

DOI:10.3969/j.issn.1003-5060.2024.03.005

# 内燃叉车冷却系统散热器耦合热分析及优化

唐景春, 吴鑫, 孙东方, 张弘强

(合肥工业大学 汽车与交通工程学院, 安徽 合肥 230009)

**摘要:** 内燃叉车冷却系统由发动机冷却液循环、传动油冷却循环和液压油冷却循环构成, 其性能直接影响着整车的运行稳定性。为提高冷却系统散热性能、降低能耗, 文章利用 AMESim 仿真软件, 建立冷却系统一维仿真模型, 耦合分析发动机散热器的迎风面积和厚度、散热器空间布置型式及冷却液等因素对冷却系统散热性能的影响规律, 进行散热器结构参数的优化。仿真分析和实验研究的结果表明: 优化后的冷却系统, 发动机冷却液散热器的进口温度降低了 1.46 °C; 传动油冷却循环中散热器进口温度降低了 20.29 °C, 进、出口温差提高了 0.35 °C; 液压油冷却循环中散热器的进口温度降低了 9.30 °C。

**关键词:** 冷却系统; 散热器; 一维仿真; 性能实验; 优化设计

中图分类号: TB657.5

文献标志码: A

文章编号: 1003-5060(2024)03-0317-07

## Thermal analysis and optimization of radiator coupling in internal combustion forklift truck cooling system

TANG Jingchun, WU Xin, SUN Dongfang, ZHANG Hongqiang

(School of Automobile and Traffic Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

**Abstract:** The cooling system of internal combustion forklift truck consists of engine coolant circulation, transmission oil cooling circulation and hydraulic oil cooling circulation. Its performance directly affects the running stability of the whole vehicle. In order to improve the heat dissipation performance of the cooling system and reduce energy consumption, a 1D simulation model of the cooling system is established using AMESim. The influence of the windward area and thickness of the engine radiator, the spatial layout of the radiator and the coolant on the heat dissipation performance of the cooling system is analyzed, and the structural parameters of the radiator are optimized. The results of simulation and experimental study show that the inlet temperature of the engine coolant radiator is reduced by 1.46 °C with the optimized cooling system; during the cooling cycle of transmission oil, the inlet temperature of the radiator decreases by 20.29 °C, and the temperature difference between inlet and outlet increases by 0.35 °C; during the hydraulic oil cooling cycle, the inlet temperature of the radiator decreases by 9.30 °C.

**Key words:** cooling system; radiator; 1D simulation; performance experiment; optimization design

## 0 引 言

与传统汽车相比, 叉车机舱内部空间狭小, 各部件的布置较为紧凑<sup>[1]</sup>。发动机、传动系统和液压系统运行时所产生的热量难以散发到外界环境中。因此, 为了整车热平衡温度处于正常水平, 使

得各系统能够平稳正常的工作, 进行叉车冷却系统的耦合热分析具有实际工程意义。

文献[2]通过一维仿真与三维仿真, 模拟军用车辆冷却系统和空调系统; 文献[3]通过对电动汽车热管理系统的仿真模拟, 分析该车在高温环境下的冷却性能; 文献[4]应用 Flowmaster 仿真软

收稿日期: 2022-05-19; 修回日期: 2022-07-04

基金项目: 压缩机技术国家重点实验室(压缩机技术安徽省实验室)开发基金资助项目(SKL-YJSJ201914)

作者简介: 唐景春(1966—), 男, 安徽巢湖人, 博士, 合肥工业大学副教授, 硕士生导师。

件对工程机械发动机热管理系统进行研究分析,对冷却系统进行了优化,解决发动机和液压系统的过热问题;文献[5]应用一维仿真软件 Kuli 分析重型柴油发动机冷却系统在额定功率下的冷却效率。

本文应用理论分析与实验相结合的研究方法,基于 AMESim 一维仿真软件,对额定起重量为 3.5 t 的内燃叉车冷却系统中发动机冷却液循环、传动油冷却循环和液压油冷却循环进行热分析,并提出系统优化方案。

## 1 冷却系统的传热分析

### 1.1 发动机冷却液循环

基于发动机热平衡试验的理论分析,燃料与空气混合后经燃烧过程产生热量,一部分转换为有效功,一部分被冷却液、机油和排气带走散发到外界空气中,其余部分通过油箱底壳、机体和缸盖表面等部件散热<sup>[6]</sup>,该过程满足热平衡方程:

$$Q_F = Q_e + Q_w + Q_{co} + Q_r + Q_s \quad (1)$$

其中: $Q_F$  为燃料燃烧产生的总热量; $Q_e$  为转换为有效功的热量; $Q_w$  为冷却液带走的热量; $Q_{co}$  为机油带走的热量; $Q_r$  为排气带走的热量; $Q_s$  为余项损失。根据厂家所提供的发动机热平衡试验数据,额定工况下冷却液所带走的热量约占总热量的 19%,即为 22 kW。

### 1.2 传动油冷却循环

叉车行驶过程中,以传动油作为工作介质,经过能量转换过程,将发动机输出的机械能通过液力变矩器传递至变速箱。由于传动油本身存在一定的黏性,在传动过程中为了克服各种阻力,会造成能量的损失,主要包括流动损失、机械损失和容积损失 3 个部分<sup>[7]</sup>。这些损失是造成传动系统产热的主要原因。

传动系统所产生的热量一部分通过传动油进入油冷器完成冷却过程将热量散发到外界空气中,一部分通过变速箱、液力变矩器的壳体、与其他部件的接触散热,其余的热量则是留在传动油中,使得油液的温度升高,其热平衡方程表达式为:

$$Q_T = (1 - \eta_t) N_b \quad (2)$$

$$Q_T = Q_b + Q_{to} + Q_m \quad (3)$$

其中: $Q_T$  为传动系统的发热量; $\eta_t$  为液力变矩器的效率; $N_b$  为变矩器泵轮的输入功率; $Q_b$  为通过壳体表面散发的热量; $Q_{to}$  为通过油冷器散发的热量; $Q_m$  为通过与其他部件接触散发的热量。

针对传动油冷却循环的分析,考虑在极端工况下的发热量,即在叉车载货 3.5 t 时(满载),频繁完成叉车的启动与制动过程。根据厂家提供的试验测量数据,传动系统的发热量取 8 kW。

### 1.3 液压油冷却循环

叉车在完成对货物的搬运过程中,涉及叉车的液压举升系统与液压倾斜系统,液压系统是通过机械动力驱动液压泵,使之转变为油液的压力能,从而推动油缸的运动。

运行过程中,系统的压力损失、容积损失以及机械摩擦是液压系统产热的主要原因,产生的热量一部分通过液压油进入油冷器完成冷却过程将热量散发到外界空气中,一部分通过油箱散热,其余的热量则是留在液压油中,使得油液的温度升高。液压系统发热量的计算公式为:

$$Q_H = Q_p + Q_v \quad (4)$$

$$Q_p = 860N(1 - \eta_p) \quad (5)$$

$$Q_v = 1.405pq \quad (6)$$

其中: $Q_H$  为液压系统的发热量; $Q_p$  为液压泵损失所产生的热量; $Q_v$  为安全阀损失所产生的热量; $N$  为液压泵的输入功率; $\eta_p$  为液压泵的总效率,一般在 0.70~0.85 之间,常取 0.80; $p$  为液压泵实际出口压力; $q$  为液压泵实际流量。

针对液压油冷却循环的分析,叉车载货 3.5 t 时(满载),VDI 2198 循环工况下的发热量达到最大。根据厂家提供的试验测量数据,液压系统的发热量取 5 kW。其中,发动机额定工况下,冷却液带走的热量最大。因此,后续的仿真分析中,冷却系统的工况设定为额定工况,液压系统发热量的数值设定取最大发热量。

## 2 冷却系统建模与试验

### 2.1 冷却系统模型的构建

内燃叉车冷却系统由发动机、散热器、油冷器、节温器、风扇、循环水泵、油泵、水箱、油箱和冷却管路等子模块组成。发动机冷却系统采用水冷闭式循环,利用循环水泵将发动机外部的冷却液吸入,依次流经发动机的缸体、水套后带走大部分热量<sup>[8]</sup>,冷却液通过节温器后进入散热器,在冷却风扇的作用下将热量散发到外界空气中。传动油冷却循环与液压油冷却循环相似,均是通过油泵的运转,高温的油液进入油冷器完成冷却过程。

应用 AMESim 软件对叉车冷却系统进行一维建模与仿真分析,所构建的模型如图 1 所示。

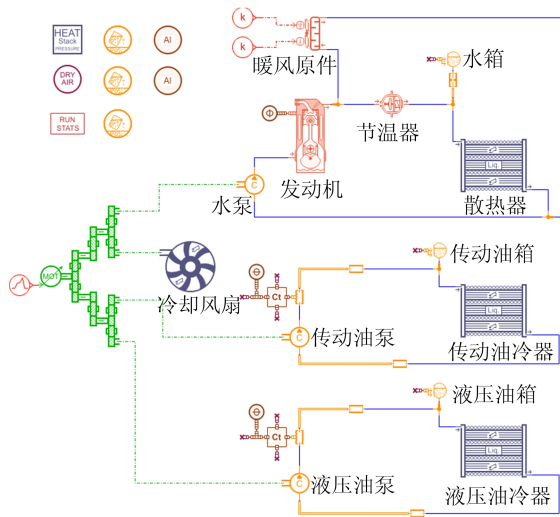


图 1 内燃叉车冷却系统模型架构

散热器和 2 个油冷器均采用气-液热交换器子模型进行仿真模拟,仿真软件中热交换量的计算过程采用结合对流换热系数的半经验公式计算法<sup>[9]</sup>,公式为:

$$Q_{rad} = A_c U (T_{in} - T_{out}) \quad (7)$$

其中: $Q_{rad}$ 为散热器中空气与冷却液在单位时间内的热交换量; $A_c$ 为散热器内部的热交换面积; $U$ 为对流换热系数; $T_{in}$ 、 $T_{out}$ 分别为散热器进水温度、出水温度。

对流换热系数的确定通过部分试验数据在 AMESim 软件中进行拟合得出,其计算公式为:

$$U = \left( \frac{1}{k_m} + \frac{1}{a_a M_a} + \frac{1}{a_f M_f} \right)^{-1} \quad (8)$$

其中: $k_m$ 为散热器管道的导热系数; $M_a$ 、 $M_f$ 分别为空气、冷却液的质量流量; $a_a$ 、 $a_f$ 分别为空气侧、冷却液侧对流修正系数。

散热器与油冷器并联布置,自上而下分别是发动机散热器、液压油冷器和传动油冷器,与风扇距离 100 mm,各部件布置情况如图 2 所示。

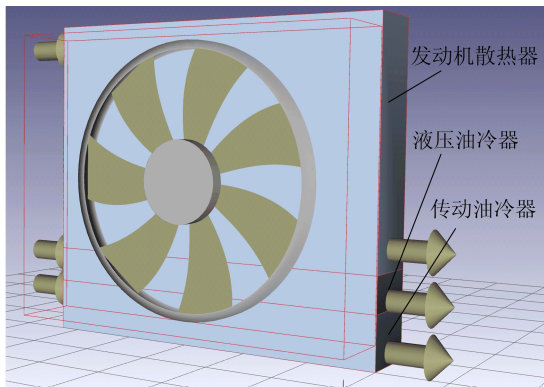


图 2 冷却系统各部件布置情况

散热器、油冷器均采用管带式热交换器,相关参数参照实际车辆设置,流程数均为 1,具体参数见表 1 所列。

表 1 散热器、油冷器主要参数

参数	散热器	传动油冷器	液压油冷器
芯体尺寸	530×336×9	530×74×9	530×50×9
进出口接头直径/mm	38	18	18

注:芯体尺寸为宽×高×厚,单位为 mm。

冷却风扇、循环水泵采用发动机曲轴连接驱动,传动比均为 1.23;传动油泵和液压油泵与发动机曲轴的传动比均为 1,相关参数参照实际车辆设置,具体参数见表 2 所列。

表 2 冷却风扇、循环水泵、油泵主要参数

部件	参数	数值
冷却风扇	直径/mm	380
	叶片数	7
	叶片投影宽度/mm	44
循环水泵	流量/(L/min)	140
	扬程/m	10
	额定转速/(r/min)	4 000
传动油泵	公称排量/(mL/r)	40
	额定压力/MPa	20
	额定转速/(r/min)	2 500
液压油泵	公称排量/(mL/r)	40
	额定压力/MPa	20
	额定转速/(r/min)	2 500

## 2.2 冷却系统模型验证

为检验冷却系统模型的准确性,对发动机水冷系统的散热器进行风洞试验检测其散热性能。

根据试验数据,计算标准散热量的公式如下:

$$Q_n = 60Q_w / (t_1 - t_{a1}) \quad (9)$$

$$Q_w = m_w c_{pw} (t_2 - t_1) \quad (10)$$

其中: $Q_w$ 为水侧吸热量; $m_w$ 为冷却水的质量流; $c_{pw}$ 为冷却水的平均定压比热容; $t_1$ 、 $t_2$ 分别为冷却水进水温度、出水温度。

针对发动机散热器的风洞试验台主要包括水路循环、空气侧流道、数据采集系统和加热系统等。由于散热器风侧与空气接触的面积较大,冷却空气接触散热器后,温度分布并不均匀,为减小测量误差,在进行散热器风洞试验过程中,采用风管取样法对散热器的进口温度进行取样并进行温度测量,实物图如图 3 所示。

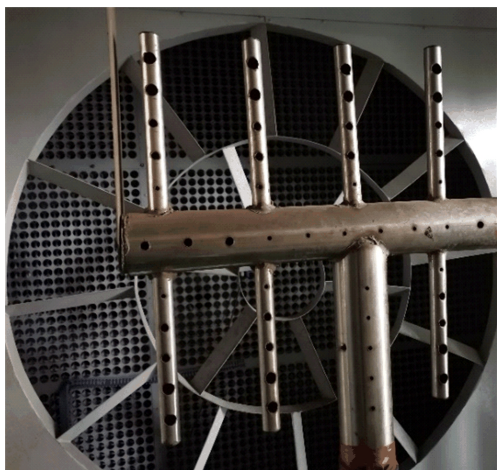


图 3 散热器风洞试验空气侧温度测量实物图

在风洞试验中,通过控制水侧的进水温度在  $83\sim 86\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、空气侧的进风温度在  $34\sim 36\text{ }^{\circ}\text{C}$  的范围内,改变散热器水侧的进口流量及空气侧的风速,得出 10 组不同工况下的试验数据,并根据试验数据进行散热量的计算。同时将相同的边界条件带入冷却系统模型中进行理论散热量的计算,将 2 种方式计算所得的散热量进行对比,结果见表 3 所列。

表 3 实测散热量与仿真散热量对比

水体积流量/ (L/min)	空气风速/ (m/s)	实测散热 量/kW	仿真散热 量/kW	误差/ %
60	5	27.89	26.55	4.80
60	6	32.88	31.25	4.96
80	7	36.78	35.79	2.69
80	5	28.13	26.79	4.76
100	7	36.83	36.73	0.27
100	5	28.34	27.26	3.81
120	7	37.26	36.59	1.80
120	5	28.63	27.22	4.92
160	6	33.29	32.56	2.19
160	5	28.61	27.56	3.67

从表 3 可以看出,在检测散热器散热性能的风洞试验中,不同进水流量、不同风速下所测得的 10 组数据,实测散热量与仿真所得的散热量误差值均在 5% 以内,证明冷却系统一维仿真模型的准确性。

### 3 冷却性能影响因素分析及系统优化

利用构建的叉车冷却系统一维仿真模型模拟并分析发动机额定工况下叉车冷却系统的冷却性能,本模型通过电动机模拟发动机带动曲轴转动的过程,电动机的转速设置参照发动机的额定转

速,设为  $2\ 500\text{ r/min}$ 。仿真得到散热器、传动油冷器、液压油冷器的进、出口温度,如图 4 所示。

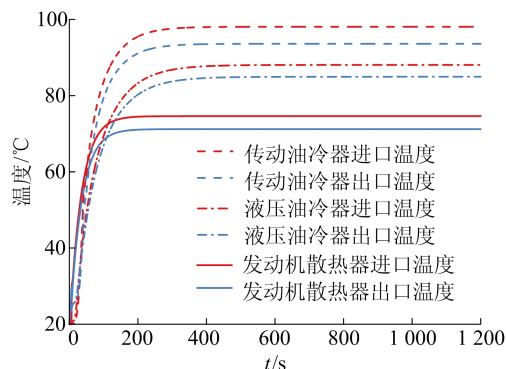


图 4 散热器、油冷器进、出口温度曲线

从图 4 可以看出:发动机散热器水侧的进口温度为  $74.62\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,出口温度为  $71.20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,冷却水降低了  $3.42\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;传动油冷器的进口温度为  $98.08\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,出口温度为  $93.62\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,传动油降低了  $4.46\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;液压油冷器的进口温度为  $88.06\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,出口温度为  $84.95\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,液压油降低了  $3.11\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

叉车冷却系统中,发动机冷却液带走的热量较大,但散热器的进出口温差较小;传动油冷器和液压油冷器的进口温度较高,会导致传动油和液压油的黏度降低,从而影响叉车运行的稳定性。因此需要分析冷却系统散热性能的影响因素,从而对叉车冷却系统进行优化。

#### 3.1 散热器的迎风面积与厚度对散热性能影响

增大散热器的迎风面积、增大散热器的厚度均可有效提高其散热性能<sup>[10]</sup>,但由于叉车舱内空间有限,不能直接增大散热器的总体积。现通过增大发动机散热器迎风面积,同时减小散热器的厚度的方法,在不增大散热器体积的前提下,对散热器的尺寸进行修改,具体参数见表 4 所列。通过仿真分析其对散热性能的影响。

表 4 发动机散热器芯体不同尺寸参数

尺寸类型	数值
原尺寸	$530\times 336\times 90$
尺寸 A	$530\times 380\times 70$
尺寸 B	$530\times 420\times 60$
尺寸 C	$530\times 460\times 50$

注:芯体尺寸为宽 $\times$ 高 $\times$ 厚,单位为 mm。

根据一维仿真结果,绘制不同散热器尺寸的水侧进、出口温度柱状图,如图 5 所示。

从图 5 可以看出,散热器原尺寸和尺寸 A 的

进、出口温差均为 3.42 °C,尺寸 B 的进、出口温差为 3.47 °C,尺寸 C 的进、出口温差为 3.50 °C。针对发动机散热的尺寸修改,在不增大散热器的体积的同时,能够有效降低水侧的进口温度,尺寸 C 的进口温度相比原尺寸降低了 8.44 °C。

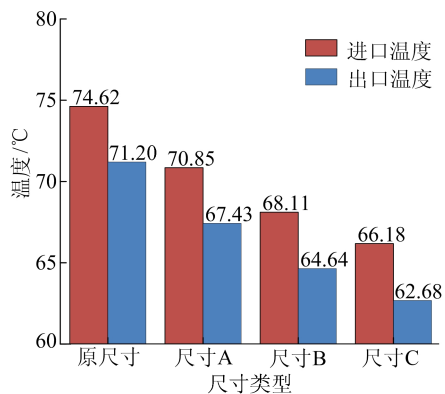


图 5 散热器尺寸对进、出口温度的影响

### 3.2 散热器的空间布置对散热性能影响

通过改变发动机散热器与两个油冷器的空间布置,探究散热器的空间布置对散热性能的影响,原布置、布置 A 和布置 B 情况如图 6 所示,且散热器和油冷器的总体积与原布置相同,均为 530 mm×460 mm×9 mm。

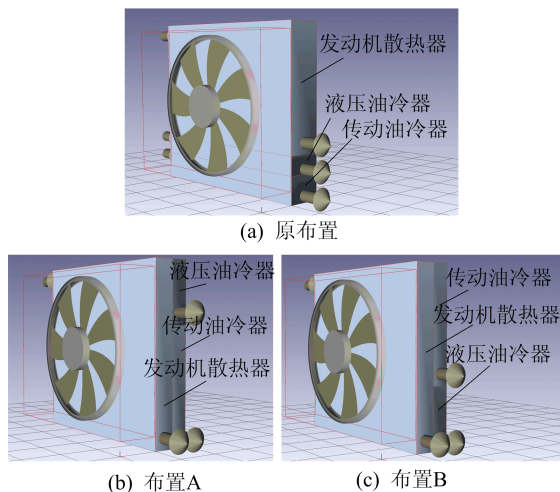


图 6 散热器和油冷器的不同空间布置

原布置中,发动机散热器与油冷器采用并联布置,自上而下分别是发动机散热器、液压油冷器、传动油冷器。布置 A 中,发动机散热器与 2 个油冷器串联布置,2 个油冷器并联布置,液压油冷器布置在传动油冷器上方。布置 B 中,发动机散热器与 2 个油冷器串联布置,2 个油冷器并联布置,传动油冷器布置在液压油冷器上方。

在保证散热器与油冷器总体积不变的前提下,修改散热器的空间布置后,得出一维仿真结果,并根据仿真结果绘制散热器、油冷器在不同布置下,水侧/油侧的进、出口温度柱状图,分别如图 7~图 9 所示。

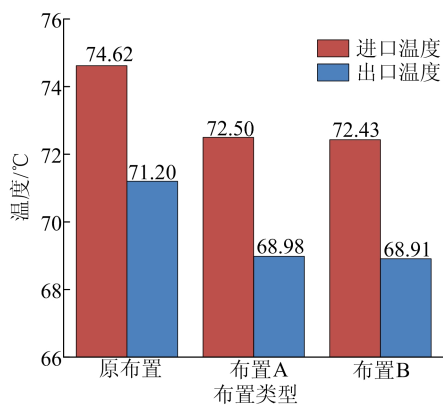


图 7 空间布置对发动机散热器进、出口温度的影响

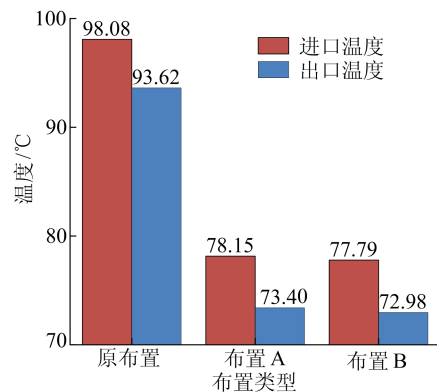


图 8 空间布置对传动油冷器进、出口温度的影响

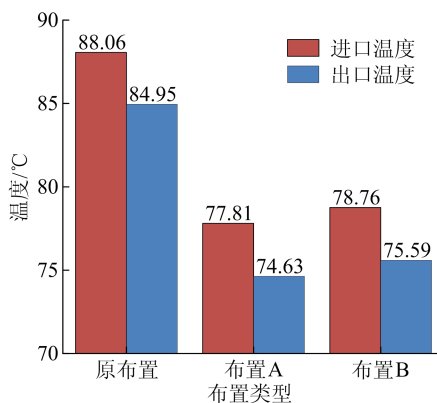


图 9 空间布置对液压油冷器进、出口温度的影响

从图 7 可以看出,发动机散热器的散热性能有小幅提升,布置 A 和布置 B 中水侧进、出口温差均提高了 0.10 °C,水侧进口温度在布置 A 中降低了 2.12 °C,在布置 B 中降低了 2.19 °C。

从图 8 可以看出,传动油冷器在布置 B 中散热性能提升较大,油侧进、出口温差由 4.46 °C 变为 4.81 °C,提高了 0.35 °C,且油侧进口温度有较大幅度降低,由 98.08 °C 变为 77.79 °C,降低了 20.29 °C。

从图 9 可以看出:液压油冷器在布置 A 和布置 B 中散热性能均有小幅提升,布置 A 提升 0.07 °C,布置 B 提升 0.06 °C;油侧进口温度的降低较为明显,布置 A 中油侧进口温度由 88.06 °C 变为 77.81 °C,降低 10.25 °C;布置 B 中油侧进口温度由 88.06 °C 变为 78.76 °C,降低 9.30 °C。

综合图 7~图 9 的分析可知:散热器并联布置的优点是能够降低冷却系统的风阻、降低空气侧的进口温度,但存在 2 个油冷器液侧进口温度较高的问题;将发动机散热器与油冷器串联布置,其优点是能够增大散热器和油冷器的迎风面积,从而降低水侧/油侧的进口温度。

### 3.3 冷却液对散热性能影响

发动机冷却液常使用纯水或水与乙二醇的混合溶液,使用含有乙二醇的混合溶液,能够有效地防止冷却液在冬季结冰,防止在夏季沸腾<sup>[11]</sup>。

不同混合比例的冷却液在物性参数上均有差异,冷却液中乙二醇的占比越高,冷却液的密度和黏度越大,比热容和导热系数越小,导致在冷却循环中冷却液的流量减小、散热器进口温度升高。

使用冷却液时,其冰点要低于该地环境最低温度 10 °C 左右,以防止天气突变。本文所研究的内燃叉车使用地区的环境最低温度约 -10 °C。我国发布的 GB 29743—2013《机动车发动机冷却液》中指出,40%乙二醇水溶液,冰点约 -25 °C,满足使用要求。通过仿真分析其对散热性能的影响,仿真结果如图 10 所示。

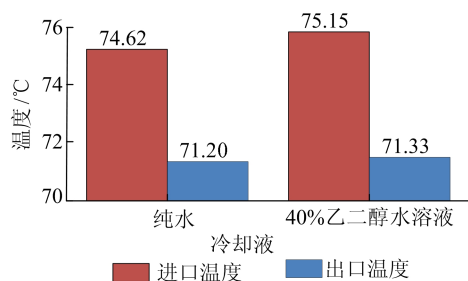


图 10 冷却液对散热器进、出口温度的影响

使用 40%乙二醇水溶液与使用纯水相比,散热器进口温度提高了 0.53 °C,进、出口温差提高了 0.40 °C。表明使用 40%乙二醇的水溶液作为

冷却液有利于发动机的冷启动和快速暖机,且仍然可以保持冷却系统良好的散热性能。

### 3.4 冷却系统优化方案

综合以上对散热器的迎风面积与厚度、散热器的空间布置、冷却液等冷却性能影响因素的分析,针对原有内燃叉车冷却系统,现提出以下优化方案。

1) 对散热器和油冷器的迎风面积与厚度进行修改,见表 5 所列。

表 5 散热器、油冷器芯体原尺寸与优化尺寸对比

部件	原尺寸	优化尺寸
发动机散热器	530×336×90	530×460×50
传动油冷器	530×74×90	530×300×40
液压油冷器	530×50×90	530×160×40

注:芯体尺寸为宽×高×厚,单位为 mm。

2) 对冷却系统中散热器的空间布置进行修改,采用布置 B 方案,即发动机散热器与油冷器串联布置,传动油冷器与液压油冷器并联布置。

3) 将发动机散热器的冷却液由纯水改为 40%乙二醇水溶液。

优化前后的冷却系统一维仿真结果如图 11、图 12 所示。

从图 11、图 12 可以看出,优化后的冷却系统与原系统相比:① 发动机散热器的进口温度降低 1.46 °C,进、出口温差提高了 0.50 °C;② 传动油冷器的进、出口温差由 4.46 °C 提高至 4.81 °C,提高了 0.35 °C,且油侧的进口温度由 98.08 °C 降低至 77.79 °C,降低了 20.29 °C;③ 液压油冷器的进、出口温差提升较小,仅提高 0.06 °C,油侧的进口温度由 88.06 °C 降低至 78.76 °C,降低了 9.30 °C。

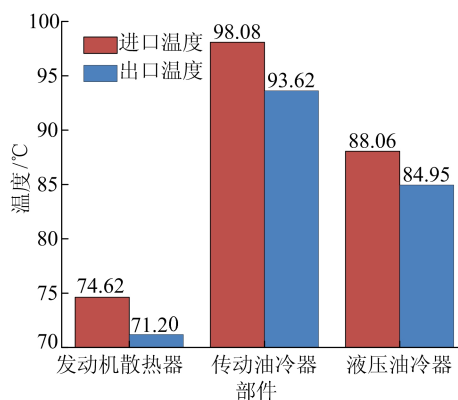


图 11 优化前散热器、油冷器空气侧进、出口温度

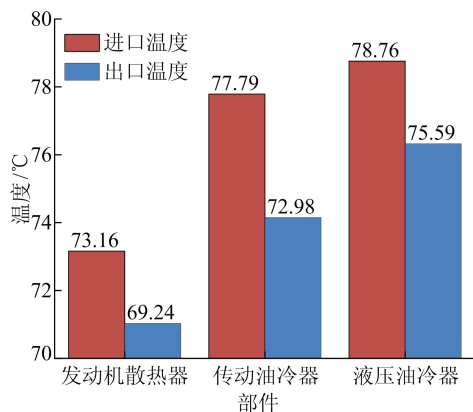


图12 优化后散热器、油冷器液侧进、出口温度

## 4 结 论

通过对额定工况下发动机散热器、传动油冷器和液压油冷器的散热性能进行仿真分析和实验研究,得出以下结论。

1) 增大散热器的迎风面积,减小散热器厚度,将发动机散热器与油冷器串联布置,相比较原冷却系统的并联布置,能够有效降低水侧/油侧的进口温度。

2) 根据车辆使用地区的环境最低温度选取发动机冷却液,使用40%乙二醇水溶液作为冷却液,冰点约 $-25^{\circ}\text{C}$ ,且仍然可以保持冷却系统良好的散热性能,满足使用要求。

3) 优化后的冷却系统,发动机散热器水侧进口温度降低了 $1.46^{\circ}\text{C}$ ;传动油冷器油侧进口温差有 $0.35^{\circ}\text{C}$ 的提高;2个油冷器的进口温度均有较大幅度的降低,传动油冷器进口温度降低了

$20.29^{\circ}\text{C}$ ,液压油冷器进口温度降低了 $9.30^{\circ}\text{C}$ 。

## [参 考 文 献]

- [1] 孟庆林. 某型叉车发动机舱热管理分析[D]. 南京:南京航空航天大学,2015.
- [2] ILHAN B. Computational simulation methods for vehicle thermal management [J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 36: 325-329.
- [3] HAMUT H S, DINCER G F. Exergy analysis of a TMS (thermal management system) for range-extended EVs (electric vehicles) [J]. Energy, 2012, 46(1): 117-125.
- [4] 汪茂海,陈涛,张扬军,等. 高原发动机热管理系统性能分析研究[J]. 汽车工程, 2010, 32(10): 851-853.
- [5] 金磊. 重型商用车柴油发动机冷却系统数字建模及试验验证[D]. 上海:上海交通大学,2010.
- [6] 李波. 红岩 C100 450 载货车热管理系统仿真与试验研究[D]. 重庆:重庆大学,2016.
- [7] 成龙. 液力变矩器热平衡研究和冷却系统设计[D]. 武汉:武汉理工大学,2010.
- [8] 黄环国. 轻型载货汽车冷却系统设计[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2007, 30(增刊): 38-42.
- [9] 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, 370(12): 220-223, 229.
- [10] 李君,陈坤,曲大为,等. 基于 AMESim 的农用发动机冷却散热器仿真与优化设计[J]. 科学技术与工程, 2019, 19(22): 162-168.
- [11] 孙飞,左承基. 发动机不同成分冷却液对冷却性能的影响[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2011, 34(12): 1795-1798.

(责任编辑 胡亚敏)

## · 信息与动态 ·

### 《合肥工业大学学报(自然科学版)》专栏征稿启事

为了贯彻落实党的二十大精神,紧密围绕科教兴国战略、人才强国战略、创新驱动发展战略,《合肥工业大学学报(自然科学版)》设置“机器人与人工智能”“环境污染与防治”两个专栏,面向国内外专家学者征集“机器人与人工智能”“环境污染与防治”领域的原创性学术论文、专题综述;稿件一经录用将优先刊发。

来稿要求政治导向正确、论证充分、具有较强的引领性和创新性。格式要求参见《合肥工业大学学报(自然科学版)》网页投稿指南的征稿简则和投稿模板。

在线投稿网址: <http://xbzss.hfut.edu.cn/xbzk.html>。