

商用车冷却系统的仿真分析与优化

贺海东, 赵敏, 孙秀芳, 孟凡华, 李廷斌

山东五征集团有限公司 山东日照 262300

摘要: 某商用车在方案布置阶段, 经仿真计算发动机出水温度超标, 冷却性能不足, 于是对发动机舱进行流场仿真分析, 确定发动机舱流场布置不合理是导致水温高的主要原因。通过优化防回流挡板、增加导流板、优化护风罩的改进措施提升冷却性能, 样车经热平衡试验验证, 优化后发动机出水温度降低约8℃, 优化方案效果明显。

关键词: 商用车; 冷却系统; 仿真分析; 热平衡试验

商用车主要用于运输货物, 大多数搭载柴油发动机。柴油发动机输出的转矩较大, 具有承载质量大、爬坡性能好的优势。冷却系统对发动机具有非常关键的作用。近年来, 发动机的功率逐渐增大, 受降本减重的影响, 发动机舱内的空间反而日益趋向紧凑, 因此整车对于冷却系统的性能要求越来越高^[1], 如果发动机舱内气流流向不合理, 冷却能力便会下降, 严重时发生散热器“开锅”问题。在空间受限的条件下开发一款高效节能的冷却系统设计难度越来越大^[2]。

冷却系统原方案发动机出水温度超标, 使用CFD软件对发动机舱冷却系统流场进行模拟仿真, 通过仿真分析找出问题产生的原因, 对冷却系统方案进行优化, 实施整改措施进行样车实验验证。

问题描述

某款商用车依据目前的设计经验及理论计算, 进行冷却系统方案的初步设计。原方案使用一维仿真软

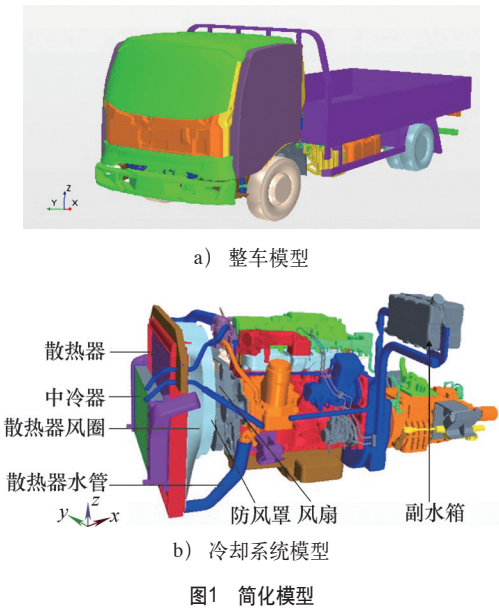
件进行模拟分析, 设置两种仿真工况: 一种工况是样车的最大功率点, 发动机转速为1900r/min; 另一种工况是样车的最大转矩点, 发动机转速为2600r/min; 行驶车速为20km/h, 环境压力为0.1MPa, 环境温度均为35℃。一维仿真计算结果表明, 最大功率点发动机出水温度108.9℃, 设计目标要求为105℃; 最大转矩点发动机出水温度112.9℃, 设计目标要求为108℃, 仿真结果超过设计目标要求。原冷却系统方案不满足整车热平衡的要求。

方案优化及仿真分析

1. 建立模型

整车模型包含零件较多, 且零部件结构复杂。为方便分析, 对模型进行适当的简化, 简化后的模型如图1所示。单独处理所有的零部件, 尽可能保留对发动机舱内流动影响比较大的零部件, 去掉一些对流场分

析没有影响或者影响较小的零件。



2.边界设定与网格划分

车辆尺寸长×宽×高=5.98m×2.54m×2.40m，计算域设定长×宽×高=60m×22.32m×16.21m。计算域的长度为8倍车长，宽度为10倍车宽，高度为5倍车高，计算域截面大约为整车车身截面的50倍^[3]。计算域的入口边界设定为速度入口，计算域的出口边界设定为压力出口。网格划分如图2所示，网格模型设置 Trimmer、Prism layer mesher两个加密区，体网格数约为1900万。

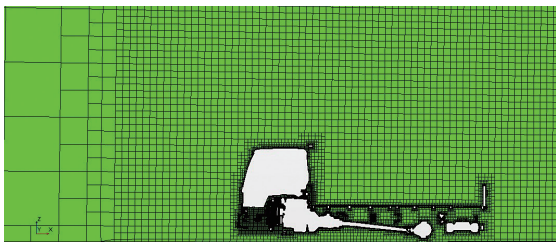


图2 网格划分图

3.仿真结果分析

(1) 散热器优化 通过仿真分析发现，散热器上方存在着严重的热风回流现象^[4]。进口格栅进入的冷风没有完全流向冷却模块，存在冷风流失。为了解决热风回流及冷风流失现象，将防回流挡板的两边向外、向下延伸，用于阻挡散热器两侧的热风。在散热器下方增加90°导流板调控冷风的流向，散热器结构优化如图3所示。

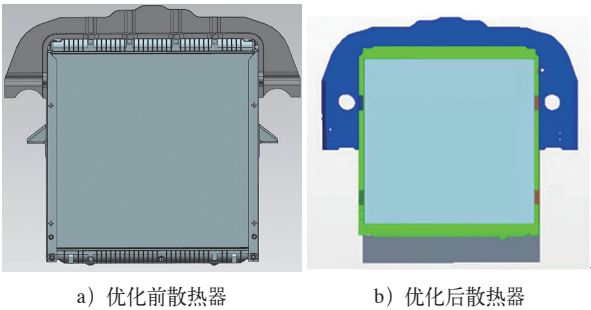
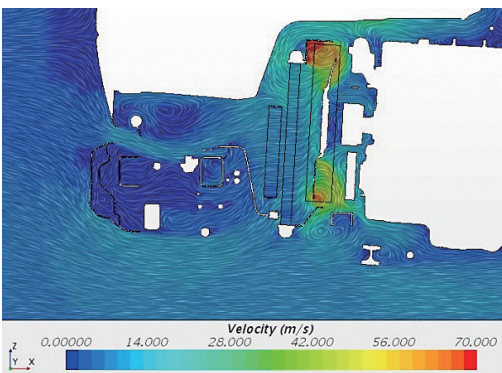
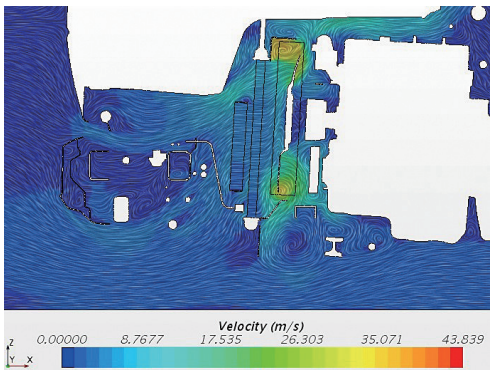


图3 散热器结构

仿真分析如图4所示，通过仿真分析发现，防回流挡板优化后散热器上的热回流被完全阻挡，发动机机舱内冷却模块前端空气涡流明显减少，空气流动更加顺畅。增加导流板后能够有效提高冷风有效利用率，引导热风向车身后侧流动，使涡流位置向后移动，降低机舱内温度。



a) 优化前仿真分析



b) 优化后仿真分析

图4 散热器仿真分析

(2) 护风罩优化 通过仿真分析发现，风扇产生的冷空气没有完全流向散热器，部分冷空气流失。原方案护风罩安装在散热器上，是开放式的；为了增强护风罩与风扇两者之间密封性，优化后护风罩安装在

发动机上，前端采用橡胶材质的喇叭口结构与散热器原来的护风罩对接，是密封式的（见图5）。通过仿真分析发现，护风罩造型优化后，与原方案相比，冷却模块流量增加约7%，冷却模块的温度降低11℃，优化效果明显。

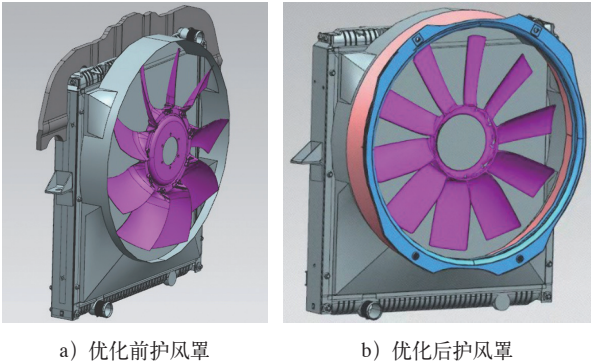


图5 护风罩结构

按照优化方案更新冷却系统的数据，进行一维仿真分析，最大功率点发动机出水温度101.2℃，最大扭矩点发动机出水温度100.5℃，仿真结果满足设计目标要求。

试验验证

分别组织原方案、优化方案两种状态的零部件组装样车进行热平衡试验^[5]，如图6所示。按照整车环境舱内热平衡试验规范的要求，分别进行最大功率点和最大扭矩点两种极限工况的热平衡试验检测，车速设定为30km/h，环境温度设定为35℃。



图6 热平衡试验现场

（1）优化前后试验结果对比 试验结果见表1，最大功率点工况实测环境温度为35.5℃，所以发动机出水温度的设计目标要求≤105.5℃。优化方案的实测发

动机出水温度99.1℃，满足整车热平衡试验要求。最大扭矩点工况试验实测环境温度为36℃，所以发动机出水温度的设计目标要求≤109℃。优化方案的实测发动机出水温度96.7℃，满足整车热平衡试验要求。

表1 试验结果对比（单位：℃）			
工况	试验项目	原方案	优化方案
最大功率点	发动机出水温度	107	99.1
最大扭矩点	发动机出水温度	109	96.7

（2）试验结果与仿真结果对比分析 优化方案的发动机出水温度试验结果与仿真结果对比，最大功率点工况偏差为2.1%，最大扭矩点工况偏差为3.9%，偏差在±5%，说明试验结果与仿真计算结果相近，验证了本文中采取的仿真分析方法的可靠性。

结语

本文以某商用车在方案布置阶段，经仿真计算发现发动机水温高为研究背景，以冷却系统为研究对象，以一维联合三维的分析方法为手段，以整车试验结果为最终依据，应用“发现问题—分析问题—解决问题”的思路和方法成功解决了某商用车的水温高的问题。试验结果与仿真结果对比偏差在±5%，验证了本文中采取的仿真分析方法的可靠性，该方法可用于后续的车型开发设计，缩短产品开发周期，降低试验费用。

参考文献：

[1] 曹国强.卡车发动机舱流场与散热性能研究[D].南京：南京理工大学，2013.

[2] 张坤.某新车型发动机舱热管理的研究[D].上海：上海交通大学，2011.

[3] 盛嘉文.基于一维/三维及耦合传热的某商用车机舱热管理研究与改进[D].重庆：重庆大学，2017.

[4] 肖飞，唐荣江，张森，等.发动机冷却系统的热风回流分析与优化[J].装备制造技术，2018（6）：9-12.

[5] 郭健忠，罗仁宏，王之丰，等.商用车发动机舱热管理一维/三维联合仿真与试验[J].中国机械工程，2016，27（4）：526-530. **AUTO1950**