

一种车用高速电机循环冷却油温集总参数模型*

鲁岩松^{1,2}, 朱 翀^{1,2}, 张 希^{1,2}

(1. 上海交通大学机械与动力工程学院, 上海 200240; 2. 汽车动力与智能控制国家工程研究中心, 上海 200240)

[摘要] 为适应车用高速电机高功率密度和极端工况下的高热负荷, 目前电机冷却多采用直接接触式油冷散热方式, 建立一个适合热控制方法研究的电机油温模型十分必要。现有方法主要基于有限元仿真标定, 无法满足实时应用需求, 而复杂油水换热回路的多物理场耦合使油温在线重构困难。本文提出了一种强化时序循环过程并考虑强自相关性的2阶集总参数油温模型。根据标定建立油路单元模型, 并基于台架实测确定电机损耗响应。提出采用时序卷积方法描述换热过程, 建立高低油温耦合的循环动态递推模型, 并引入油温敏感参数提升工况适应能力, 解决了流道内油温分布描述难题。最终通过路谱工况在线验证了模型的准确性, 油冷液温度平均绝对估计误差在1℃以内, 可支撑电机精细化热管理。

关键词: 油冷电机; 温度估计; 电动汽车; 参数辨识; 车用高速电机

A Lumped Parameter Model of Circulating Cooling Oil Temperature for Automotive High-Speed Motor

Lu Yansong^{1,2}, Zhu Chong^{1,2} & Zhang Xi^{1,2}

1. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240;

2. National Engineering Laboratory for Automotive Electronic Control Technology, Shanghai 200240

[Abstract] In order to adapt to the high power density of automotive high-speed motors and the high thermal load under extreme working conditions, the current motor cooling mostly adopts the direct contact oil cooling heat dissipation method, and it is necessary to establish a motor oil temperature model suitable for the study of thermal control methods. Existing methods are mainly based on finite element simulation calibration, which cannot meet the real-time application requirements, while the multi-physical field coupling of the complex oil-water heat transfer circuit makes it difficult for the online reconstruction of oil temperature. In this paper, a second-order lumped-parameter oil temperature model is proposed to strengthen the time-sequence cyclic process and consider the strong autocorrelation. The oil circuit unit is modeled according to the calibration, and the motor loss response is determined based on bench-top measurements. The time-sequence convolution method is adopted to describe the heat transfer process, and a cyclic dynamic recursive model with high and low oil temperature coupling is established. Oil temperature-sensitive parameters are introduced to improve the adaptability of the working conditions to solve the difficult problem of describing the oil temperature distribution in the flow path. Finally, the model accuracy is verified online by road spectrum working conditions, with the average absolute estimation error of the oil coolant temperature within 1°C, which can support the refined thermal management of the motor.

Keywords: oil-cooled motor; temperature estimation; electric vehicles; parameter identification; automotive high-speed motor

* 国家自然科学基金面上项目(52377210)资助。

原稿收到日期为2024年10月16日, 修改稿收到日期为2024年11月27日。

通信作者: 朱翀, 副教授, 博士, E-mail: chong.zhu@sjtu.edu.cn。

前言

由于对电动汽车高性能的不断追求,车用驱动电机向更高转速、更高峰值功率、更高功率密度方向发展。国家在节能与新能源车技术路线图中提出在2030年将电机功率密度超过5 kW/kg的目标^[1]。近年来,电驱三合一(电机、电控及减速器)集成化技术日渐成熟,更有主机厂发布新型的多合一电驱系统。而高集成度一体化设计会引发热量的不断集中,增加了电机永久性损坏的风险,如永磁同步电机中转子磁钢失磁^[2]、绝缘层失效^[3]等。因此,对电机热安全提出了严峻挑战,而直接接触式油冷散热方式成为电驱系统轻量化和集成化后的必然选择^[4]。

为了避免电动汽车驱动电机的超温状况,各个主机厂都有其配套的冷却系统^[5]。主流方法是使用液冷系统,而高效油冷系统的引入,丰富了电机的冷却方式^[6]。油冷的方式不同于传统水冷的各类以减少功率密度的代价来增加电机内部的冷却液流道的方法,如增加端部绕组内周向流道^[7],优化水套管道形状^[8]等。而油冷液一般采用性能优良的自动变速器油(automatic transmission fluid, ATF),并与冷却部件直接接触,吸热效果显著,能提供足够的冷却能力、有效的对部件高热通量移除^[9],增加导热系数并有效均衡温度^[10]。针对某些高温热点,可以采用喷雾的形式,如冷却绕组端部和定转子端面又能润滑轴承^[11]。另外还有空心轴冷却以及甩淋等多种形式^[12]。而电机内部运动复杂,ATF的对流传热难以量化,更具非线性^[13],且自身温度亦会影响物理特性。油温的确定对电机温度估计的热边界条件有重要的意义。Liu等^[14]讨论了对绕组喷雾的传热系数,Hoffmann等^[15]提出了对轴喷雾的局部传热系数的测量方法。对油冷电机分析通常是基于计算流体力学(CFD)和有限元分析(FEA)对稳态标定,其耗时并需求算力极高无法实车应用^[5]。具有高时效性的热模型集总参数热网络(lumped parameter temperature network, LPTN)法虽广泛应用^[16-17],但针对油冷电机研究较少。首尔汉阳大学团队^[18]提出通过Kriging代理模型的优化以确定特定流量和负载条件下ATF的对流传热系数,并反映在直接油冷的LPTN中,此方法对非线性具有较高预测精度。但这些研究只在特制台架下固定油温和流量,忽视了电机内部油冷液的封闭循环性和车用电机的工况

复杂性,而实际应用中要求实时监测冷却油温度,防止电机系统热过载。

综上所述,现有的方法基本都是在讨论某单一油冷方式的传热系数的测试与计算。但对电驱系统内部闭合的循环油路的温度估计缺乏系统研究,无法实现在线油温重构。根据ISO26262功能安全标准^[19]:热管理系统须具备独立于预置温度传感器外的温度感知能力作为系统安全冗余。因此,电机冷却系统的解析建模与油冷液的温度在线重构至关重要。本文提出一种基于电机损耗响应、强化时序循环过程并考虑强自相关性的2阶集总参数油温模型。首先,根据台架实测数据标定电机损耗热源响应模型;其次,对油路电子油泵(electric oil pump, EOP)和油水换热器(heat exchanger, HE)行为建模,再将复杂组合油路进行整合建模,提出时序卷积来描述油冷液与电机、油冷液与水冷液的换热过程,建立高低油温耦合循环动态递推,实现油温的精确数学描述,并引入油温敏感参数进一步提升模型工况适应能力。使用标准WLTP路谱工况在不同油泵功率和水温边界条件下进行实验验证,为油冷电机的精细化热管理提供实时热边界条件。

1 电机冷却系统各部件建模

图1为某三合一电驱系统及其油冷却方案。该系统电机最高转速18 000 r/min,最大转矩290 N·m,最大功率为200 kW。

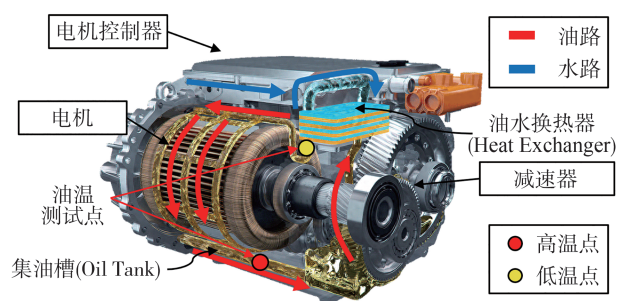


图1 某三合一电驱系统及其油冷却方案

油冷却方案包括电机内部油冷回路(油路-红色表示)和外部水冷散热回路(水路-蓝色表示),并集成了HE。两回路简图如图2所示,电机控制器采用水冷,电机为单一油冷,循环冷却油经过高速电机及减速器后吸收其产生的热量,汇流到集油槽,经过油滤后由电子油泵泵入油水换热器中,高温油在油水

换热器中与冷却水进行热交换变成低温油再回到电机中;而热交换后的高温水通过各类冷却方式散热到大气当中。因此,在图1中设置两个循环油路的测温点,分别是位于集油槽中的高温点和油水换热器油侧出口的低温点。

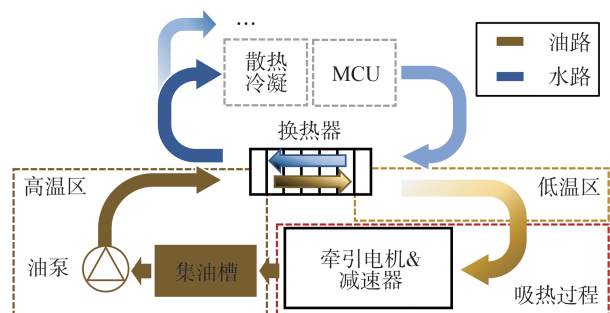
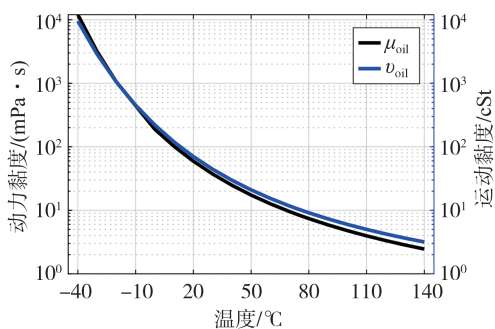


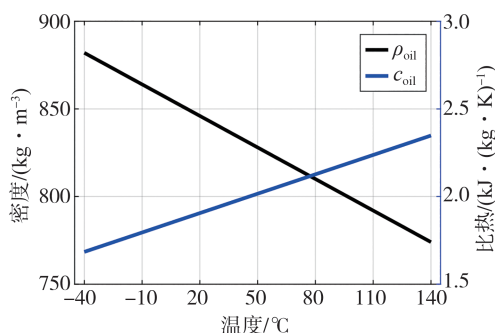
图2 油冷高速电驱冷却回路简图

1.1 电机油冷液(ATF)的温度敏感物理特性

为了更好地估计油冷液的温度,首先对其物理特性进行测试分析。运用真空法测量ATF在宽温度范围的浴槽中流经毛细管的时间,得到运动黏度 μ_{oil} 随温度的变化规律,并根据密度 ρ_{oil} 计算出动力黏度 ν_{oil} 。图3展现了所选的油冷液介质的温敏物理特性测定结果,其与温度高度相关,从而影响冷却效果。



(a) 运动黏度和动力黏度



(b) 密度和比热

图3 所选冷却油温敏物理特性

使用Vogel方程来描述液体黏温经验公式,根据测试数据拟合得到:

$$\mu_{oil} = \alpha_{vog} \exp\left(\frac{\beta_{vog}}{T_{oil} - T_{vog}}\right) = 0.022 \cdot \exp\left(\frac{1170}{T_{oil} - 144}\right) \quad (1)$$

式中: α_{vog} 为预指数因子,反映ATF在高温下的黏度基准值; β_{vog} 为黏度的温度敏感系数; T_{vog} 是Vogel温度,即玻璃化的转变温度。油密度 ρ_{oil} 和比热 c_{oil} 与温度的函数关系一般都用一次函数来描述。

1.2 电子油泵(EOP)建模

对于整个油冷回路,EOP是油路循环的核心部件及动能来源。准确的EOP建模是评估油冷系统散热能力的关键。表1为所选EOP的基本参数。

表1 电子油泵EOP基本参数

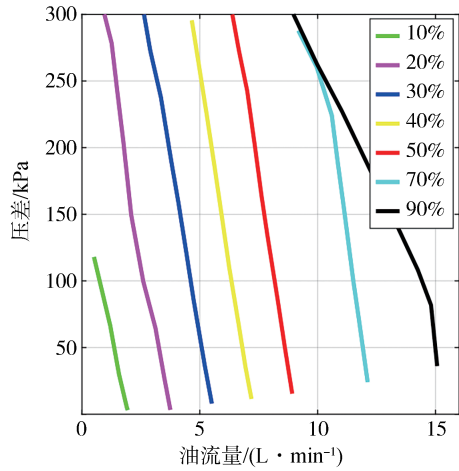
参数	数值
适用介质	ATF
介质温度/℃	-40~100
工作电压/V	9~12
额定功率/W	120
最大扬程/kPa	500
最大流量/(L·min ⁻¹)	18

对EOP进行测试标定,首先将油泵与适配器及实际应用管路连接,在油泵出入口处都设置压力及温度传感器,并在出口端连接容积式流量计。随后在不同油温下,对EOP进行不同占空比(即PWM控制)和不同输入电流下的输出油流量标定。因电压恒定,故输入电流可看成为输入功率。EOP的油流量 q_{oil} 与泵的实际转速 n_{EOP} 直接相关,并会受到压差 Δp_{EOP} 和油温 T_{oil} 即黏度影响。而压差在应用中无法实时测量,须对其建模。图4是压差与各项参数的关系。

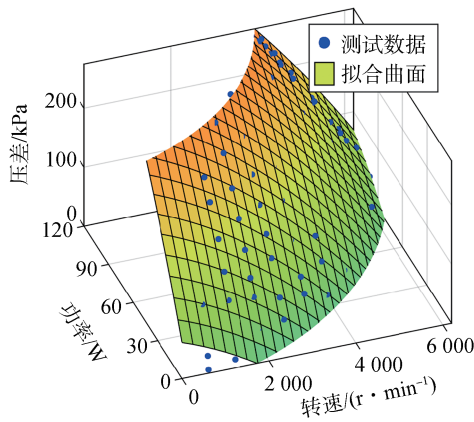
图4(a)为油温80℃时EOP占空比控制在10%~90%下压差和流量的关系,实际应用最大压差为300 kPa,黑色线(占空比90%)有明显的轮廓线,其它占空比下线整体斜率基本相同,与占空比线性分布。由此,在一定温度下可建立油泵压差 Δp_{EOP} 与输入功率 $P_{EOP, in}$ 和转速的函数关系,如图4(b)所示,蓝色的测试数据点拟合后呈圆锥曲面形状,且在不同油温下都符合这一规律,归纳为如下关系:

$$\Delta p_{EOP} = an_{EOP}^2 + bP_{EOP, in}^2 + \dots + cn_{EOP}P_{EOP, in} + dn_{EOP} + eP_{EOP, in} + f \quad (2)$$

式中 a, b, c, d, e, f 为拟合参数。对于油温100℃,此函数拟合决定系数为0.99,说明了准确性。压差可



(a) 80 °C时各占空比下压差和流量关系



(b) 100 °C时压差与输入功率和转速关系

图4 EOP压差与各项参数的关系

以通过输入功率、转速和油温来唯一确定。而EOP的实际输出功率由压差与流量的乘积得到。

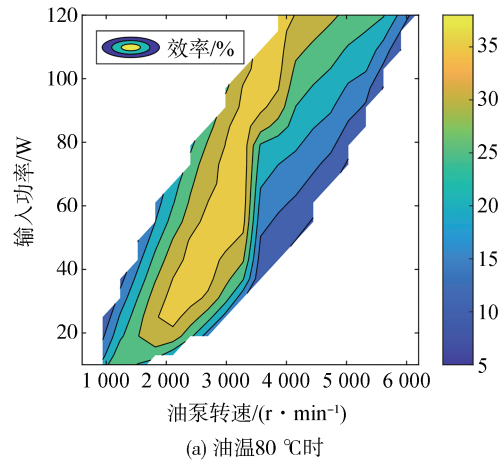
EOP为直流无刷(BLDC)电机驱动的容积性齿轮泵,设其理论流量为 q_0 ,ATF因温度升高导致黏度减小,造成泵内泄漏量 Δq 增加,实际流量 q_{oil} 减少,容积效率 η_v 减小。

$$\eta_v = \frac{q_{oil}}{q_0} = \frac{q_0 - \Delta q}{q_0} = \frac{V_{EOP,d} \cdot n_{EOP} - H(\frac{\Delta p_{EOP}}{\mu_{oil}})}{V_{EOP,d} \cdot n_{EOP}} \quad (3)$$

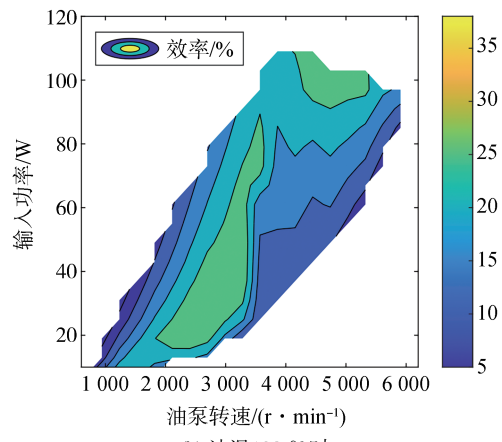
式中: Δq 为与 $\Delta p_{EOP}/\mu_{oil}$ 相关的函数 H ; $V_{EOP,d}$ 为理论排量,与泵的几何参数相关视为常数。而EOP效率为

$$\eta_{EOP} = \eta_m \eta_v = \frac{\pi K_t \cdot [V_{EOP,d} \cdot n_{EOP} - H(\frac{\Delta p_{EOP}}{\mu_{oil}})]}{30 \cdot V_{EOP} \cdot V_{EOP,d}} \quad (4)$$

式中: η_m 为机械效率; K_t 为BLDC的转矩常数。



(a) 油温80 °C时



(b) 油温120 °C时

图5 EOP效率与输入功率和油泵转速的Map图

建立了0~120 °C宽温度下的效率谱,图5例举了油温80和120 °C时引起的EOP效率的改变情况。因温度升高造成实际油流量降低,即泵效率改变,如式(4)所示,总结为 $\eta_{EOP} = N(n_{EOP}, P_{EOP,in}, T_{oil})$ 。基于上文,推得EOP的实际流量公式为

$$q_{oil} = \frac{\pi K_t \cdot P_{EOP,in} \cdot [V_{EOP,d} \cdot n_{EOP} - H(\frac{\Delta p_{EOP}}{\mu_{oil}})]}{30 \cdot V_{EOP} \cdot V_{EOP,d} \cdot \Delta p_{EOP}} \quad (5)$$

由式(5)可知 q_{oil} 同样与 n_{EOP} 、 $P_{EOP,in}$ 和 T_{oil} 相关,可确定唯一值。同一油温下,得到图6所示的流量曲面,为更好观察只显示了40和100 °C的曲面对比。

图6中,EOP在同一转速和输入功率下,油温的差异会引起油流量的变化,温度越高则实际流量越小,符合式(3)描述。而油温所引起的黏度的改变,影响到了EOP输出的油流量上限。因此,所建模型符合实际情况。

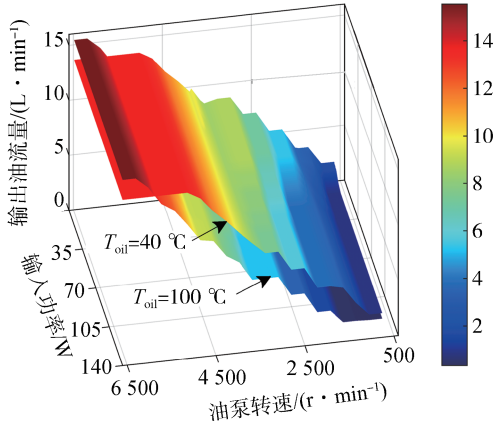


图6 油在40和100 °C时油流量与输入功率和转速的关系

1.3 油水换热器(HE)建模

油水换热器是冷却系统中油冷与冷却水(外界)的热量交换渠道。板翅式换热器(如图7所示)以高换热效率、结构紧凑等优点,适用于两侧换热系数相差较大的油冷电机,HE的基本参数见表2。

表2 油水换热器基本参数

参数	水温范围/°C	油温范围/°C	换热能力/kW
数值	-10~90	0~130	≤25

作为HE低雷诺数流体的油测,为阻断层流发展采用高压方向(HPD)型锯齿错列翅片来周期性扰动产生纵涡增加二次传热面积,并选择交叉逆流的油水流向来最大化利用温差,如图7所示。

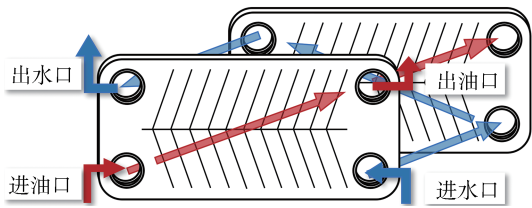


图7 板翅式HPD油水换热器HE流径图

按照HE在冷却系统的实际使用状态,设置了油路和水路双回路测试系统,如图8所示,油箱和水箱提供热交换流体,基于恒温器控制换热器油水两侧入口温度差并保持恒定,通过电子泵改变油水的流量,用流量计验证和测量流量,并使用温度和压力传感器同步记录两侧的出入口温差和压差,研究两侧的流量对换热量的影响,再改变温度差 ΔT 和水温来扩充标定。

油水冷液在HE中进行热量交换,满足传热速率方程和热平衡方程。因两种流体存在温差,将HE

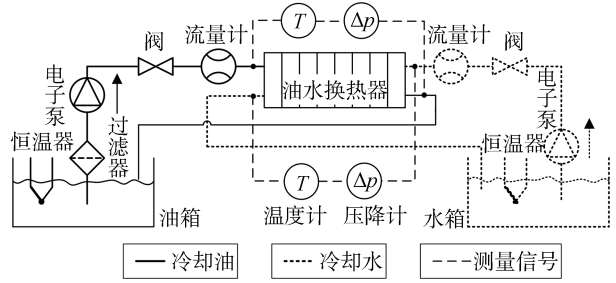


图8 HE测试标定系统图

分为热侧和冷侧。基于效率-传热单元法($\epsilon - NTU$)进行HE建模。HE效率定义为实际传热量与最大可能传热量的比值:

$$\epsilon_{HE} = \frac{(T_i - T_o)_{\max}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (6)$$

式中:下标c和h分别代表冷、热侧;下标i和o表示进、出口。式(6)中分子表示冷热流体之间,选择进出口温差的较大值,由此须考虑质量流量 \dot{m} 或体积流量 \dot{V} 对HE热交换量的影响:

$$Q_{HE} = (\dot{m}c_p)_{\min} \cdot (T_i - T_o)_{\max} = \epsilon_{HE} \cdot \rho_{oil} c_{oil} \dot{V}_{oil} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (7)$$

另外,传热单元数(number of transfer units, NTU)代表换热器传热能力的大小,定义为

$$NTU = \frac{K_{HE} A_{HE}}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \quad (8)$$

式中: K_{HE} 为总传热系数; A_{HE} 为等效传热面积; c_p 为定压比热容。考虑 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 和 $\dot{m}_c c_{p,c}$ 的大小关系进行推导合并,得到交叉逆流HE的效率计算公式:

$$\epsilon_{HE} = \frac{1 - \exp \left[-NTU \left(1 - \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} \right) \right]}{1 - \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} \exp \left[-NTU \left(1 - \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} \right) \right]} \quad (9)$$

冷侧流体吸收的热量等于热测流体放出的热量。因此,为标定换热器的换热能力,冷却水的温度特性须确定,其采用的是50%体积浓度的乙二醇水溶液作为高速电机冷却的外循环。温敏比热与密度的乘积 $\rho \cdot c = Q/(\dot{V}\Delta T)$ 描述的是单位时间内的体积流所交换的热量。其温敏物性用二次一项式足够描述:

$$(\rho c)_{\text{water}} = -0.01035 \cdot T_{\text{water}}^2 + 3.1 \cdot T_{\text{water}} + 3464 \quad (10)$$

式中 T_{water} 为冷却水温度。对于油冷液:

$$(\rho c)_{\text{oil}} = -0.00221 \cdot T_{\text{oil}}^2 + 2.06 \cdot T_{\text{oil}} + 1572 \quad (11)$$

换热器冷、热侧的入口温差会影响 HE 换热效果。通过对冷热侧流体在不同温度和流速下的测试标定,流量与压差在某一温度下呈正比且双射关系。由此在计算 HE 换热量中,省去压差参数保留流量。在实际应用中油水的温差是波动的。因此取测试数据中位数 30°C ,建立在此入口温差下的 HE 在不同油水流量的换热量关系,如图 9 所示,冷热侧流体流量越大换热量随之增大。

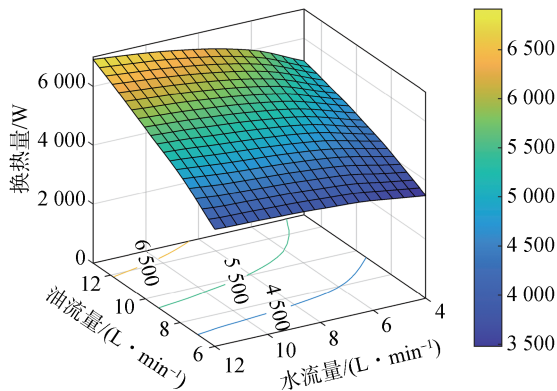


图 9 HE 冷热侧流体温差 30°C 时的换热量

根据式(7)HE 换热量正比于温差。因此,基于温差归一化,并根据实际入口温差进行换热量计算。由此建立基于冷热两侧冷却液流量与入口温差的计算有效换热量的 HE 行为模型。

1.4 电机总损耗响应建模

根据台架测试,对转速 $0\sim 17\,500\text{ r/min}$ 和转矩 $-290\sim 290\text{ N}\cdot\text{m}$ 进行等分网格标定,建立电机功率 Map,如图 10 所示。同样地,建立对减速器的效率 Map。

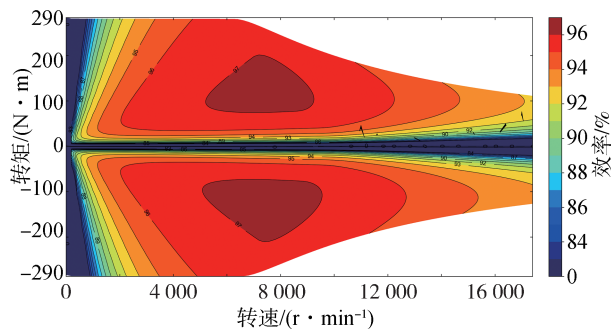


图 10 电机在全转速转矩范围的功率 Map 图

因电机与减速器机械串联,从而输出效率由电机与减速器的效率相乘,可推得电机侧的总损耗 Q_{EM} :

$$Q_{\text{EM}} = \frac{(100 - \eta_{\text{motor}} \cdot \eta_{\text{trans}}/100)}{100} \cdot \frac{M_{\text{motor}} \cdot n_{\text{motor}}}{9.55} \quad (12)$$

式中: η_{motor} 和 η_{trans} 分别为电机和减速器的效率; M_{motor} 为输出转矩; n_{motor} 为输出转速。由此,根据电机的输出实时计算电机和减速器的损耗响应,与 ATF 热量交换,为估计油温提供可靠的损耗输入。

2 循环冷却油路及热交换建模

2.1 循环油路换热过程细化

按照热量转移过程将循环油路分为 EM 侧(包含电机与减速器,即内部热交换侧)和 HE 侧(外部热交换侧)两部分,分别代表了热量转移的两个对立过程,吸热和散热。作为中间热介质(ATF)的传热是双向的,通常 T_{oil} 不会都高于 T_{water} 和电机温度 T_{EM} 。

(1) 当 $T_{\text{EM}} > T_{\text{oil}} > T_{\text{water}}$ 时,电机的产热被油冷液吸收,再通过 HE 将热量传递到冷却水中,实现油温和电机温度的下降;

(2) 当 $T_{\text{EM}} < T_{\text{oil}} < T_{\text{water}}$ 时,油冷液在 HE 中吸收冷却水热量,再将热量传递给电机侧,实现加热电机。

对油路进行分析,通过计算油冷液的普朗特数 Pr ,来判断油路中热传递的主要方式。

$$Pr = \frac{\nu_{\text{oil}}}{\alpha_{\text{oil}}} = \frac{c_p \rho_{\text{oil}}}{k_{\text{oil}}} \cdot \frac{\mu_{\text{oil}}}{\rho_{\text{oil}}} = \frac{c_p \mu_{\text{oil}}}{k_{\text{oil}}} \gg 1 \quad (13)$$

式中: α_{oil} 表示 ATF 的热扩散率; k_{oil} 为油的热传导系数。ATF 的 Pr 远大于 1,热边界远小于速度边界,说明循环冷却油路中热量主要以对流的方式传递。电机内的散热方式混合叠加,热传递方向可能会(1)和(2)交替转变,因此建模时须考虑热传播的双向性。而无论三者温差如何,热量的交换都是在油路的 EM 和 HE 侧中进行,因此高低温节点具有互换性。为实际应用引入离散时间,步长设为 1 s 。同时为描述对流换热过程引入单元体积(unit volume, UV),即基于油流量对油路进行分块,如图 11 所示。

图 11 阐述了高低温油在计算过程中的循环关系,这里用单位延时来描述模型的时序性,说明在递推暂态温度估计的过程中,低温油会变成高温油,反之亦然,这是一个循环迭代,周而复始的过程。油冷液的温度变化亦不是突然的,鉴于实际油路的流动

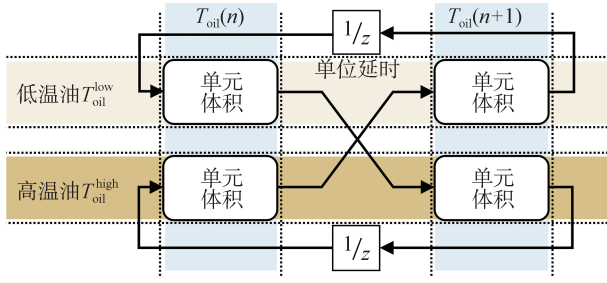


图11 高低温油的简化循环关系

性,热量在交换的过程中须考虑时间累积。至此,须将油路(EM侧和HE侧)的流经时间考虑到模型中进行热量在时间上的积分,如图12所示。

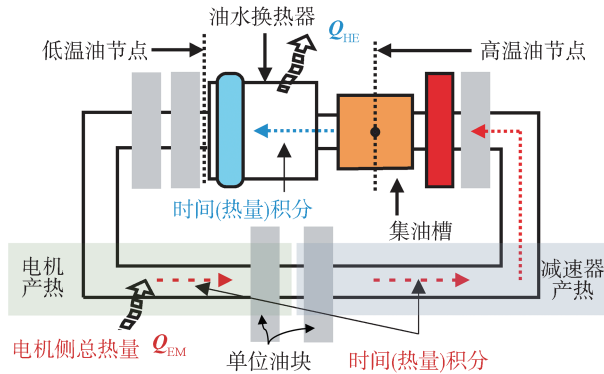


图12 考虑时间积分的高低温油循环等效油路

图12在等效油路中强调了集油槽(oil tank, OT),其收集与EM侧热量交换后的油冷液,并为后续EOP泵油循环储备。而油路的其他部分流动性较大,且流体的状态无法确定。因此,为提高测量的准确性,将油路的测温点置于OT中,作为高温油节点的真值,以验证油温估计模型的准确性,HE油侧出口则作为低温点。循环油路进入节点前的路径有两段,低温节点蓝色虚线箭头和蓝色油块代表的HE侧,以及高温节点红色箭头和红色油块表示的EM侧。

至此引入单位油块分段数 N_{UV} ,每侧的分段数取决于这一侧油路的油体积和真实流量:

$$N_{UV}^{EM/HE}(n) = \frac{60 \cdot V_{EM/HE}}{\lambda_{EM/HE} \cdot q_{oil}(n)} \quad (14)$$

式中: n 为步数; $q_{oil}(n)$ 为第 n 步的时变流量; λ_{EM} 和 λ_{HE} 为等效流量的修正系数,描述因两侧油路复杂导致的流量变化,视为常数分别为0.48和0.52; $V_{EM/HE}$ 代表各路径的含油量。虽然油是动态流动,但每一部分的整体油量基本维持,各部分含油量见表3。

循环油路的高低温两个节点的递推温度变化只与节点临近的单位油块的热量相关。以单节点的视

表3 冷却回路各部分的含油量

参数	容量/L	物理意义
V_{oil}	2	循环油路总油量
V_{EM}	0.8	电机EM侧油路的含油量
V_{HE}	0.2	油水换热器HE侧的含油量
V_{OT}	1	集油槽的储油量

角来看高温油节点的递推公式为

$$T_{oil}^{high}(n+1) = T_{oil}^{high}(n) + \frac{Q_{EM}(n)}{N_{UV}^{EM}(n) \cdot [(\rho c)_{oil} \cdot q_{oil}]} \quad (15)$$

同样地,低温油节点可表示为

$$T_{oil}^{low}(n+1) = T_{oil}^{low}(n) + \frac{Q_{HE}(n)}{N_{UV}^{HE}(n) \cdot [(\rho c)_{oil} \cdot q_{oil}]} \quad (16)$$

虽然能详细描述高低油温的离散递推,但 N_{UV} 将路径上的换热量进行了拆分,仍是一个静态模型,两节点相互解耦单独递推,可能会将系统误差放大,产生累计误差导致无法收敛。所以,为贴合实际考虑油冷液的流动和前序损耗影响,建立动态模型,将两个最临近节点的单位体积油块都分别在各自路径上进行热量的时间积分来更好地模拟动态换热过程。

2.2 热量的时序卷积积累

因温度节点的位置是固定的,而临近的单位油块虽其大小是时变的,但其位置亦可以看作固定的,变化的是热量在路径上的交换,即在时间上的累积。以EM侧为例,如图12中红色的单位油块第1步包含了EM侧产生的第1s的 N_{UV} 分之一热量,第2步则包含了前2s的热量和。以此类推,直到EM侧油路径时长为止,红色油块包含了EM侧所有步数的热量。对这种时序流经热交换现象,提出通过卷积的方式来描述。因此,考虑UV油冷液在高低温节点间的热量累积,将油路看作时间上的一维系统:

$$Q_i(n) = (f * g)(n) = \sum_{i=p}^{i=n-1} \sigma_{EM}[i] v_{oil}[n-i] \quad (17)$$

式中: σ_{EM} 代表了电机侧单位损耗; v_{oil} 表示单位油冷液的体积。此式描述的是 n 时刻在高温节点前处热量的历史累积。尽管油路侧的物理长度不变,但因流量和EM侧损耗为时变,因此两个卷积向量 σ_{EM} 和 v_{oil} 是时变的, v_{oil} 的长度(个数)由油流量决定。

$$\sigma_{EM}[i] = \frac{Q_{EM}[i]}{N_{UV}^{EM}[i]} = \frac{Q_{EM}[i] \cdot q_{oil}^{EM}[i]}{60 \cdot V_{EM}} \quad (18)$$

$$v_{EM}[i] = \frac{V_{EM}}{N_{UV}^{EM}[i]} = \frac{V_{EM} \cdot q_{oil}^{EM}[i]}{60 \cdot V_{EM}} = \frac{q_{oil}^{EM}[i]}{60} \quad (19)$$

为直观建模,这里提出使用拉格朗日坐标系代

替欧拉坐标系,即以电机为基准的静态坐标系转化成以单位油块为基准的动态坐标系,来描述油冷液的“单位油块”在路径上的热量积累,表达了电机瞬态损耗与流动油冷液单位油块间热量转换的时延特

性。假设 q_{oil}^{EM} 不变, $N_{UV}^{EM} = 4$ 为常数,表示EM侧油路被分4步,则卷积的有效长度为4。油路静止,EM侧的损耗为具有相同采样频率的离散的时序数组,进行移动卷积,如图13所示。

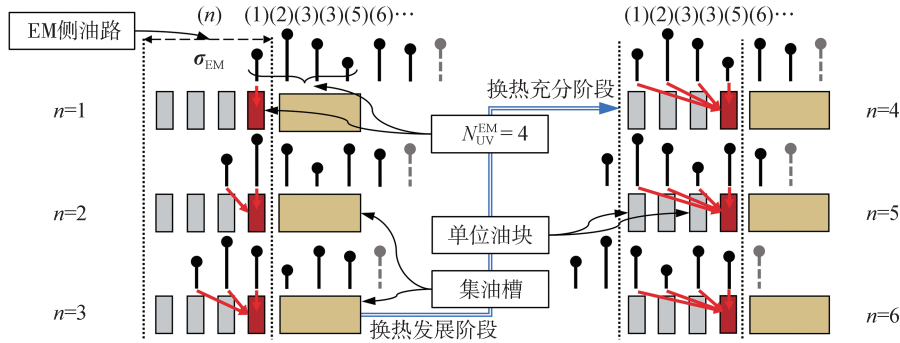


图13 提出的描述换热过程的卷积建模

最临近油箱的单位油块为循环油路油块的第一个元素,即为卷积点。如上所述,因不能忽视电机和冷却系统启动后的初期状态,提出了换热发展阶段和换热充分阶段。即系统启动后,在欧拉坐标系中,油冷液在电机侧油路还未流淌完整,或在拉格朗日坐标系中,看做EM侧总损耗还未走完 N_{UV}^{EM} 步,即定义为换热发展阶段。而当第1个单位油块走完循环油路的一侧后,即 $n \geq N_{UV}^{EM}$ 时,油路换热进入充分阶段。从换热角度出发,集油槽的最临近的单位油块从此刻起的热量包含电机过去4步的损耗。发展阶段中,单位油块只与随 n 时刻之前的 σ_{EM} 总和进行热交换,而在充分阶段,则红色油块与所有 N_{UV}^{EM} 步之前的总和相关。同理,HE侧同样遵循这些定义。

因此电机侧里, n 时刻的临近单位油块在换热路径上的卷积热量为

$$Q_{EM}^*(n) = \begin{cases} \sum_{i=1}^n \sigma_{EM} = \sum_{i=1}^n \frac{Q_{EM}[i]}{N_{UV}^{EM}}, & n < t_{EM} \\ \sum_{i=n-N_{UV}^{EM}}^n \sigma_{EM} = \sum_{i=n-N_{UV}^{EM}}^n \frac{Q_{EM}[i]}{N_{UV}^{EM}}, & n \geq t_{EM} \end{cases} \quad (20)$$

式中 t_{EM} 是单位油块流过电机侧的时间。当 q_{oil} 在一个范围内变化不大时,则可认为 $t_{EM} \approx N_{UV}^{EM}$ 。而对HE侧油路,其最临近HE出口的单位油块与冷却水的交换热量,可与式(20)同理推得。为了验证热量的时序卷积积累效果,应用在某工况的初始阶段,如图14所示,蓝线代表原损耗模型输出,瞬态变化剧烈,而红线则代表了提出的临近节点单位油块的卷积热量,考虑了油冷液与电机在冷却路径中的热交换的时序过程,通过热量卷积描绘了换热点物理和时域

上的差异,统一了电机发热与油冷的时间差,以及循环油路两节点间的时延性,从而形成了单位油块热量的“削峰填谷”,更真实代表了油冷液在换热路径里的换热过程。

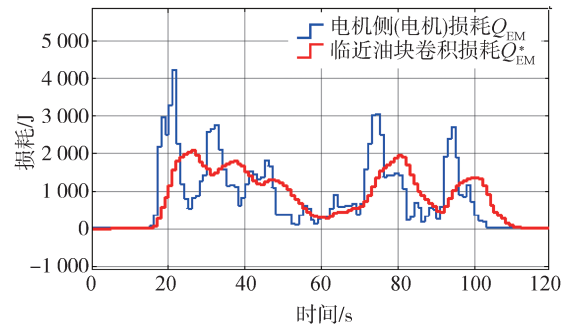


图14 描述换热过程的卷积损耗热量与原损耗对比

因此,油路的高低温节点的热量输入信号是真实的二节点。因为是闭合油路,高低温是循环往复来实现温度的变化。高低温油之间的互为递推变换是一个时间上的渐变过程,需要两个延时环节,如图12所示。增加算力的同时,会让系统初期混乱。因此,为更准确地描述油温变化,将并行计算的高低温节点相互耦合,强调OT在循环油路的作用。引入高低温耦合的二节点,整体化换热过程中,以UV油块视角来描述冷却油路的动态模型。由此,考虑卷积热量并含有整个循环传热过程周期的高温油暂态变化:

$$T_{oil}^{high}(n+1) = T_{oil}^{high}(n) + \dots + \frac{k_3(T_{oil})}{(\rho c)_{oil}} \cdot \frac{k_1(T_{oil}) \cdot Q_{EM}^*(n) - k_2(T_{oil}) \cdot Q_{HE}^*(n)}{V_{OT}/1000} \quad (21)$$

式中 k_1 、 k_2 和 k_3 为引入的温敏感系数, k_1 描述油冷液在 EM 侧的热交换率, k_2 代表的是油冷液在 HE 中的效率, 即 $k_2 = \varepsilon_{HE}$, 油路修正系数 k_3 可视为油冷液的热导系数, 得到等效热扩散率 α_{eq} 。

$$\frac{k_3(T_{oil})}{(\rho c)_{oil}} = \alpha_{eq} \quad (22)$$

式(21)描述了单位油块在流进 OT 前完整的循环油路换热过程。因 OT 储油量占总量的 1/2 热容较大, 油温变化相对于单位油块较小, 因此以 OT 油温为驻点进行递推。而 HE 出口的低温油须基于高温节点推导, 从而耦合形成高低油温的双输出。

$$T_{oil}^{low}(n+1) = T_{oil}^{high}(n) - \frac{1}{(\rho c)_{oil}} \cdot \frac{k_2(T_{oil}) \cdot Q_{HE}^*(n)}{q_{oil}/(60 \cdot 1000)} \quad (23)$$

相对于 EM 侧的循环油路, HE 侧油路在结构上面更为简单, 换热方式单一, 在油水的热量转换方面的效率更加稳定。因此, 将 HE 的换热效率 k_2 视为定值。而 EM 侧的热传递效率 k_1 和与油冷液热扩散率相关的 k_3 都为温度函数。因所迭代出的高温油反馈到 HE 进行下一周期的换热量计算, 因此模型中温度迭代形成闭环, 通过给出合理物理范围的遗传

算法对式(21)和式(23)的 k_1 、 k_2 和 k_3 进行参数辨识寻优, 建立以下的表达式:

$$\begin{cases} k_1 = \kappa_1 \cdot T_{oil} + \kappa_2 \\ k_2 = \kappa_3 \\ k_3 = \kappa_4 \cdot T_{oil} + \kappa_5 \end{cases} \quad (24)$$

式中 $\kappa_1 \sim \kappa_5$ 为需要辨识的参数。故此, 建立了高低温耦合循环的动态模型。

3 复杂循环嵌套的油温模型构建

基于上述研究, EM 侧的损耗响应和 HE 侧的换热量作为循环冷却油温模型输入。基于各部分含油量和油流量计算各油路侧的时变分段数 N_{UV} , 从而推导 EM 侧和 HE 侧的热量卷积, 再进入高低温油的循环递推。由此建立了复杂循环嵌套油冷液温度估计模型, 如图 15 所示。油冷液的物理特性与温度高度相关, 无论是油温敏感参数、电子油泵的输出油流量还是油水换热器的换热量, 都与油温 T_{oil} 相关, 形成了油温强自回归。而重构的油温亦为电机精细化热管理提供了时变的热边界。

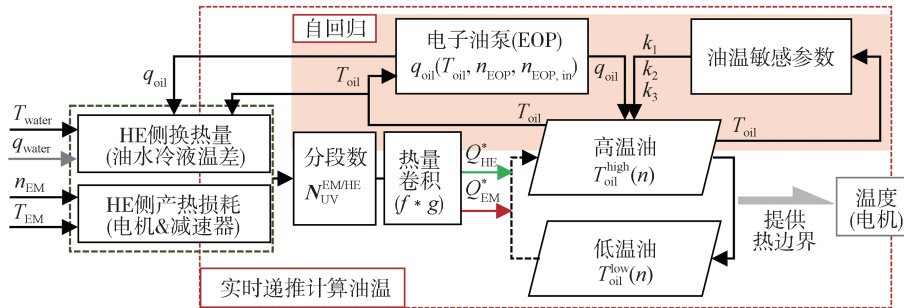


图 15 循环油冷温度估计的整体框图

所建立的高低温耦合循环的动态模型, 根据式(21)和式(23)是基于相应的与自热 (T_{oil}) 相关的可辨识物理参数来重构冷却油路的高低温节点温度。为降低建模的复杂度, 输入电机的真值温度来开环, 使损耗模型包含了温度信息。油温敏感参数的辨识寻优将实测真值油温代替模型反馈油温, 因此油流量 q_{oil} 和 EM 侧产热量 Q_{EM}^* 及 HE 侧的换热量 Q_{HE}^* (卷积热量) 都可视为真值输入参数辨识。通过遗传算法 GA 去寻找一组合适的参数组, 使模型的计算值与测试真值信号尽量接近。为了尽可能减小静态误差, 定义目标函数为

$$Error = \|\Delta T\|_{\infty} = \left\| rmse(T_{oil}^{real} - \hat{T}_{oil}) \right\|_{\infty} \quad (25)$$

式中: ΔT 为离散点的均方根误差 (RMSE); T_{oil}^{real} 是实测温度真值; \hat{T}_{oil} 是模型估计值。寻优目标函数的收敛过程如图 16 所示, 初期收敛速度较快, 经过 400 代寻优, 最终收敛到理想目标值。

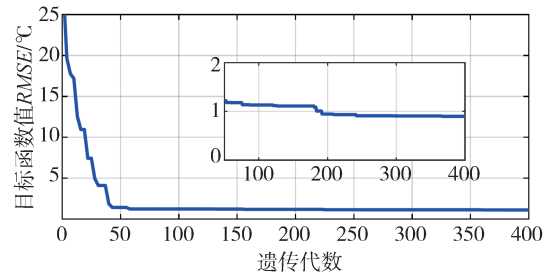


图 16 目标函数寻优的收敛过程

通过辨识寻优使目标函数最小化的参数组结果,见表4。表4同时给出了各参数的寻优范围。

表4 冷却油路参数辨识寻优结果

参数	κ_1	κ_2	κ_3	κ_4	κ_5
范围设置	-0.1~0.1	0~2	0.3~1	-0.1~0.1	0~1
寻优结果	-0.013 6	1.767	0.728	1.98×10^{-4}	0.052 9

4 实验验证

图17所示为实验验证所用的高速电驱总成及其配套的冷却系统测试台架。通过上位机控制电机的运行、循环油路中EOP的转速,以及通过外部水箱控制冷却液的温度和流量。并由上位机记录电机、冷却系统和测温点的同步信号。

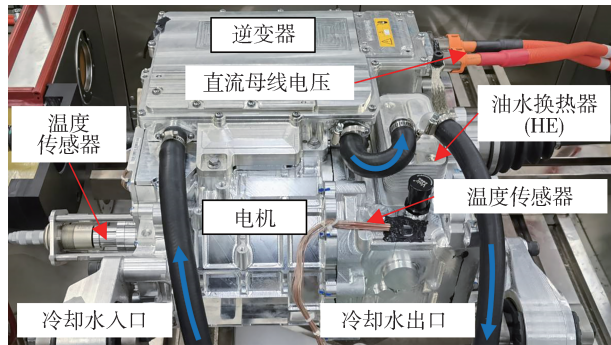


图17 高速电驱总成及其配套冷却系统测试台架

将辨识出的参数放入循环油路模型中,并选择国际通用且更加苛刻的WLTP工况进行电机台架实时验证,如图18所示,其时长约3 600 s,并含有 ≥ 9000 r/min的工况约350 s。在冷却水维持恒流量但不同温度,保持EOP恒定输入功率124 W和4 000 r/min转速,进行重构油冷液温度,并在台架上测试,结果如图19所示。图19(b)和图19(d)中红色线代表所建模型与实测真值的误差,绿色虚线则表示绝对误差的平均值。

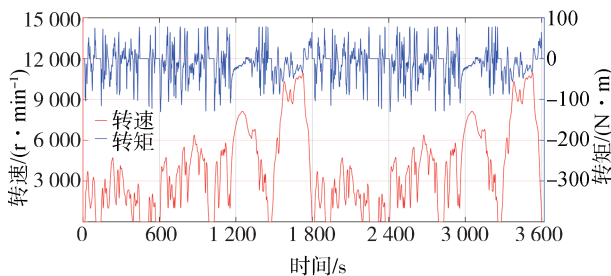
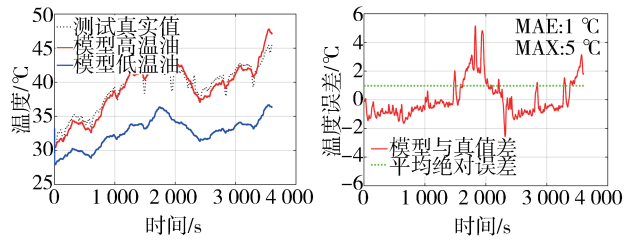
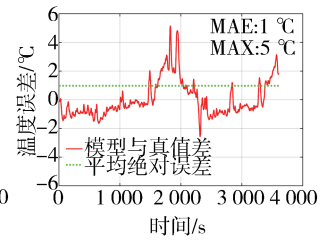


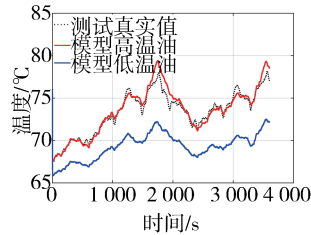
图18 台架验证使用的路谱工况 WLTP转速和转矩信号



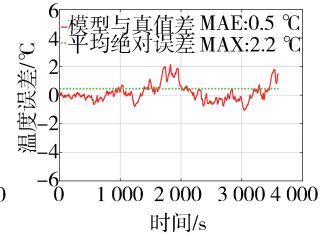
(a) 冷却水温为25℃时油温曲线



(b) 水温为25℃时油温误差曲线



(c) 冷却水温为65℃时油温曲线

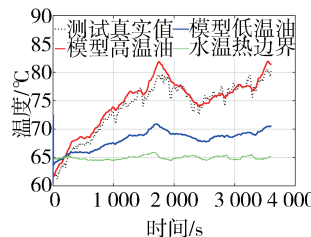


(d) 水温为65℃时油温误差曲线

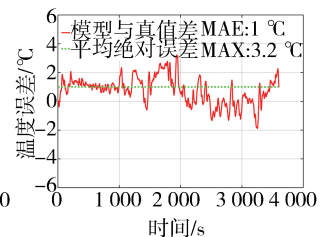
图19 不同热边界下WLTP工况的循环油冷液温度重构

图19展示了在冷却水温25℃时,模型的最大绝对误差为5℃,平均绝对误差(MAE)为1℃;而当水温为65℃时,模型估计准确性更高,整个工况下最大绝对误差2.2℃,而MAE只有0.5℃,且波动较小,说明了高低油温的循环性构架符合现实。同时,也验证了当高速电机系统内部 $T_{EM} > T_{oil} > T_{water}$ 时,所建立模型对一般的热传递(1)过程的描述能力。说明了在不同冷却水热边界条件下,模型的动态响应和趋势都表现优异。

为了验证所构建的循环油路模型在非规律热传递方向($T_{EM} < T_{oil} < T_{water}$)时的油温重构能力,在测试台架上,控制EOP的输入功率和转速分别降至60 W和2 500 r/min,冷却水温度为65℃。图20展示了估计结果,图20(a)中的绿色线代表了水温热边界,红色的高温油与蓝色低温油在前200 s左右展示了反向传热,而高低温油在65℃的水温处相交,高低温



(a) EOP低功率转速下的油温曲线



(b) EOP低功率转速下的误差曲线

图20 水温为65℃、EOP为低功率转速时的WLTP路谱工况下循环油冷液的温度重构

互换。因此说明了模型能很好地描述传热方向(2)的情况,即冷却水通过油冷液对电机加热。

表5展示了所建模型的动态特性。EOP的转速与输入功率降低,引起模型内部参数的联动变化,以及重构油温的准确度,展现了较好的建模完整性。表格中参数变化为均值,因为油温的变化亦会造成油流量与UV油块数量的变化。因模型将循环油路的初始阶段的热量变化考虑在内,所以高温油与真实情况有较好的接近。表6总结了测试台架在WLTP和3种冷却工况下,集总参数油温模型的估计误差。

表5 WLTP工况下控制EOP后油冷模型参数变化

类型	EOP控制参数		模型参数变化(均值)		
	输入功率/W	转速/($r \cdot \min^{-1}$)	油流量/($L \cdot \min^{-1}$)	N_{UV}^{EM}	N_{UV}^{HE}
高功率	124	4 000	9.12	11	3
低功率	60	2 500	5.05	19	5

表6 集总参数油温模型WLTP工况的估计误差

水冷液温度/ $^{\circ}C$	EOP控制参数		平均绝对误差/ $^{\circ}C$	最大绝对误差/ $^{\circ}C$
	输入功率/W	转速/($r \cdot \min^{-1}$)		
25	124	4 000	1	5.0
65	124	4 000	0.5	2.2
	60	2 500	1	3.2

可以看到模型在不同水温边界和不同冷却系统EOP控制参数下,都有非常小的误差。平均绝对误差可以保持在 $1^{\circ}C$ 以内,而最大绝对误差在 $5^{\circ}C$ 以下。说明针对循环油路所建立的集总参数油温模型完整度和准确度都极高,适应各类冷却工况变化。

5 结论

本文提出了一种基于损耗响应、强化时序循环热量累积过程并考虑强自相关的2阶集总参数油温模型。对高速电机的循环冷却回路展开了详细研究,对电子油泵(EOP)和油水换热器(HE)行为建模以及基于台架测试标定电机功率Map,建立了损耗响应,引入了单位油块概念,提出了时序卷积描述换热过程,实现高低温节点的循环动态耦合和热交换时油温的精确数学描述,并引入油温敏感参数进一步提升模型工况适应能力。最后,电机运行标准的WLTP路谱工况,并在不同冷却水热边界和冷却工况下对模型进行在线测试,平均绝对估计误差在

$1^{\circ}C$ 以内,实现了电动汽车高速电机内实时油冷液温度重构。该模型精度高、适应性强、稳定性好,为油冷电机的精细化热管理提供了可靠的油温热边界和输入,可作为系统冗余提升安全性和可靠性。

参考文献

- [1] 中国汽车工程学会. 节能与新能源汽车技术路线图2.0[M]. 北京:机械工业出版社, 2021.
China Society of Automotive Engineers. Energy-saving and new energy vehicle technology roadmap 2.0[M]. Beijing: China Machinery Industry Press, 2021.
- [2] PARK D, JUNG H S, CHO H J, et al. Design of wireless temperature monitoring system for measurement of magnet temperature of IPMSM[C]. 2018 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC), 2018: 656-661.
- [3] GYFTAKIS K N, SUMISLAWSKA M, KAVANAGH D F, et al. Dielectric characteristics of electric vehicle traction motor winding insulation under thermal aging[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2016, 52(2): 1398-1404.
- [4] 黄波. 纯电动汽车三合一电驱动系统开发与研究[D]. 重庆:重庆大学, 2020.
HUANG B. Development and research of there-in-one electrical drive system for pure EV[D]. Chongqing: Chongqing University, 2020.
- [5] GAI Y, KIMIABEIGI M, CHUAN CHONG Y, et al. Cooling of automotive traction motors: schemes, examples, and computation methods[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019, 66(3): 1681-1692.
- [6] POPESCU M, GOSS J, STATON D A, et al. Electrical vehicles—practical solutions for power traction motor systems[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2018, 54(3): 2751-2762.
- [7] MADONNA V, WALKER A, GIANGRANDE P, et al. Improved thermal management and analysis for stator end-windings of electrical machines[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019, 66(7): 5057-5069.
- [8] LIANG P, CHAI F, SHEN K, et al. Water jacket and slot optimization of a water-cooling permanent magnet synchronous in-wheel motor[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2021, 57(3): 2431-2439.
- [9] BOURGAULT A J, ROY P, GHOSH E, et al. A survey of different cooling methods for traction motor application[C]. 2019 IEEE Canadian Conference of Electrical and Computer Engineering (CCECE), 2019: 1-4.
- [10] 赵兰萍, 江从喜, 徐鑫, 等. 整车运行环境下油冷对外转子轮毂电机温度特性的影响[J]. 汽车工程, 2019, 41(4): 373-380.
ZHAO L P, JIANG C X, XU X, et al. The effects of oil cooling on the temperature field of out-rotor in-wheel motor under vehicle operation environment[J]. Automotive Engineering, 2019, 41(4): 373-380.

(下转第939页)

- lin.2021.004390.
- [3] 工业和信息化部装备工业发展中心,浙江吉利控股集团有限公司.中国汽车产业与技术发展报告[M].北京:电子工业出版社,2021:407.
Equipment Industry Development Center of the Ministry of Industry and Information Technology, Zhejiang Geely Holding Group Co., Ltd. Report on the development of China's automobile industry and technology[M].Beijing: Electronic Industry Press, 2021: 407.
- [4] 朱仲文,汪鑫,江维海,等.氢燃料电池汽车整车集成式热管理系统研究[J].汽车工程, 2023, 45(11):1991-2000.
ZHU Zhongwen, WANG Xin, JIANG Weihai, et al. Research on integrated thermal management system of hydrogen fuel cell vehicle[J]. Automotive Engineering, 2023, 45(11): 1991-2000.
- [5] ZHANG X P, WANG F, FAN X W, et al. Determination of the optimum heat rejection pressure in transcritical cycles working with R744/R290 mixture [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 54 (1) : 176-184. DOI: 10.1016/j. appltherm-leng.2013.02.006.
- [6] DAI B, YANG H, LIU S, et al. Hybrid solar energy and waste heat driving absorption subcooling supermarket CO₂ refrigeration system: energetic, carbon emission and economic evaluation in China[J].SolarEnergy, 2022.DOI:10.1016/j.solener.2022.10.009.
- [7] PURJAM K M T. Thermodynamic modeling of an improved transcritical carbon dioxide cycle with ejector: aiming low-temperature refrigeration [J]. Applied Thermal Engineering: Design, Processes, Equipment, Economics, 2021, 188(1).
- [8] 孙志利.热泵系统用二氧化碳混合制冷剂的理论分析与实验研究[D].天津:天津大学[2024-08-22].
SUN Zhili. Theoretical analysis and experimental research on carbon dioxide mixed refrigerants for heat pump systems [D]. Tianjin: Tianjin University, 2024.
- [9] WU Jianhua, DUAN Jyuan, LI Xiaoyan, et al. Experimental study on the oil return characteristics of miscible or partially miscible oil in R290 room air conditioners [J]. Applied thermal engineering: Design, Processes, Equipment, Economics, 2021, 182(1).
- [10] PUROHIT N. CO₂ Refrigeration system in warm climate: experimental investigation, parameter optimization and supermarket application [J]. 2018. DOI: 10.13140/RG.2.2.32893.61923.
- [11] LIU C, ZHANG Y, GAO T, et al. Performance evaluation of propane heat pump system for electric vehicle in cold climate [J]. International Journal of Refrigeration, 2018:S0140700718303165-. DOI:10.1016.
- [12] 黄广燕,邹慧明,唐明生,等.R290电动汽车热泵空调性能实验研究[J].制冷学报,2020,41(6):40-46.
HUANG Guangyan, ZOU Huiming, TANG Mingsheng, et al. Experimental study on the performance of R290 heat pump air-conditioning system for electric vehicles [J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(6): 40-46.
- [13] ZHANG Y, LIU C, WANG T, et al. Leakage analysis and concentration distribution of flammable refrigerant R290 in the automobile air conditioner system [J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 110: 286-294.

~~~~~  
(上接第930页)

- [11] PARK M H, KIM S C. Thermal characteristics and effects of oil spray cooling on in-wheel motors in electric vehicles [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 152: 582-593.
- [12] LIU C, XU Z Y, GERADA D, et al. Experimental investigation on oil spray cooling with hairpin windings [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2020, 67(9): 7343-7353.
- [13] ZHANG F Y, GERADA D, XU Z Y, et al. A thermal modeling approach and experimental validation for an oil spray-cooled hairpin winding machine [J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2021, 7(4): 2914-2926.
- [14] LIU C, GERADA D, XU Z Y, et al. Estimation of oil spray cooling heat transfer coefficients on hairpin windings with reduced-parameter models [J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2021, 7(2): 793-803.
- [15] HOFFMANN F, BENDER J, PARCHE M, et al. Local heat transfer coefficient measurements on shaft spray cooled end windings [J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2024, 60 (4): 5931-5940.
- [16] BOGLIETTI A, COSSALE M, POPESCU M, et al. Electrical machines thermal model: advanced calibration techniques [J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2019, 55 (3) : 2620-2628.
- [17] 李兆宗,张硕,张承宁.基于遗传算法的车用轴向磁通电机温度模型优化[J].汽车工程, 2023, 45(4): 609-618.  
LI Z Z, ZHANG S, ZHANG C N. Optimization of temperature model in axial flux motor based on genetic algorithm for EVs [J]. Automotive Engineering, 2023, 45(4): 609-618.
- [18] IM S Y, LEE T G, KIM K W, et al. Thermal modeling with surrogate model-based optimization of direct oil cooling heat transfer coefficient for HEV motor [J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2024, 60(1):332-342.
- [19] Road vehicles-functional safety: ISO 26262-1:2018[S]. 2018.