

# 增程式混动汽车冷却系统控制策略

封金凤<sup>1</sup>, 陈晓飞<sup>2</sup>, 刘长振<sup>2</sup>, 白书战<sup>1\*</sup>

1. 山东大学 能源与动力工程学院, 山东 济南 250061; 2. 中国北方发动机研究所, 天津 300400

**摘要:**为降低增程式电动汽车冷却系统的总功耗,分析水泵和风扇功率分配对冷却效果的影响,在保证冷却效果的前提下,计算不同散热量和风速下功耗最低的水泵与风扇的转速组合;在 Simulink 中搭建冷却系统的控制模型,优化设计冷却系统控制策略并进行仿真试验。仿真结果表明:相比传统固定转速比的冷却系统控制策略,在 1 次增程器开启、关闭过程中,优化后的发动机冷却系统可节能 9.51%;在新标欧洲循环测试下,优化后的电机冷却系统可节能 25.64%。

**关键词:**增程式混动汽车;最小总功耗;冷却系统;控制策略

**中图分类号:**U469.72

**文献标志码:**A

**文章编号:**1673-6397(2022)06-0029-08

**引用格式:**封金凤,陈晓飞,刘长振,等.增程式混动汽车冷却系统控制策略[J].内燃机与动力装置,2022,39(6):29-36.

FENG Jinfeng, CHEN Xiaofei, LIU Changzhen, et al. Control strategy of cooling system for extended-range hybrid vehicle[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2022, 39(6): 29-36.

## 0 引言

近年来,随着能源短缺、原油价格持续上涨、环境污染等问题的凸显,人们对新能源汽车技术研发和产业化的关注越来越多<sup>[1]</sup>。纯电动汽车在行驶过程中有零排放的优势,但电池价格昂贵、续航里程短、充电时间长、充电不便利等缺点极大地限制了纯电动汽车的普及<sup>[2]</sup>。与纯电动汽车相比,配置增程器的混合动力汽车续航里程长,电池性能要求低;与传统燃油车相比,混合动力汽车燃油经济性好<sup>[3]</sup>。因此在汽车发展的转型期,混合动力汽车是目前理想的过渡产品。

混合动力汽车存在能源转换效率低的问题<sup>[4]</sup>,制定合理有效的能量管理策略对混合动力汽车至关重要。能量管理策略主要分为基于规则、基于优化及基于学习 3 类<sup>[5]</sup>,目前基于规则的控制策略应用较广泛,如恒温器型控制策略、功率跟随控制策略、电力辅助型控制策略、定点控制策略<sup>[6-8]</sup>等。苗强等<sup>[9]</sup>针对恒温器型控制策略在某些时刻点惩罚函数取值不合适问题,提出了一种可变荷电状态(state of charge, SOC)参照的能量管理策略,在维持电量平衡方面取得了与基于固定 SOC 参照的等效燃油最小控制策略相同的结果,避免了因惩罚力度过大引起的燃油消耗量增加。贺俊杰等<sup>[10]</sup>研究了一种基于模糊控制的功率跟随和恒温器相结合的能量管理策略,在 Matlab/Simulink 和 AVL CRUISE 中分别建立控制系统模型和增程式电动汽车整车模型,可以快速、准确地响应电动汽车动力性需求,并保证动力电池组 SOC 的稳定性,有效改善了增程器的效率和排放。

本文中对水泵、风扇这两大耗电元件的水阻及风阻功耗进行计算,分析冷却系统最小总功耗;针对不

收稿日期:2022-09-04

基金项目:山东省重点研发计划项目(2020CXGC010406、2019JZZY010912);稳定支持项目(WDZC-2019-XXDL-03)

第一作者简介:封金凤(1997—),女,山东泰安人,硕士研究生,主要研究方向为新能源汽车技术,E-mail:823037454@qq.com。

\*通信作者简介:白书战(1979—),男,山东莘县人,工学博士,教授,主要研究方向为内燃机燃烧与排放控制技术、整机开发与可靠性技术及新能源汽车技术,E-mail:baishuzhan@sdu.edu.cn。

同运行工况,利用 GT-Cool 软件对水泵、风扇进行功耗仿真,在 Simulink 中搭建控制模型,判断不同运行工况下冷却系统水泵及风扇的最小功耗,实现冷却系统控制。

## 1 冷却系统功耗计算

热管理系统的首要控制目标是确保出口水的温度在合理范围。冷却系统消耗的功率主要包括水泵和风扇消耗的功率。

水泵消耗的功率<sup>[11]</sup>

$$P_w = \frac{q_{m,w} p_w}{\eta_w}, \quad (1)$$

式中:  $q_{m,w}$  为水泵质量流量, kg/s;  $p_w$  为水泵泵水压力, Pa;  $\eta_w$  为水泵总效率。

风扇供气压力,即冷却系统空气通道的阻力

$$p_a = p_R + p_L, \quad (2)$$

式中:  $p_R$  为散热器的阻力, Pa;  $p_L$  为除散热器外所有空气通道的阻力, Pa, 对于一般的汽车,  $p_L = a p_R$ ,  $a = 0.4 \sim 1.1$ 。

风扇所消耗的功率

$$P_a = \frac{q_{m,a} p_a}{\eta_a}, \quad (3)$$

式中:  $q_{m,a}$  为风扇质量流量, kg/s;  $\eta_a$  为风扇总效率。

冷却系统总功耗

$$P = P_w + P_a. \quad (4)$$

由式(1)~(4)可得:

$$P = \frac{q_{m,w} p_w}{\eta_w} + \frac{a p_R q_{m,a}}{\eta_a}. \quad (5)$$

## 2 冷却系统一维仿真模型建立

以某增程式混动汽车作为计算车型,在 GT-Cool 软件中调用相应模块建立发动机冷却系统模型和电机冷却系统模型,如图 1 所示。

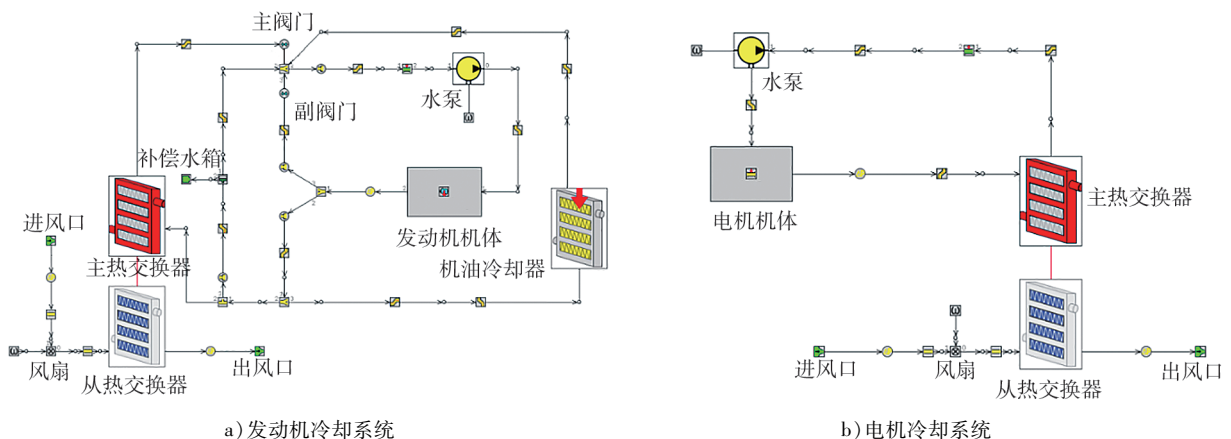


图 1 混动汽车冷却系统模型

由图 1a)可知:发动机冷却系统主要由发动机机体、水泵、风扇、主热交换器、从热交换器、机油冷却

器、补偿水箱等组成。当发动机冷却液温度低时,气缸盖出水口的高温冷却液经副阀门进入水泵,由水泵加压后流入发动机水套。当发动机冷却水温度超过 85 ℃ 时,主阀门打开,副阀门关闭,高温冷却液通过散热器与外界空气进行热交换,经水泵流入发动机水套;补偿水箱可以使冷却系统中水、汽分离,保持系统内压力稳定,缓冲冷却液的热胀冷缩,避免空气进入,减少机件氧化腐蚀;机油冷却器模块用于模拟发动机辅助装置的热量散失情况<sup>[12]</sup>。

由图 1b) 可知:电机冷却系统主要由电机机体、水泵、风扇和散热器等组成,冷却液经电机机体出口进入散热器冷却,再由水泵加压流入电机冷却回路中。电机散热量较小,因此冷却回路中不需使用节温器,使用功率较小的水泵和风扇即可满足冷却需求。

发动机冷却回路与电机冷却回路相互独立,车辆运行过程中,发动机和电机的散热量不断变化。因此需研究不同散热量下 2 个冷却回路中水泵及风扇运行情况对冷却效果的影响,并根据仿真结果制定合理的冷却策略。

### 3 冷却系统控制策略设计与仿真

#### 3.1 计算流程

发动机和电机的散热量确定后,控制出口温度处于合理范围,通过不同的水泵和风扇转速组合可以达到几乎相同的冷却效果。因此,确定热源散热量后,利用 GT-Cool 中的试验设计 (design of experiment, DoE) 仿真得到符合冷却要求的不同水泵和风扇转速组合,选择能够达到冷却系统最小功耗的最优组合,实现不同散热量下冷却系统控制。考虑风速对风扇进风量的影响,匹配计算过程如图 2 所示。

#### 3.2 功率分配对总功耗的影响

增程式混合动力汽车的增程器仅在动力电池电量较低时开启,且发动机只在充电过程时工作。汽车在新标欧洲循环测试 (new European driving cycle, NEDC) 工况运行时,1 次充电过程中发动机散热量随时间的变化情况如图 3 所示。由图 3 可知:发动机的散热量主要为 12.1、20.4、30.9 kW。

电机散热量与电机转速相关,电机转速受整车需求功率影响,车辆在不同运行工况时电机的散热量不同。1 个 NEDC 循环中电机散热量的变化如图 4 所示。由图 4 可知:电机散热量为 0~5.8 kW,远小于发动机散热量,选取电机散热量为 2、4、6 kW 进行研究。

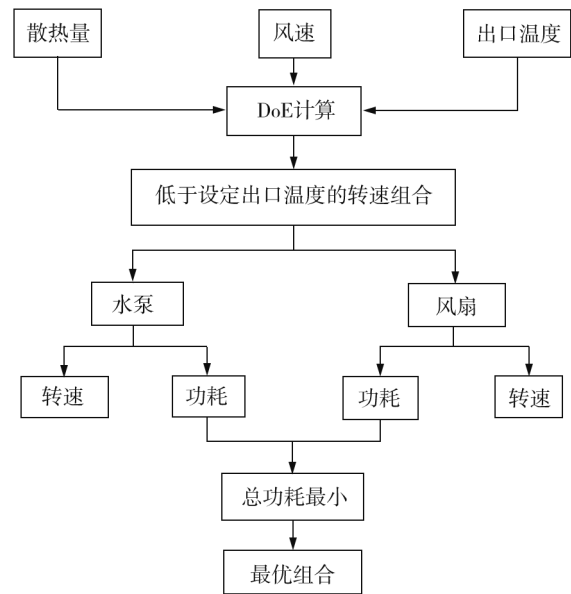


图 2 冷却系统计算匹配过程图

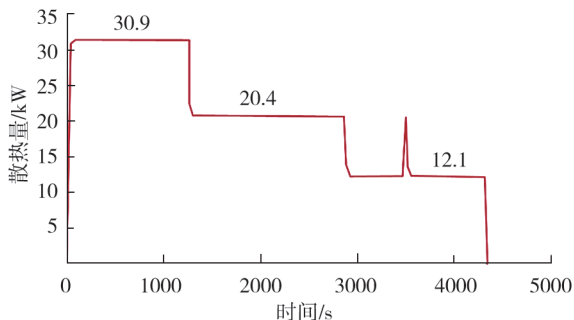


图 3 发动机散热量随时间的变化情况

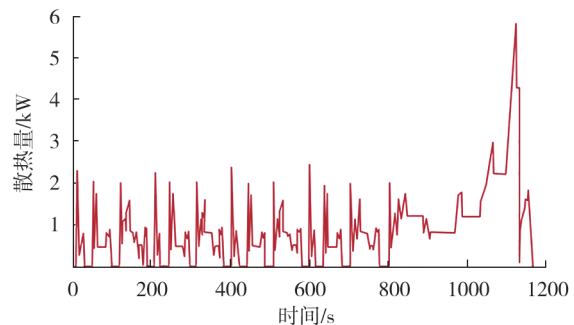


图 4 电机散热量随时间变化情况

考虑到风扇迎风冷却现象,在仿真模型中引入风速模块,汽车行驶速度变化时,相对风速随之变化。为简化计算过程,仿真过程中认为风力等级为0,即风速和车速大小相等。在NEDC中车速为0~120 km/h,以此作为风速的变化范围。为保证发动机和电机正常运行,发动机出口温度应保持在90~95 °C,电机出口温度不高于40 °C<sup>[13]</sup>。

以发动机冷却系统为研究对象。设置水泵和风扇的转速范围,每组进行50次试验,系统根据所选的匹配方式得出二者的转速组合,在满足发动机出口温度的要求下,获得不同转速组合下水泵及风扇耗功情况。不同的散热量下,水泵和风扇转速范围如表1、2所示。

表1 不同散热量下水泵转速

散热量/kW	转速/(r·min <sup>-1</sup> )
12.1	1500~2000
20.4	2500~3000
30.9	4000~5000

表2 不同散热量下风扇转速

散热量/kW	转速/(r·min <sup>-1</sup> )
2	2000~3000
4	3000~3500
6	4000~5000

不同散热量和风速下,冷却附件功耗变化情况相似。随着散热量的降低,冷却附件总功耗下降。在同一散热量下,存在总功耗最小的转速组合。由于市区车速约为40 km/h,因此以风速为40 km/h为例,通过DoE计算筛选出发动机出口水温为93 °C的转速组合,研究不同散热量下水泵和风扇的功率分配对总功率的影响,不同散热量下风扇功率和总功率随水泵功率的变化如图5所示。

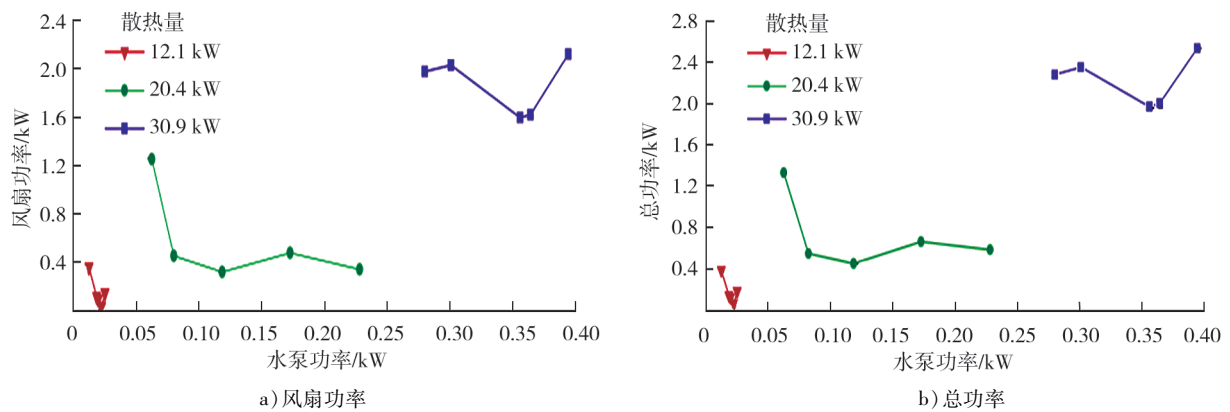


图5 不同散热量下总功率和风扇功率随水泵功率的变化情况

如图5可知:随着冷却系统散热量降低,风扇功耗与冷却系统总功耗都有所降低。由于水泵功耗较低,冷却系统总功耗与风扇功耗变化趋势相似;相同散热量时,随着水泵功耗增加,风扇及冷却系统总功耗先下降后上升,其中最低点即为所求最小功耗点<sup>[14]</sup>。对比最大功耗点,散热量为12.1、20.4、30.9 kW时风扇功耗分别降低90%、74%、25%,冷却系统总功耗分别降低84%、66%和22%,散热量越小,由功率分配带来的节能潜力越大。

### 3.3 冷却系统最小功耗表

根据表1中的冷却系统散热量及风扇、水泵转速范围,通过DoE计算不同风速下冷却系统中满足冷却需求的风扇及水泵转速,得到最小总功耗转速组合。

发动机冷却系统不同散热量及风速的水泵、风扇转速及总功耗如表3所示。由表3可知:散热量相同时,随风速增大,冷却系统总功耗逐渐降低,风扇迎风加强空气与散热器热交换;当发动机冷却系统散热量较低时,风扇转速较高,冷却效果明显,转速最高为3415 r/min;当发动机冷却系统散热量升高至30.9 kW时,受散热器尺寸限制,提升风扇转速无法有效冷却高温冷却液。此时,需提升水泵转速,保证冷却液有效流通,达到冷却效果。

表 3 发动机冷却系统不同散热量及风速下的水泵、风扇转速及总功耗

风速/(km·h <sup>-1</sup> )	水泵转速/(r·min <sup>-1</sup> )			风扇转速/(r·min <sup>-1</sup> )			总功耗/kW		
	散热量	散热量	散热量	散热量	散热量	散热量	散热量	散热量	散热量
	12.1 kW	20.4 kW	30.9 kW	12.1 kW	20.4 kW	30.9 kW	12.1 kW	20.4 kW	30.9 kW
20	1913	2921	4959	2069	3408	4178	0.30	1.12	2.29
40	1974	2921	4900	2115	3408	4082	0.28	1.09	2.10
60	1732	2806	4998	2194	3415	4048	0.26	1.05	2.04
80	1901	2806	4912	2077	3415	4016	0.24	0.99	1.91
100	1900	2806	4556	2211	3415	4001	0.23	0.96	1.70
120	1587	2904	4001	2647	3305	4556	0.18	0.94	1.63

电机冷却系统不同散热量及风速下的水泵、风扇转速及总功耗如表 4 所示。

表 4 电机冷却系统不同散热量及风速下的水泵、风扇转速及总功耗

风速/(km·h <sup>-1</sup> )	水泵转速/(r·min <sup>-1</sup> )			风扇转速/(r·min <sup>-1</sup> )			总功耗/kW		
	散热量	散热量	散热量	散热量	散热量	散热量	散热量	散热量	散热量
	2 kW	4 kW	6 kW	2 kW	4 kW	6 kW	2 kW	4 kW	6 kW
20	390	932	2482	0	1243	1657	0.292	122.000	228.000
40	300	740	1436	0	1356	1842	0.137	118.000	207.000
60	290	711	1327	0	1594	1871	0.122	97.200	152.000
80	290	631	1185	0	1815	1853	0.122	91.900	116.000
100	290	650	1074	0	0	2116	0.122	1.140	107.000
120	290	600	998	0	0	2586	0.122	0.938	74.400

由表 4 可知:电机冷却系统散热量少,冷却系统总功耗低;受风速影响,总功耗随风速的升高而降低。当冷却系统散热量降低至 2 kW 时,只需水泵低速运转保证冷却液流动即可满足冷却效果;当散热量较高风速较低时,需提高水泵转速保证冷却液与散热器间的热交换。

### 3.4 冷却系统控制策略设计

当增程式电动汽车运行在不同工况时,针对电机和发动机的即时散热量,通过主动干扰的方式调节水泵和风扇转速,使二者在达到冷却效果的前提下,在任何工况下都工作在最小功耗点。为达到这一目的,在 Simulink 中搭建控制模型,计算和控制水泵及风扇的转速。Simulink 接受来自 GT-Suite 的散热量和风速信息后,计算对应的水泵和风扇转速,反馈给 GT-Suite 完成对二者的控制<sup>[15]</sup>,Simulink 控制模型如图 6 所示。

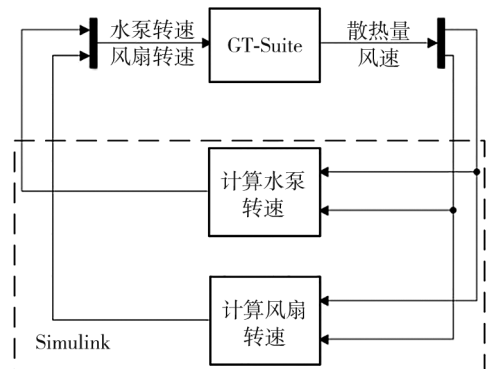


图 6 Simulink 控制模型

## 4 冷却系统仿真结果分析

### 4.1 发动机冷却系统

传统冷却系统中,水泵和风扇与发动机机械连接,二者转速与发动机转速形成固定比<sup>[16]</sup>,为保证冷却效果,设置水泵和风扇转速与发动机转速比分别为 1.4 及 1.3,当汽车在 NEDC 工况下运行时,在 1 个

充电过程中,优化前(传统逻辑控制)、后水泵和风扇转速随时间的变化如图7所示。

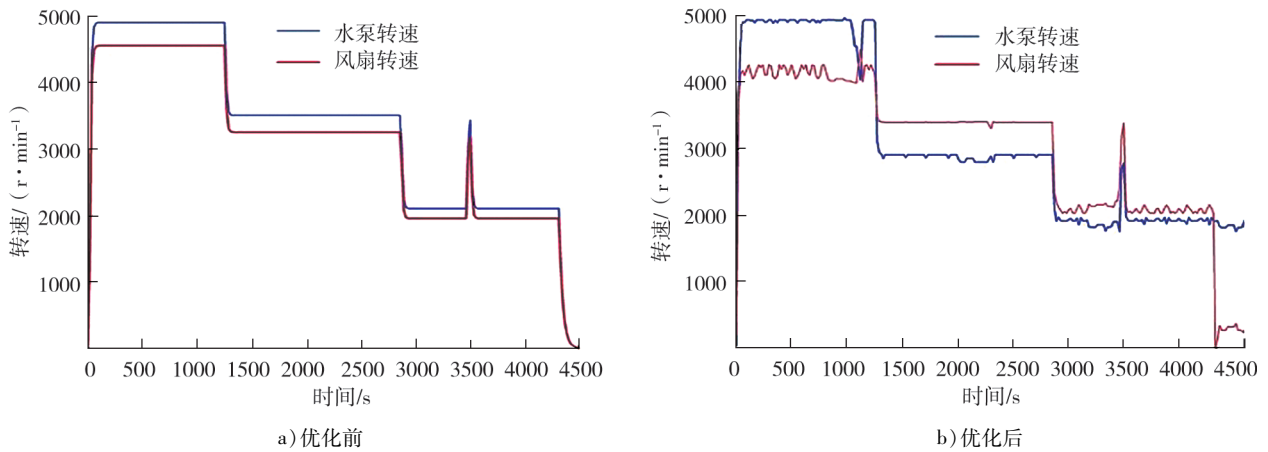


图7 发动机水泵转速和风扇转速随时间变化

由图7可知:优化后的水泵和风扇转速明显降低,当发动机散热量为20.4、12.1 kW时(如图3所示),水泵转速明显降低,小于风扇转速,在满足散热量要求的情况下,大大减少了水泵的功耗。

设置冷却液初始温度为75℃,优化前、后发动机出口温度随时间的变化情况如图8所示。由图8可知:控制风扇及水泵转速后,发动机出口温度在90.1~95.8℃内波动,达到冷却系统出口温度控制要求<sup>[17]</sup>。对比传统冷却方式,优化后的发动机出口温度波动更小,避免了过度冷却,在1500~3000 s范围内尤其明显。

经计算,在一次充电过程中发动机有效做功66 321.80 kJ,优化前冷却附件消耗总功为5 682.88 kJ,优化后冷却附件消耗总功为5 136.51 kJ,分别占发动机总功的8.57%和7.74%,优化后的冷却系统对比传统冷却系统节能9.61%。

#### 4.2 电机冷却系统

以1个NEDC循环为例,分析电机冷却系统工作情况。在传统冷却系统中,水泵和风扇转速与电机转速之比分别为0.8和0.3,优化前、后水泵和风扇转速变化如图9所示。

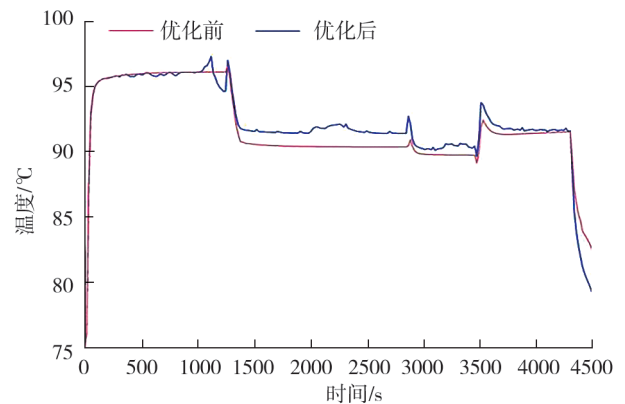


图8 优化前、后发动机出口温度随时间变化曲线

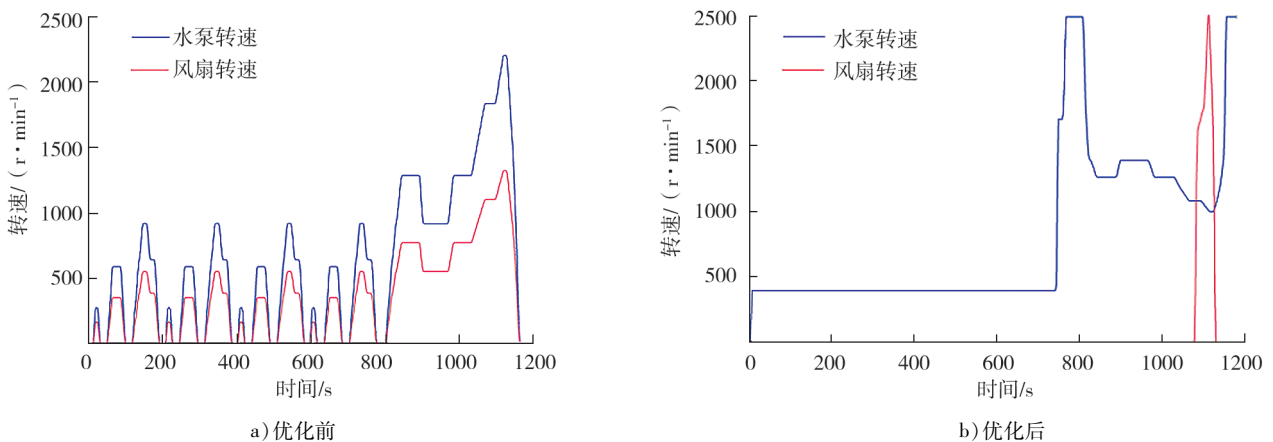


图9 电机水泵转速和风扇转速随时间变化

由图9可知:由于电机散热量小,风扇迎风冷却效果明显,所以当散热量过小或风速足够快时,风扇无需开启,只需水泵低速转动以保证冷却液流动即可达到冷却效果。

优化前、后电机出口温度变化情况如图10所示。由图10可知,虽然优化后电机出口温度在大部分情况下高于优化前,但仍低于40℃,满足电机正常工作需要。经计算,在1个NEDC循环中,优化前电机冷却系统消耗功24.06 kJ,优化后消耗功17.89 kJ,节能25.64%。

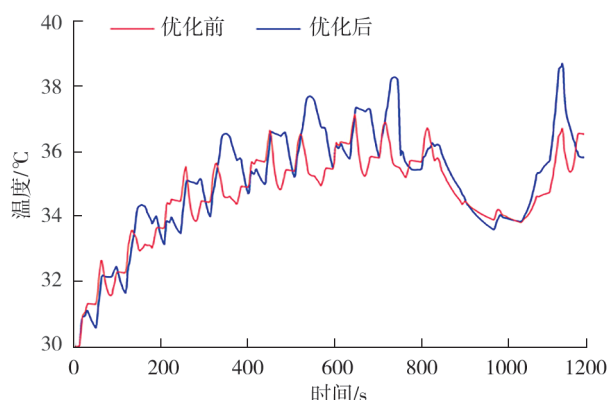


图10 优化前、后电机出口温度随时间变化

## 5 结语

分析了增程式电动汽车冷却过程中水泵和风扇的功率计算过程,计算了发动机和电机在不同散热量、不同风速时对应的最优水泵风扇转速组合。以此为基础在 Simulink 中建立了水泵和风扇转速的控制模型,完成了 Simulink 和 GT-Suite 的联合仿真。分析仿真结果发现,优化后的发动机冷却系统和电机冷却系统可节能9.51%和25.64%。

### 参考文献:

- [1] TATE E D, HARPSTER M O, SAVAGIAN P J. The electrification of the automobile: from conventional hybrid, to plug-in hybrids, to extended-range electric vehicles[J]. SAE International Journal of Passenger Cars Electronic & Electrical Systems, 2008, 1(1):156-166.
- [2] 李永亮,黄英,王绪,等. 增程式电动汽车动力系统参数匹配及控制策略优化[J]. 汽车工程学报, 2021, 11(3): 177-190.
- [3] 唐小林,陈佳信,刘腾,等. 基于深度强化学习的混合动力汽车智能跟车控制与能量管理策略研究[J]. 机械工程学报, 2021, 57(22):237-246.
- [4] 胡悦. 混合动力电动汽车控制系统设计与能量管理策略研究[D]. 深圳:中国科学院大学(中国科学院深圳先进技术研究院),2018.
- [5] TRAN D D, VAFAEIPOUR M, BAJHDADI M E, et al. Thorough state-of-the-art analysis of electric and hybrid vehicle powertrains: topologies and integrated energy management strategies[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2019, 119:1-29.
- [6] YU Y, JIANG J, MIN Z, et al. Research on energy management strategies of extended-range electric vehicles based on driving characteristics[J]. World Electric Vehicle Journal, 2020, 11(3):54.
- [7] 左义和,项昌乐,闫清东. 基于功率跟随的混联混合动力汽车控制策略[J]. 农业机械学报, 2009, 40(12):23-29.
- [8] 邓智辉,陈勇,霍为炜. 增程式电动公交车能量管理策略及能耗分析[J]. 计算机仿真, 2021, 38(10):170-175.
- [9] 苗强,孙强,白书战,等. 基于能量回收的等效燃油消耗最小策略[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2015, 43(11): 112-118.
- [10] 贺俊杰,王耀南,申永鹏. 电动汽车增程器能量管理策略研究[J]. 控制工程, 2015, 22(4):632-638.
- [11] 杨连生. 内燃机设计[M]. 北京:中国农业机械出版社,1981.
- [12] 褚良宇. 汽车发动机冷却系统故障诊断方法研究[D]. 重庆:重庆邮电大学,2019.
- [13] 周冕,何闻莺. 浅谈电动汽车冷却系统设计及电机最优冷却温度控制[J]. 南方农机, 2019, 50(15):50.
- [14] 董桥桥. 混合功力总成热管理系统优化设计[D]. 杭州:浙江大学,2019.
- [15] 安阳. 基于前馈的 PEMFC 热管理系统融合温控策略研究[D]. 秦皇岛:燕山大学,2020.
- [16] 盛德号,崔海梁,李洪,等. 发动机电控水泵冷却系统的设计与试验研究[J]. 流体机械, 2012, 40(4):5-9.
- [17] 曾宇航,石秀勇,张楠. 关键零部件对发动机冷却系统功耗影响研究[J]. 内燃机与动力装置, 2016, 33(2):17-23.

## Control strategy of cooling system for extended-range hybrid vehicle

FENG Jinfeng<sup>1</sup>, CHEN Xiaofei<sup>2</sup>, LIU Changzhen<sup>2</sup>, BAI Shuzhan<sup>1\*</sup>

1. School of Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China;

2. China North Engine Research Institute, Tianjin 300400, China

**Abstract:** To reduce the total power consumption of the extended-range hybrid vehicle cooling system, the influence of the power distribution of the water pump and fan on the cooling effect is studied. Under the premise of ensuring the cooling effect, the speed of the pump and fan with the lowest power consumption under different heat dissipation and wind speed is calculated. The control model of the cooling system is built in Simulink to optimize the control strategy, and simulation analysis is carried out. The results show that the optimized engine cooling system can save energy by 9.51% compared with the traditional cooling system control strategy with a fixed speed ratio during the opening and closing process of the primary range extender; under the new European driving cycle (NEDC), the optimized motor cooling system can save energy by 25.64%.

**Keywords:** extended-range hybrid vehicle; minimum power consumption; cooling system; control strategy

(责任编辑:刘丽君)

.....  
(上接第7页)

## Effect of fuel injection parameters on the combustion and emission characteristics of biodiesel-diesel blend

JI Hong<sup>1</sup>, WANG Chuanhou<sup>2</sup>, MENG Fanyan<sup>1</sup>, WANG Baoli<sup>1</sup>, XU Wenke<sup>1</sup>, MENG Jian<sup>1</sup>

1. School of Transportation and Vehicle Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255049, China;

2. Shandong Taikai Automobile Manufacturing Co., Ltd., Taian 271000, China

**Abstract:** In order to study the influence of injection pressure and injection time on the combustion and emission characteristics of waste meal biodiesel blend fuel under low load, a biodiesel-diesel blend fuel (the volume fraction of waste meal biodiesel is 30%, named as B30) is prepared, and a comparison test between pure diesel and B30 is conducted on a high-pressure common rail four cylinder diesel engine. The test results show that when the maximum torque speed is 1540 r/min and the load is 25%, and the injection pressure and injection time conditions are the same, compared with pure diesel, the maximum cylinder pressure and the peak heat release rate of B30 combustion decrease by 0.67% and 0.92% respectively and move backward. Compared with pure diesel, the emissions of CO, THC, Soot, NO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, C<sub>2</sub>H<sub>4</sub> and CH<sub>2</sub>O of B30 mixed fuel are slightly reduced, while NO<sub>x</sub> emissions are increased. With the increase of injection pressure and the advance of injection time, the combustion of B30 is improved, the peak values of maximum cylinder pressure and heat release rate both increase and move forward, the emissions of CO, THC, Soot, NO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, C<sub>2</sub>H<sub>4</sub> and CH<sub>2</sub>O are significantly reduced, and NO<sub>x</sub> emissions are increased.

**Keywords:** waste cooking biodiesel; combustion; emission; injection pressure; injection time

(责任编辑:郎伟锋)