

文章编号: 1673-9469 (2017) 03-0101-04

doi:10.3969/j.issn.1673-9469.2017.03.022

基于 GT-COOL 的车用发动机散热器仿真分析研究

刘飞, 冯金盾

(河北工程大学机械与装备工程学院, 河北邯郸 056038)

摘要: 运用 GT-COOL 软件建立某型发动机冷却系统的一维模型。对发动机极限工况下散热器进出口温度、进出口压力等参数进行仿真, 并将仿真结果与试验测试结果进行对比, 结果表明采用双水箱设计散热器性能良好, 能够满足整车冷却性能的要求。

关键词: 冷却系统; 散热器; GT-COOL; 仿真分析

中图分类号: U464.138

文献标志码: A

Simulation analysis of radiator of engine cooling system based on GT-COOL

LIU Fei, FENG Jindun

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Hebei University of Engineering, Hebei Handan, 056038, China)

Abstract: In this paper, GT - COOL software is applied to build one dimension model of a certain type of engine cooling system. The temperature of import and export, import and export pressure in engine extreme working conditions are analyzed. Compared the simulation results, the simulation results show that the design of the radiator performance can meet the requirements of the vehicle cooling performance.

Key words: cooling system; radiator; GT-COOL; simulation analysis

散热器作为冷却系统的重要部件, 是发动机在极限工况下的动力性、工作可靠性的重要保证。现阶段对散热器性能研究的主要方法是基于风洞试验及 CFD 的数值模拟等方法, 风洞试验需要特定的试验设备, 并需要大量的试验数据进行分析, 设计周期长。CFD 数值模拟方法对散热器进行仿真分析可得到散热器换热功率和出水温度分析, 如无试验验证, 难以验证模型的准确性^[1-2]。本文基于某型发动机的极限工况特性, 应用 GT-SUITE 中的 GT-COOL 模块和 ANSYS, 建立某型发动机冷却系统散热器模型, 通过对系统的压力场、温度场、速度场等仿真分析及实测测试, 验证双水箱冷却系统散热器的工作特性。

1 模型参数计算

1.1 传热系数及压降计算分析

介质侧表面对流换热系数应用 Cnietlinski 公式计算^[3-5], 介质侧传热表面努塞尔数:

$$Nu_w = 0.012(Re_w^{0.87} - 280)Pr_w^{0.4} \left[1 + \left(\frac{d_w}{w_r} \right)^{2/3} \right] \quad (1)$$

介质侧传热表面的换热系数:

$$a_w = \lambda_w Nu_w / d_w \quad (2)$$

介质侧阻力因子关系式:

$$f_w = 0.3164 Re_w^{-0.25} \quad (3)$$

介质侧阻力压降:

$$\Delta P_w = \rho_w v_w^2 \left[f_w N \frac{w_r}{d_w} + 1.5(N+1) \right] / 2 \quad (4)$$

式中: Re_w 为介质侧雷诺数; Pr_w 为介质侧普朗特数; d_w 为散热器散热管的当量直径; λ_w 为介质导热率; ρ_w 为介质密度; v_w 为介质在散热管内的流速; N 为流程数; w_r 为散热管长度。

1.2 守恒定律的建立

连续性方程又称质量守恒方程, 其微分形式为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho u) = 0 \quad (5)$$

收稿日期: 2017-06-20

特约专稿

基金项目: 河北省自然科学基金资助项目 (E2016402066); 河北省高等学校科学技术研究项目 (QN2015159)

作者简介: 刘飞 (1983-), 男, 河北邯郸人, 博士, 讲师, 从事车辆系统理论及技术方面的研究。

式中, ρ 为密度; t 是时间; u 为速度矢量

能量守恒定律是含有热交换的流动系统必须满足的基本定律, 其计算如下:

$$\frac{\partial (\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho u T) = \text{div}\left(\frac{\kappa}{C_p} \text{grad} T\right) + ST \quad (6)$$

式中, C_p 是比热容; T 为温度; K 为流动的传热系数; ST 为流体的内热源。

动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial \chi_j} (\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial \chi_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial \chi_j} + \frac{\partial}{\partial \chi_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i}{\partial \chi_k} \right] - \frac{\partial p}{\partial \chi_i} \quad (7)$$

式中: p 为流体微元体上的压力; ρ 为密度; μ 为动力黏度。

空气流动方程:

$$\frac{\partial}{\partial \chi_i} (\rho u_i c T) = \frac{\partial}{\partial \chi_i} \left[\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial \chi_i} \right) \right] + \frac{\partial u_i}{\partial \chi_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial \chi_j} + \frac{\partial u_j}{\partial \chi_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial \chi_k} \right] \quad (8)$$

通过计算, 得到散热器的相关模型设计参数:

表 1 设计参数表
Tab.1 Table of parameters

散热器参数	数值/mm	散热器参数	数值/mm
散热器长度	270	散热带波峰距	1.5
散热器宽度	200	散热带宽度	5
散热器厚度	26	散热管宽度	1.5

2 冷却系统模型建立及分析

2.1 仿真模型建立

根据所提供的发动机结构参数及表 1 中散热器设计参数, 定义发动机冷却系统的各部件模块, 并按照其实际工作工况参数, 建立冷却系统仿真模型, 见图 1。

ANSYS 软件中散热器换热过程是一个复杂的流动换热过程, 在气液侧 CFD 计算时受以下物理定律的支配。基本定律包括: 质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒定律。当流动换热时, 控制方程是这些守恒定律的数学描述。进出口、壁面条件设定如表 2 所示。

散热器建立、网格划分网格结果如图 2 所示。

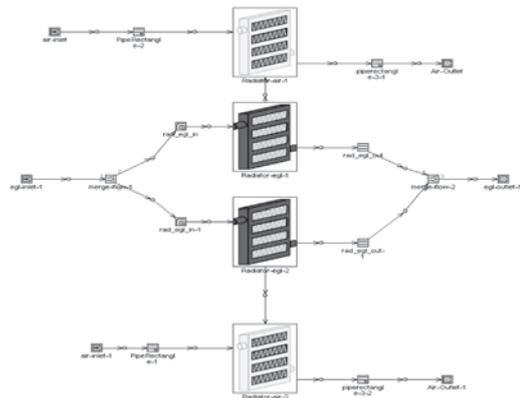


图 1 发动机冷却系统模型
Fig.1 The model of engine cooling system

表 2 参数设定表
Tab.2 Table of parameter setting

边界	条件设定	散热器参数	数值/mm
进口	进口压力 200 kPa, 进口流速 1.54 M/S, 进口温度 368 K	壁面	壁面采用无滑移 固壁条件, 温度 设定: 采用对流 换热, 水与散热 器之间的换热 系数为 5 260 w/ (m ² -k)
出口	采用压力出口, 出 口压力为 180 kPa, 出口温度 358 K		

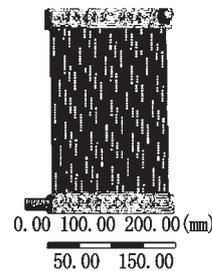


图 2 有限元模型
Fig.2 The model of FEM

2.2 仿真分析

温度场: 通过 GT-COOL 仿真结果显示, 当发动机出水口温度为 373 K, 散热器出水口温度为 364 K, 如图 3、图 4 所示:

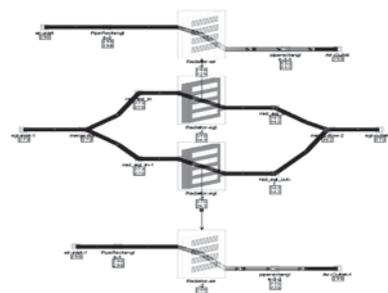


图 3 温度模型
Fig.3 The temperature model

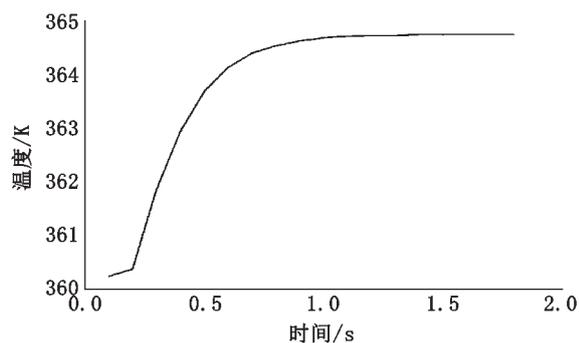


图4 散热器出水口温度
Fig.4 The temperature of water outlet

通过 ANSYS 仿真结果显示，当发动机出水口温度为 373 K，散热器出水口温度为 360 K，见图 5。

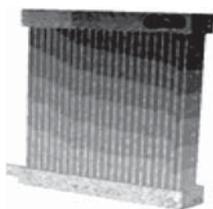


图5 有限元分析温度变化图
Fig.5 The graph of temperature with FEM

压力场：通过 GT-COOL 仿真结果显示，发动机出水压力为 1.55 bar，散热器出水压力为 1.50 bar，如图 6、图 7 所示：

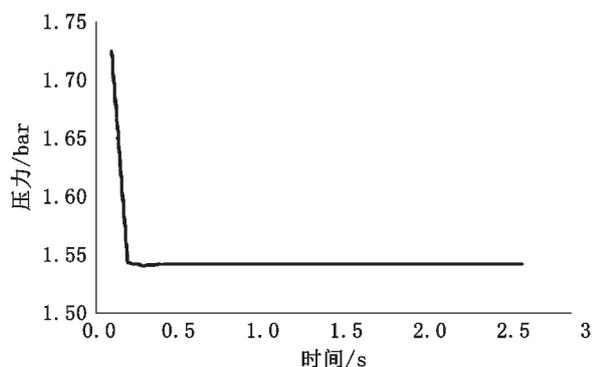


图6 压力仿真结果
Fig.6 The simulation results of pressure

通过 ANSYS 仿真结果显示，发动机出水压力为 1.55 bar，散热器出水压力为 1.48 bar，如图 7 所示。

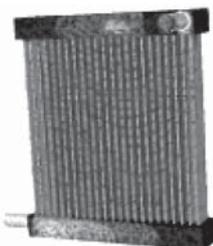


图7 有限元分析压力图
Fig.7 The nephogram of pressure in FEM

速度场：通过 GT-COOL 仿真结果显示，当发动机出水口流速为 1.45 kg/s，散热器出水口流速为 0.725 kg/s，如图 8、图 9 所示。

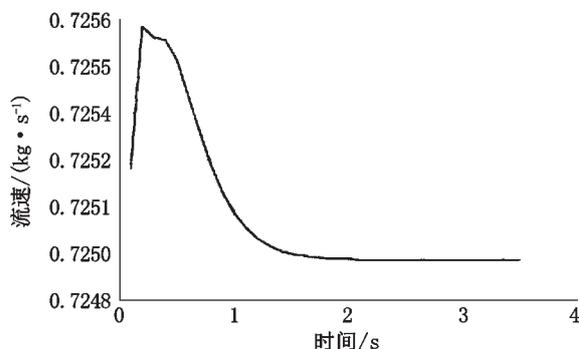


图8 流速仿真结果
Fig.8 The simulation results of velocity

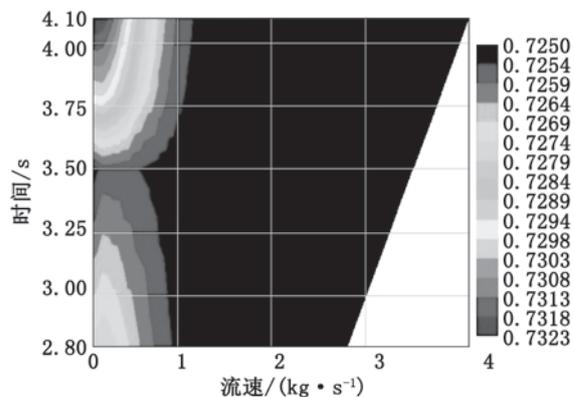


图9 流速变化云图
Fig.9 The nephogram of velocity

通过 ANSYS 仿真结果冷却介质在散热器中的分布情况如图 10 所示显示。



图10 介质分布图
Fig.10 The nephogram of media distribution

2.3 实车测试

通过实车测试，对散热器仿真结果与实际测试结果进行对比。通过在散热器进出口分别添加温度、压力传感器，对散热器进行温度、压力测试。在发

动机高速运动过程中,散热器进、出水口温度测试结果,如图11所示。

散热器进口及出口压力对比图如图12所示。

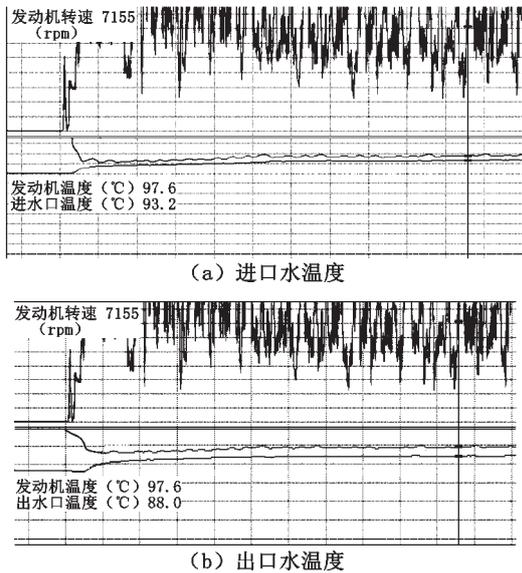


图11 进出口温度对比图

Fig.11 The comparison of import and export temperature

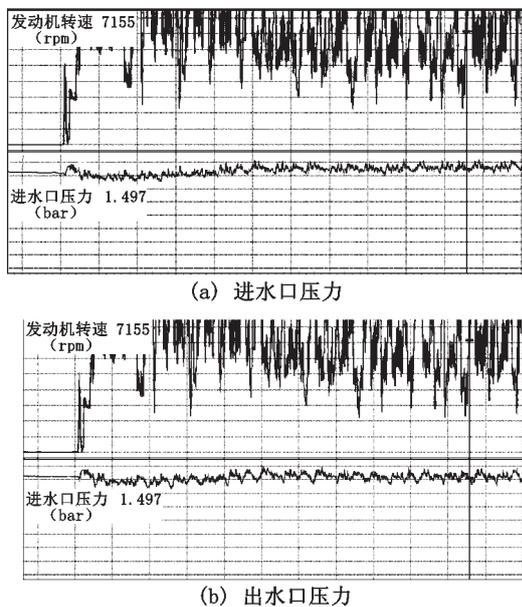


图12 进出口压力对比图

Fig.12 The comparison of import and export pressure

2.4 结果分析

通过GT-COOL与ANSYSL两种仿真软件分析结果进行对比:GT-COOL仿真结果为散热器出口温度为364 K,进出口温度差为9 K。散热器出口压力为1.497 bar,散热器进出口压降为0.073 bar。ANSYS仿真结果为散热器进口温度设定373 K,进出口温度差为13 K,进口压力设定为1.55 bar,压降为1.48 bar。

同样工况下,实车测试出水口温度为361 K,进出口温差为9.6 K。实车测试散热器出口压力为1.50 bar,散热器进出口压降为0.05 bar。实车测试结果表明仿真结果与实车测试结果相近,验证了模型的准确性。

3 结论

通过建立的某型发动机冷却系统的一维模型,实现了对其温度、压力机速度场的仿真,结合实车测试结果表明,散热器设计良好,能够有效满足发动机冷却系统散热要求。

参考文献:

- [1] 李夔宁,周伟,郭春雷.汽车散热器性能试验与仿真研究[J].机械科学与技术,2014,33(7):1079-1082.
- [2] 李夔宁,郭军峰,李进,等.汽车散热器性能试验台研制[J].武汉理工大学学报,2012,34(7):124-128.
- [3] 郭学勤,刘瑞祥.基于GT-COOL的对发动机冷却系散热能力影响研究[J].农业装备与车辆工程,2010(6):30-32.
- [4] 罗马吉,朱高辉,詹志刚,等.基于GT-COOL的质子交换膜燃料电池发动机冷却系统仿真[J].热能动力工程,2010,25(5):93-96.
- [5] 孔祥健,李言,杨明顺,等.基于GT-COOL/FLUENT的汽车发动机冷却系调温器联合仿真研究[J].西安理工大学学报,2015(2):195-200.