

基于 AMESim 的增程式动力系统冷却装置仿真研究

陈涛^{1,2}, 唐琦军^{1,2*}, 谢欣言^{1,2}, 陈思沅¹, 张大庆¹

1. 湖南农业大学机电工程学院, 湖南 长沙 410128; 2. 湖南大学重庆研究院, 重庆 401135

摘要:为控制增程式动力系统的发动机进气、机体、发电机及控制器的温度,应用 AMESim 软件建立增程式动力系统及其冷却装置的一维仿真模型,仿真分析最大功率工况和最大转矩工况下各冷却回路(柴油机、中冷器、发电机及其控制器)的性能,以及散热器迎风面积、芯体厚度、翅片间距对冷却系统性能的影响;对温度过高的发动机和中冷散热器进行优化,保持发动机和中冷器迎风面积不变,散热器芯体厚度分别增加到 52 mm 和 48 mm,翅片间距均为 2.4 mm。仿真结果表明:增大散热器迎风面积、芯体厚度、减小翅片间距都能提高冷却性能,其中增大迎风面积效果最显著,其次是减小翅片间距和增大散热器芯体厚度;优化后发动机和中冷器进、出水温度符合要求,最大功率工况下,发动机和中冷器出水温度分别比优化前降低 11.0、8.8 °C,有效保障了增程式动力系统的稳定运行。

关键词:AMESim;冷却系统;混合动力;仿真分析

中图分类号:U469.72

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2025)01-0016-08

引用格式:陈涛,唐琦军,谢欣言,等.基于 AMESim 的增程式动力系统冷却装置仿真研究[J].内燃机与动力装置,2025,42(1):16-23.

CHEN Tao, TANG Qijun, XIE Xinyan, et al. Simulation of range-extended powertrain cooling system based on AMESim[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2025,42(1):16-23.

0 引言

随着全球新能源化转型进程的加快,机械设备对混合动力系统的需求持续增长。增程式动力技术通过内燃机发电,电动机输出动力,将内燃机与电动机相结合,可提高燃油利用率、降低排放和减小发动机负荷波动,在专用机械领域具有较大的应用潜力^[1-2]。维持增程式动力系统高效稳定运行的核心是其热管理系统,以及散热器性能。增程式动力系统具有多热源、宽温域、快速变温的特点,对冷却系统提出了更高的要求。冷却系统设计不当,可能导致系统热负荷超限,引发功率衰减、热效率降低,甚至造成热失控等严重故障^[3]。冷却系统的优化设计对增程式动力系统在复杂工况下的稳定运行具有重要意义。

国内外众多学者针对发动机热管理技术开展了研究,研究重点主要集中于发动机冷却系统整体性能分析、散热器对冷却系统性能的影响等^[4]。杨洋等^[5]为提高发动机的冷却能力,利用 KULI 仿真软件对重卡冷却系统进行分析和优化,并进行热平衡计算优化,通过热平衡道路试验进一步验证优化方案的有效性。袁新^[6]利用计算流体动力学技术建立了风扇与散热器的仿真分析模型,结合风洞试验对两者在最佳工况点的冷却能力进行研究,结果表明在最佳工况点下的冷却能力能够满足发动机的需求。目前,关于发动机热管理技术的研究主要集中在传统内燃机冷却系统,对增程式动力系统的散热性能的研究较

收稿日期:2024-12-09

基金项目:湖南省科技创新计划资助项目(2023NK2009);重庆市自然科学基金资助项目(CSTB2022NSCQ-MSX1144)

第一作者简介:陈涛(1998—),男,湖南常德人,硕士研究生,主要研究方向为增程器热管理系统设计,E-mail:18573649815@163.com。

*通信作者简介:唐琦军(1985—),男,长沙人,工学博士,副教授,主要研究方向为增程器热管理系统设计,E-mail:tangqijun293@126.com。

少。本文中以某增程器为研究对象,利用 AMESim 软件建立增程式动力系统冷却系统模型,模拟不同工况下热流体的传递和散热过程,针对发动机和中冷器温度过高的问题,分析散热器关键参数对散热器性能的影响规律,提出散热器的优化方案,避免了发动机发生“开锅”现象,提高了冷却系统的散热效率与热稳定性,保障发动机稳定运行。

1 冷却系统基本结构与工作原理

冷却系统主要包括发动机、水泵、节温器、中冷器、散热器和风扇等。研究用增程器冷却系统采用 3 条独立的冷却回路,分别管理发动机、中冷器、发电机及控制器的热负荷,各回路通过液冷循环系统实现热量的高效转移^[7-8]。冷却液在发动机回路内循环,经发动机水套吸收热量后,流向散热器的专用冷却区域,与外界空气进行热交换,冷却液降温后再循环返回发动机,维持发动机工作温度稳定。中冷器回路主要对空气增压后的进气进行温度管理,冷却液通过中冷器吸收压缩空气的热量,使其温度降低,保证进入发动机气缸的空气密度和燃烧效率^[9]。发电机及其控制器回路冷却电子控制单元,防止工作时产生的热量积聚导致电子控制单元性能下降或故障。通过三合一散热器集成设计,将三个回路的散热功能集成于单一组件中,优化了系统的布局与散热效率。不同回路根据热负荷分别布置于散热器的特定区域,同时通过优化风道设计,保证了空气流动的均匀性和热交换效率^[10]。

2 冷却系统建模与验证

基于 AMESim 一维仿真软件搭建冷却系统模型,结果如图 1 所示。冷却系统模型主要包括柴油发动机、水泵、散热器、中冷器、风扇等子模型^[11]。

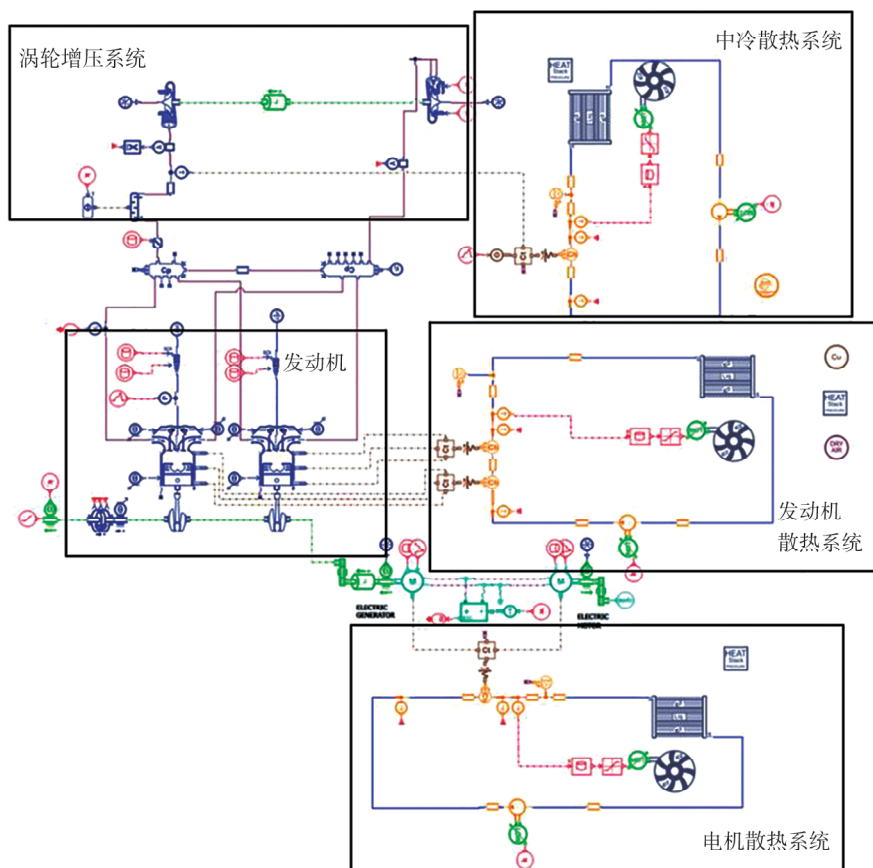


图1 基于 AMESim 的发动机冷却系统模型

2.1 发动机子模型

发动机燃料燃烧产生的热量主要转化为 3 个部分:1)输出的有用功,2)通过发动机水套冷却液带走的热量,3)燃料燃烧后排出气体的热量^[12]。本文中以一台排量为 1.06 L、水平对置、2 缸柴油发动机为研究对象,主要参数如表 1 所示。选用 IFP engin 库中的元件建立详细的发动机子模型。

表 1 发动机主要参数

发动机型号	发动机型式	进气方式	燃油喷射系统	额定功率/kW
M12CR	4 冲程、卧式、水冷	增压中冷	高压共轨	36
额定转速/(r·min ⁻¹)	最大转矩/(N·m)	怠速转速/(r·min ⁻¹)	外特性最低比油耗/[g·(kW·h) ⁻¹]	控制系统电压/V
3 800	120	1 500	225	12/24

采用经验公式结合燃料特性和发动机参数计算发动机换热量,以 kW 为单位的换热量 Q_1 的数值

$$\{Q_1\} = 3\,600a_0\{b_e\}\{P\}\{H_n\}, \quad (1)$$

式中: a_0 为发动机散热量与燃料总热量的比,对于柴油机, $a_0=0.18\sim 0.25$,本文中 $a_0=0.25$; $\{b_e\}$ 为以 kg/(kW·h) 为单位的发动机的燃油消耗率 b_e 的数值,查内燃机性能参数表可得, $\{b_e\}=0.25$; $\{P\}$ 为以 kW 为单位的发动机功率 P 的数值; $\{H_n\}$ 为以 kJ/kg 为单位的燃料低热值 H_n 的数值。

经计算, $Q_1=26.9$ kW。

2.2 散热器子模型

散热器为彼此独立的三合一集成式,通过内部的纵向流水结构经翅片将热量传导至空气中,后方的风扇吸入气流强制空气流动,散热器模型选用 AMESim 软件中 HEAT 库中的 HEATRAD2001 元件。膨胀水箱通过水位变化调节系统压力,选用 Thermal Hydraulic 库中的 TFAC000 元件。膨胀水箱与换热器之间连接热压阻力元件,用于模拟冷却液在管道中流动时由于摩擦、流动阻力或热传导引起的温度变化和压力损失^[13],选用 hydraulic Resistance 库中的 TFL001R 元件。散热器模型的基本参数如表 2 所示。

表 2 散热器参数

部件	长度/mm	宽度/mm	高度/mm	翅片间距/mm	迎风面积/m ²
发动机散热器	620	680	50	2.8	42.2
中冷散热器	540	320	47	2.8	17.3
电机散热器	510	240	42	2.8	12.2

该散热器模型利用气-液交换器模拟换热,单位时间内散热器中空气与冷却液的换热量

$$Q_r = A_e U(t_{in} - t_{out}), \quad (2)$$

式中: A_e 为散热器的交换面积, m²; U 为对流传热系数, W/(m²·℃); t_{in} 、 t_{out} 分别为散热器进水和出水温度,℃。

对流传热系数的数值

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\{k_m\}} + \frac{1}{a_a\{q_{m,a}\}^{b_a}} + \frac{1}{a_f\{q_{m,f}\}^{b_f}}}, \quad (3)$$

式中: $\{k_m\}$ 为以 W/(m·℃) 为单位的散热器管道的导热系数 k_m 的数值; $\{q_{m,a}\}$ 、 $\{q_{m,f}\}$ 分别为以 kg/h 为单位的空气和冷却液的质量流量 $q_{m,a}$ 、 $q_{m,f}$ 的数值, $q_{m,a}$ 在一定范围内随散热器迎风面积和翅片间距的增大而增大, $q_{m,f}$ 随迎风面积的增大和翅片间距的减小而增大,但芯体厚度对 $q_{m,a}$ 、 $q_{m,f}$ 的影响相反,需要根据设计目标权衡两者的影响; a_a 、 b_a 为空气侧的对流修正因数; a_f 、 b_f 为冷却液侧的对流修正因数, a_a 和 a_f

随芯体厚度的增大和翅片间距的减小而增大,对迎风面积的变化不敏感; b_a 和 b_r 为指数修正因子,是通过试验或理论推导得到的经验参数,通常在 0.6~0.8 变动。

2.3 电机子模型

发电机将发动机的机械能转化为电能为动力电池组充电,同时减少发动机直驱的负载波动,提高系统在不同工况下的燃油经济性和电力管理效率。发电机子模型选用 IFP DRIVE 库中的 DRVEM03 元件,能够精确模拟电机驱动与能量回收过程,是一个完善的机电能量双向转换系统,特别适用于混合动力系统能量优化、电机-变流器匹配性分析等研究场景^[14]。电机的换热公式为:

$$Q_e = P_{\text{loss}} = M\omega(1 - \eta), \quad (4)$$

式中: Q_e 为由机械损耗转化的热量,kW; P_{loss} 为功率损耗,kW; M 为施加在旋转负载上的力矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; ω 为旋转角速度,rad/s; η 为系统的机械效率,表示机械能转化为有效功的比例。

电机控制器的机械部件较少且运行工况相对稳定,其换热量可应用功率损耗法估算得到,换热公式为:

$$Q_c = \frac{P_{\text{out}}}{\eta_{\text{MCU}}}(1 - \eta_{\text{MCU}}), \quad (5)$$

式中: P_{out} 为电机控制器的输出功率,kW; η_{MCU} 为电机控制器的工作效率。

由式(4)(5)可得电机总成的总换热量为 4.7 kW。

2.4 涡轮增压器子模型

涡轮增压器可以增大进气压力,提高发动机效率,涡轮增压器用 engine 库中的 TURBSS01V01 涡轮元件和 COMP01V01 压气机元件建模,通过共轴连接^[15]。压气机压缩后的热空气为中冷器冷却的主要热源,结合经验公式计算出换热量为 9.6 kW。

压气机产生的热量

$$Q_T = q_m c_p (T_2 - T_1), \quad (6)$$

式中: q_m 为空气的质量流量,kg/s; c_p 为空气的比热容,kJ/(kg·K); T_1 为进气温度,K; T_2 为压气机出口温度,K。

2.5 模型验证

本文中采用文献[12]中提供的发动机冷却系统热平衡试验对模型的准确性进行验证。该试验通过搭建风洞试验台对散热器的实际性能进行测试,试验工况为:散热器进口冷却液温度为 88.6 °C,水的质量流量为 1.62 kg/s,空气侧进风温度为 29.0 °C,风速为 8.01 m/s。本文中基于相同的工况进行仿真,将仿真结果与文献[12]中的试验数据进行对比,结果如表 3 所示。由表 3 可知:仿真与试验的出水温度、出风温度、风的质量流量、换热量非常接近,表明模型能够准确反映散热器的热交换性能。

表 3 仿真结果与试验结果对比

数据类型	出水温度/°C	出风温度/°C	风的质量流量/(kg·s ⁻¹)	换热量/kW
试验	83.20	51.80	1.64	36.94
仿真	84.17	50.12	1.50	33.04

3 冷却系统仿真分析与优化

3.1 仿真工况设定

设计 2 种试验工况:发动机最大功率工况(工况 1)和最大转矩工况(工况 2),各工况的具体参数如表 4 所示。利用设计的模型全面评估增程式动力系统冷却系统在各工况下,特别是在高负荷工况下的冷却性能,确保发动机运行在合适的温度区间,保持良好的动力性能。

表 4 仿真工况参数

工况	环境温度/℃	转速/(r·min ⁻¹)	车速/(km·h ⁻¹)	环境压力/kPa
1	30	3 300	35	101.3
2	30	2 800	25	101.3

3.2 仿真结果分析

通过散热器的进出水温度、温差变化评估该散热器的冷却能力。工况 1 下发动机散热器和中冷散热器的进、出水口温度变化分别如图 2、3 所示。

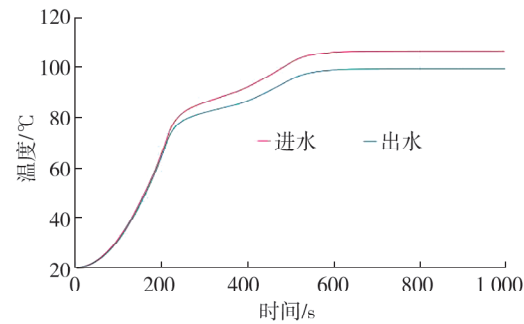


图 2 工况 1 发动机散热器进出水口温度变化

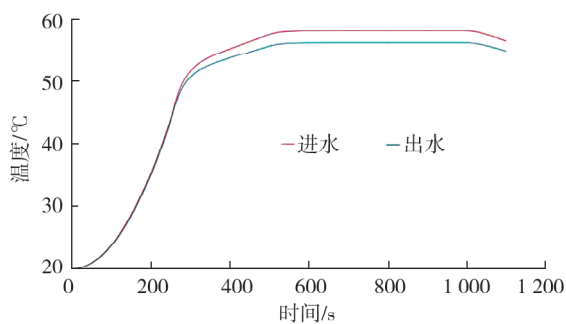


图 3 工况 1 中冷散热器进出水口温度变化

由图 2 可知:1)在最大功率工况下,经过 500 s 后散热器进、出水温度趋于稳定,原因是发动机起动后逐渐升温,节温器初始关闭,冷却液只在内部循环,当温度升高后,节温器打开,冷却液流经散热器进行冷却,直到系统热量传导和散热达到平衡,温度趋于稳定;2)经过 600 s,散热器进口冷却液温度达 106 ℃,出口处温度达到 99 ℃,超出该发动机运行温度不大于 96 ℃的要求,冷却液处于高温高压状态下,冷却液汽化产生的气体大幅降低冷却系统的传热效率,造成发动机机体温度过高,产生“开锅”现象,还会导致零件过热、润滑油变质、材料疲劳加速、燃烧效率降低,最终引发磨损、爆震甚至严重损坏。为避免高温引发的发动机异常运行,在冷却系统设计中,不仅要保证发动机在一般工况中的散热能力,还应保证极端工况长时间运行时的散热能力冗余。

由图 3 可知:运行 500 s,中冷器进水温度接近 60 ℃ 并保持稳定,出水温度达到 55 ℃,超出中冷器工作温度不超过 50 ℃的要求,该中冷器的散热能力满足不了发动机的进气要求。

发电机及控制器的进、出水温度变化趋势与其他部件一致。散热器各工况稳定后的进出水温度、温差及工作温度要求如表 5 所示。

表 5 散热器各工况稳定后温度

部件	工况	进水温度/℃	出水温度/℃	进、出水温差/℃	要求的工作温度/℃
发动机散热器	1	106.2	99.7	6.5	<96
	2	105.3	97.8	7.5	
中冷器散热器	1	57.9	55.8	2.1	<50
	2	57.0	54.2	2.8	
电机/控制器散热器	1	68.3	66.1	2.2	<70
	2	67.4	65.5	1.9	

由表 5 可知:各工况下,散热器进出水温差均较小;最大扭矩工况下的散热器进水温度低于最大功率工况,这是由于最大扭矩工况热效率高、摩擦和泵气损失少,燃烧温度稳定,能量损失少从而废热排出较

少,散热器进出水温差保持在合理范围内;电机总成散热器的进、出水温度满足要求,发动机、中冷器散热器的进、出水温度不满足限值要求,这是因为电机能量转换效率高、工作温度低,热量主要来自电磁和摩擦损耗,热源强度小且稳定;发动机和中冷器因燃烧和压缩空气产生大量热量,导致其散热负荷高。

3.3 冷却系统散热性能优化

散热器、水泵、风扇对冷却系统的散热性能有重要影响,提高风扇转速和选用散热系数更高的散热器能有效提高冷却系统的散热性能,但提高风扇转速显著增加系统功耗,且在散热器表面积不足或气流通道设计不佳的情况下,仅增大气流无法使温度显著降低;提高水泵转速则增加冷却系统的内部压力,增加泄漏或故障的风险^[16]。经研究比较,决定对散热器的迎风面积、芯体厚度、翅片间距 3 个关键参数进行优化,得到散热器芯体的最优方案。

保持建立的 AMESim 冷却系统模型中其他部件参数和各仿真条件不变,分别调整散热器的迎风面积、芯体厚度、翅片间距 3 个参数,在最大功率工况下仿真计算发动机冷却系统的性能,得到运行稳定后发动机、中冷器的进出水温度、温差,结果如表 6~8 所示。

表 6 散热器迎风面积对发动机、中冷器进、出水温度和温差的影响

部件	迎风面积/cm ²	进水温度/℃	出水温度/℃	进、出水温差/℃
发动机	43.42	102.7	94.8	7.9
	42.98	103.6	95.8	7.8
	41.76	106.4	99.3	7.1
中冷器	18.26	54.6	51.9	2.7
	17.88	55.5	52.9	2.6
	16.91	58.0	55.3	2.7

表 7 散热器芯体厚度对发动机、中冷器进、出水温度和温差的影响

部件	芯体厚度/mm	进水温度/℃	出水温度/℃	进、出水温差/℃
发动机	54	103.9	96.2	7.7
	52	104.8	97.5	7.3
	48	107.9	101.0	6.9
中冷器	49	55.8	53.6	2.2
	48	56.8	54.7	2.1
	46	59.2	57.1	2.1

表 8 散热器翅片间距对发动机、中冷器进、出水温度和温差的影响

部件	翅片间距/mm	进水温度/℃	出水温度/℃	进、出水温差/℃
发动机	2.4	103.2	95.5	7.7
	2.6	104.1	96.6	7.5
	3.0	107.1	100.2	6.9
中冷器	2.4	55.1	52.7	2.4
	2.6	56.1	53.7	2.4
	3.0	58.6	56.3	2.3

由表 6~8 可知:当迎风面积和芯体厚度增大时,发动机出水温度和中冷器的进、出水温度呈下降趋势;散热器翅片间距减小,发动机和中冷器的进、出水温度明显下降。增大迎风面积和芯体厚度、减小翅

片间距都有助于提高散热器的热交换能力,与表 5 相比,增大迎风面积对降低发动机温度效果最为明显,发动机和中冷器出水温度分别降低了 4.9、3.9℃;减小翅片间距的效果次之,发动机和中冷器出水温度分别降低了 4.2、3.1℃;增加散热器芯体厚度的效果相较于另外两个因素效果最弱,发动机和中冷器出水温度分别降低了 3.5、2.2℃。

考虑到散热器在保证足够的换热能力的同时,也需要一定的紧凑性,综合比较后优化方案为:发动机和中冷器迎风面积不变,芯体厚度分别增加到 52 mm 和 48 mm,翅片间距减小到 2.4 mm。将优化方案输入仿真模型计算在最大功率、最大扭矩工况下优化后散热器的进、出水温度,如表 9 所示。由表 9 可知:优化后散热器的进、出水温度均符合要求;与表 5 相比,最大功率工况下发动机和中冷器温度降幅较大,发动机进、出水温度分别下降了 11.3、11.0℃,中冷器进、出水温度分别下降了 7.7、8.8℃,符合厂家规定的工作温度。

表 9 优化后散热器的进出水温度、温差

部件	工况	进水温度/℃	出水温度/℃	进出水温差/℃	要求的工作温度/℃
发动机	1	94.9	88.7	6.2	<96
	2	94.0	88.1	6.9	
中冷器	1	50.2	47.0	3.2	<50
	2	49.7	46.2	3.5	

4 结论

1)应用 AMESim 软件建立了增程式动力系统及其冷却装置的一维仿真模型,模型包括柴油发动机、柴油机进气中冷器、柴油机机体冷却系统、发电机及控制器冷却系统;模型的精度较高。

2)合理增大散热器迎风面积、芯体厚度、减小翅片间距都能显著提高冷却系统的性能,其中增加迎风面积效果更为显著,其次是减小翅片间距,增大散热器芯体厚度的效果相对较小。

3)发动机和中冷的散热器优化方案为:发动机和中冷器迎风面积不变,芯体厚度分别增加到 52 mm 和 48 mm,翅片间距减小为 2.4 mm。优化后仿真结果表明:优化后散热器的进、出水温度均符合规定的工作温度要求;最大功率工况下,散热器优化后,发动机和中冷器的出水温度较优化前分别降低了 11.0、8.8℃。

参考文献:

- [1] 张弘强,孙东方,江斌,等. 工程机械车辆发动机冷却系统仿真与优化[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版),2023,46(4):452-457.
- [2] 程浩杰,马彦达,徐亚坤,等. 基于 1D/3D 耦合仿真的某大功率重型货车冷却系统性能研究[J]. 汽车工程,2024,46(6):1125-1135.
- [3] 徐英英,文怀兴,谭礼斌,等. 基于 STAR-CCM+的冷却水套三维仿真分析[J]. 科学技术与工程,2021,21(31):13561-13566.
- [4] 曹博涛,谭礼斌,孙宁,等. 风冷发动机冷却流道设计及散热性能提升[J]. 科学技术与工程,2023,23(35):15084-15090.
- [5] 杨洋,曾锐,冯纯纯. 基于 KULI 的车辆发动机冷却系统性能优化设计[J]. 车辆与动力技术,2021(4):35-39.
- [6] 袁新. 基于 CFD 技术汽车发动机冷却系统匹配性设计[J]. 机械设计与制造,2020(4):156-160.
- [7] 李扬,李鹏,杜少杰. 基于 AMESim 散热器串并联布置对性能影响分析[J]. 机械设计与制造,2021(12):220-223.
- [8] 朱烨,杨章林,贾会星. 基于 AMESim 的发动机冷却系统散热性能研究[J]. 温州大学学报(自然科学版),2021,42(2):37-43.
- [9] 王丹丹,姚鹏飞,田晓光. 汽车发动机冷却系统参数匹配性设计分析[J]. 机械设计与制造,2024(8):294-297.

- [10] 邱越,雷基林,杨雄专,等. 增程式电动汽车动力系统一体化冷却传热分析[J]. 内燃机工程,2024,45(4):47-55.
- [11] 兰文奎,李仕生. 基于 FLUENT 汽车散热器温度场匹配性分析[J]. 机械设计与制造,2020(1):192-195.
- [12] 康勇,郑智锋,郝贤,等. 基于 AMESim 船用柴油机冷却系统优化设计[J]. 工程机械,2024,55(1):211-216.
- [13] GU N, NI J M. Simulation of engine cooling system based on AMESim[C]//Proceedings of 2009 Second International Conference on Information and Computing Science. Manchester UK: IEEE,2009.
- [14] MU H Y, WANG Y Y, YANG C L, et al. Simulation analysis of new energy vehicle engine cooling system based on K-E turbulent flow mathematical model[J]. Energy Engineering, 2023,120(10):2325-2342.
- [15] YUAN Z R, AN T, PAN Y L, et al. Simulation research on parameters matching of vehicle engine cooling system based on AMESim[J]. Journal of Physics: Conference Series,2022,2395(1):012014.
- [16] JADHAV A R, HUJARE D P, HUJARE P P. Design and optimization of gating system, modification of cooling system position and flow simulation for cold chamber high pressure die casting machine[J]. Materials Today: Proceedings, 2021, 46:7175-7181.

Simulation of range-extended powertrain cooling system based on AMESim

CHEN Tao^{1,2}, TANG Qijun^{1,2*}, XIE Xinyan^{1,2}, CHEN Siyuan¹, ZHANG Daqing¹

1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Hunan Agricultural University, Changsha 410128, China;

2. Research Institute of HNU in Chongqing, Chongqing 401135, China

Abstract: In order to control the temperature of the diesel engine intake, engine body, generator and controller of the extended range power system, a one-dimensional simulation model of the extended range power system and its cooling device is established using AMESim software. The working performance of each circuit of the cooling system (diesel engine, inter-cooler, generator and its controller) under maximum power and maximum torque conditions is analyzed. The influence of three factors: the windward area of the radiator, the thickness of the core, and the spacing between fins on the performance of the cooling system is analyzed. The engine and inter-cooler are improved, keeping the windward area of the engine and inter-cooler unchanged, increasing the core thickness to 52 mm and 48 mm respectively, and keeping the fin spacing at 2.4 mm. The simulation results show that increasing the windward area, core thickness, and reducing the fin spacing of the radiator can improve the performance of the cooling system. Among them, increasing the windward area shows a more significant effect, followed by reducing the fin spacing and thickening the radiator core. The optimization plan ensures that the inlet and outlet water temperatures of the engine and inter-cooler meet the requirements, and the outlet water temperatures of the engine and inter-cooler are reduced by 11.0 °C and 8.8 °C respectively, which can ensure the stable operation of the extended range power system.

Keywords: AMESim; cooling system; hybrid; simulation analysis

(责任编辑:臧发业)