
| 空压机 | 52.00 | 55.72 | 3.72 | 6.50 |
| 空压机控制器 | 55.72 | 57.58 | 1.86 | 1.62 |
| DC/DC | 57.58 | 66.79 | 9.21 | 1.88 |

4.5 电驱动冷却回路仿真结果分析

当电驱动冷却系统工作于额定工况下,水泵转速恒为 4 000 r/min,输入流量为 50.37 L/min,满足系统流量需求 46.70 L/min。由表 10 可知,电机控制器、辅驱二合一与辅驱三合一由于发热量不大且相连布置在回路前端,三者进、出水温度相近,均在 60.00 ℃上下,进、出水温升很小,为 1.00 ℃,但电机发热量最大且位于回路最后端,因此进、出水温度较高,分别为 62.03 ℃、68.07 ℃,进出水温升也较大,为 6.05 ℃,但均在正常工作温度范围内;散热器进出水温差为 10.08 ℃,实际散热功率为 30.96 kW,大于理论散热量 25.80 kW,满足散热要求;散热器的冷却液流速偏小,因此压降较小,但辅驱三合一和电机的冷却液流速较大,流动阻力也较大,压降分别为 12.54 kPa 和 28.15 kPa,辅驱二合一和电机控制器压降均较小,但各部件压降均满足许用标准。

表 10 电驱动冷却系统仿真结果
Table 10 Simulation results of electric drive cooling system

| 冷却系统部件 | 进水温度/℃ | 出水温度/℃ | 进出水温差/℃ | 压降/kPa |
|--------|--------|--------|---------|--------|
| 散热器 | 68.07 | 57.99 | 10.08 | 12.92 |
| 辅驱二合一 | 57.99 | 59.31 | 1.32 | 4.70 |
| 辅驱三合一 | 59.31 | 60.95 | 1.64 | 12.54 |
| 电机控制器 | 60.95 | 62.03 | 1.08 | 9.65 |
| 电机 | 62.03 | 68.07 | 6.05 | 28.15 |

5 结 语

1) 结合整车级热管理系统原理和结构,综合考虑热管理要求与实车布置环境,合理选型与匹配设计散热器、水泵以及连接管路等关键零部件,设计了由 4 个分布式冷却回路集成的燃料电池汽车整车级热管理系统;基于 AMESim 平台搭建整车热管理系统一维仿真模型,并进行模型可信度验证;以回路冷却液输入流量、零部件进出水温度与温差以及压降为指标,分析不同工况下燃料电池汽车整车级热管理系统的冷却性能。

2) 通过分析得出,在额定工况下,电堆进、出水温度分别为 71.72 ℃ 和 79.81 ℃,温升 8.08 ℃,在电堆最适工作温度范围之内,且符合温度均匀性要求;在峰值工况下,电堆和中冷器出水温度达到极限值 80.00 ℃,不宜长时间工作,但其余工况系统各项指标均处于正常工作范围内,证明该系统运行良好,可以满足设计要求。

3) 未来可对热管理系统参数的敏感度展开研究,制定相宜的控制策略,加入控制效果优良的智能算法,以提高燃料电池汽车整车热管理系统运行的效率和鲁棒性。

参考文献:

- [1] 葛奔, 祝叶华. 燃料电池驱动未来[J]. 科技导报, 2017(8):14-20.
Ge B, Zhu Y H. Fuel cell drives the future[J]. Science & Technology Review, 2017(8):14-20. (in Chinese)
- [2] 刘波, 赵锋, 李骁. 质子交换膜燃料电池热管理技术的进展[J]. 电池, 2018(3):202-205.
Liu B, Zhao F, Li X. Review on thermal management technology of PEMFC[J]. Battery Bimonthly, 2018(3):202-205. (in Chinese)
- [3] Lee H S, Cho C W, Seo J H, et al. Cooling Performance characteristics of the stack thermal management system for fuel cell electric vehicles under actual driving conditions[J/OL]. Energies, 2016, 9(5):320.[2021-02-05]. <https://doi.org/10.3390/en9050320>.
- [4] Hasegawa T, Imanishi H, Nada M, et al. Development of the fuel cell system in the Mirai FCV[J/OL]//SAE Technical Papers, 2016; 2016-01-1185.[2021-02-05]. <https://doi.org/10.4271/2016-01-1185>.
- [5] Han J, Yu S, Yi S. Advanced thermal management of automotive fuel cells using a model reference adaptive control algorithm[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2016, 42(7):4328-4341.
- [6] Huang L, Chen J, Liu Z, et al. Adaptive thermal control for PEMFC systems with guaranteed performance [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2018, 43(25):11550-11558.
- [7] Pourrahmani H, Moghimi M, Siavashi M. Thermal management in PEMFCs: the respective effects of porous media in the gas flow channel[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2019, 44(5):3121-3137.
- [8] Rehlaender P, Kemper P, Schwung A, et al. A fuel cell vehicle thermal system model[C/OL]//2018 IEEE International

- Energy Conference (ENERGYCON), June 3-7, 2018, Limassol, Cyprus. IEEE, 2018-06-28 [2021-02-05]. <https://ieeexplore.ieee.org/document/8398814>. DOI: 10.1109/ENERGYCON.2018.8398814.
- [9] 李正秋,蒋燕青. 燃料电池汽车整车热管理方案研究[J]. 交通节能与环保, 2008(4):31-34.
Li Z Q, Jiang Y Q. Research on thermal management strategies of fuel cell vehicles [J]. Transport Energy Conservation & Environmental Protection, 2008(4):31-34. (in Chinese)
- [10] 王远,牟连嵩,刘双喜. 国外典型燃料电池汽车水、热管理系统解析[J]. 内燃机与配件, 2019(24): 198-200.
Wang Y, Mou L S, Liu S X. Analysis of water and heat management system of typical foreign fuel cell vehicles[J]. Internal Combustion Engine & Parts, 2019(24): 198-200. (in Chinese)
- [11] 孙震东,杨朵,汪玉洁,等. 基于滑模控制的燃料电池热管理方法[C]//第 21 届中国系统仿真技术及其应用学术年会论文集(CCSSTA21st 2020.合肥:中国科学技术大学出版社,2020: 266-269.
Sun Z D, Yang D, Wang Y J, et al. Fuel cell thermal management method based on sliding mode control[C] // Proceedings of the 21st China System Simulation Technology and Application Conference (CCSSTA21st 2020). Hefei: Press of University of Science and Technology of China, 2020: 266-269. (in Chinese)
- [12] 浦及,秦晓津,芦岩,等. 燃料电池热管理系统设计及研究[J]. 汽车文摘, 2019(4): 24-27.
Pu J, Qing X J, Lu Y, et al. Design and research of fuel cell thermal management system [J]. Automotive Digest, 2019 (4): 24-27. (in Chinese)
- [13] 巴尔伯. PEM 燃料电池: 理论与实践[M]. 北京:机械工业出版社, 2016: 138.
Barbir F. PEM fuel cells: theory and practice[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2016: 138. (in Chinese)
- [14] 仲韵,顾宁,梁乐华,等. 基于 AMESim 的发动机冷却系统的仿真分析[J]. 交通节能与环保, 2008 (1): 40-43.
Zhong Y, Gu N, Liang L H, et al. Simulation analysis of engine cooling system based on AMESim[J]. Mating Energy Saving, 2008 (1): 40-43. (in Chinese)
- [15] 李贵初. 纯电动汽车冷却系统能量优化方法的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013.
Li G C. Research on cooling system energy optimization method of electric vehicle [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2013. (in Chinese)
- [16] Wang Y, Li J, Tao Q, et al. Thermal management system modeling and simulation of a full-powered fuel cell vehicle[J]. Journal of Energy Resources Technology, 2019, 142(6): 061304.
- [17] 朱高辉. 质子交换膜燃料电池发动机冷却系统仿真与废热利用[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2010.
Zhu G H. Simulation of cooling system and waste heat utilization of proton exchange membrane fuel cell engine [D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2010. (in Chinese)

(编辑 罗 敏)