

基于 CFD 的水冷中冷系统仿真及冷却性能研究

Simulation on Water Cooled Charged Air Cooler System and System Cooling Performance Study on CFD

杨勇¹ 沈惠贤¹ 曾庆强¹ 蒲运平¹ 余洪剑¹ 施露¹ 汤平强²

Yang Yong¹ Huixian_Shen¹ Qingqiang_Zeng¹ Yunping_Pu¹ Hongjian_Yu¹ ShiLu¹ Pingqiang_Tang²

(1, 重庆长安汽车股份有限公司 动力研究院 CAE 所, 重庆 401120 2, 浙江银轮机械股份有限公司, 浙江 317200)

(1, CAE Department, Powertrain R&D Institute of Changan Automobile Co., Ltd, Chong Qing. 4011201
2, Zhe Jiang yinglun machinery Co., Ltd, Zhe Jiang 317200)

摘要: 基于某 1.5L 增压直喷汽油机, 采用计算流体动力学(CFD, Computational Fluid Dynamics)对水冷中冷系统(WCCACS, Water Cooled Charged Air Cooler System)进行一维系统仿真, 并进行试验验证, 研究水冷中冷系统各参数对系统冷却性能的影响。首先, 采用一维 CFD 分析软件 GT-SUIT 对水冷中冷系统的极端工况(额定工况及热害工况)进行仿真分析; 其次, 搭建风洞试验台架进行试验验证, 并基于风洞试验环境进行 CFD 分析, 对比台架试验结果与 CFD 计算结果; 最后, 在环境舱风洞完成整车热害试验, 评估极端工况(额定工况及热害工况)下进行爬坡时水冷中冷系统的冷却性能; 计算发现: 1.所计算的水冷中冷系统最恶劣工况(出气温度最高)为热害工况, 换热量最大的工况为额定工况; 2.台架风洞试验与 CFD 计算的流量及温度对应较好, 误差满足工程需求; 3.整车环境舱试验发现热害工况及额定工况下, 水冷中冷系统均可以保证进气温度控制在限制温度以内, 达到设计目标;

关键词: CFD; 水冷中冷系统; 系统仿真; 系统冷却性能

计算流体动力学 (CFD, Computational Fluid Dynamics)

中冷器 (CAC, charged air cooler) ;

水冷中冷器 (WCCAC, Water Cooled Charged Air Cooler)

低温散热器 (LTR, Low Temperature Radiator)

水冷中冷系统 (WCCACS, Water Cooled Charged Air Cooler System)

Abstract: Base on a 1.5L turbocharged direct-injection gasoline engine, a One-dimensional system CFD simulation is conducted on the WCCACS (Water Cooled Charged Air Cooler System) and the system cooling performance of WCCACS boundary is studied. Firstly, the One-dimensional CFD software GT-SUIT is used for this WCCACS simulation. Secondly, a small wind tunnel test-bed is established and the test data are compared with the simulation data. Finally, the vehicle heat damage test was conducted, and the cooling performance of this WCCACS at extreme condition (specified condition and heat damage condition) was evaluated. The result show that the more extreme condition is heat damage condition (Water Cooled Charged Air Cooler outlet air temperature higher); there are more heat transfer at specified condition. The wind tunnel test data is in good agreement with the CFD simulation data, which meets the engineering requirement. The vehicle test show that the water cooled charged air cooler out air temperature get the requirement at extreme condition (specified condition and heat damage condition).

Key words: CFD; Water Cooled Charged Air Cooler System; System simulation; Cooling performance

0 概述

随着日益严峻的能源枯竭及环境污染问题,各国政府出台了越来越严格的汽车排放及油耗法规,增压发动机被广泛采用。由空滤器进入的空气被压气机增压后,进气密度增大,进气温度升高;若不进行中间冷却直接进入燃烧室,发动机的充气效率会大为降低,并且会导致燃烧温度过高,产生爆震。相比于风冷中冷器(CAC, charged air cooler),水冷中冷器(WCCAC, Water Cooled Charged Air Cooler)由于冷却液具有更大的热惯性,瞬态响应更快,中冷器换热效率更高,因此可以达到更低的中冷器出气温度,WCCAC在柴油机中已被广泛的采用^[1~2]。黄流军^[3]针对柴油机研究发现,水冷中冷器较风冷中冷器,在适当加大空燃比后,热效率一般可提高约5%,发动机功率提高约22%,且排气温度下降,进而改善排放。Robert D. Chalgren, Jr.^[4]研究了柴油机水冷中冷系统(WCCACS, Water Cooled Charged Air Cooler System),发现WCCACS在低温状态可提高发动机进气温度,降低气侧压力损失,控制瞬态温度变化,满足极端工况的需求。张钦国,秦四成等^[5]研究了WCCAC中增压空气和冷却液对中冷器散热性能的影响及中冷器的阻力特性,对重型柴油机WCCAC内部流场和温度场进行三维数值模拟,分析了中冷器内部流动阻力损失和传热性能,并通过台架试验对仿真结果进行了验证。以上的诸多论文中,多数论文侧重于单体换热性能分析或中冷系统对柴油机性能的影响分析,但水冷系统集合了压缩气体、冷却液、空气等多种介质换热,尚无采用CFD来研究水冷中冷系统自身工作及其各介质相互影响特性的论文。

严峻的汽车排放及油耗法规使得柴油机的工作方式正逐渐被汽油发动机借鉴,如增压、直喷、EGR、水冷中冷等。作为一种提升功率及低速扭矩,降低发动机油耗及排放的有效手段,水冷中冷系统逐渐得到各个OEM厂家的重视。Xu Song, John Myers【6】研究了柴油机水冷系统中水泵功率的选型,机舱密封的影响等,但其主要基于整车研究,缺少对发动机额定工况的分析及对水冷中冷系统的冷却性能的研究。张伟,杨钰【7】研究中冷器与散热器布置形式对内燃机冷却系统性能的影响,但并未对系统的内在性能联系进行详细讨论。

由于水冷中冷系统的冷却性能好坏直接与进气温度相关,若进气温度升高,发动机爆震倾向增加,为控制爆震将推迟点火,必将导致排温升高,影响发动机的性能及排放。本文基于评估水冷中冷系统在极端热害工况下的低温散热器散热能力是否达到温度平衡需求,提出了热害工况;为了评估整车百公里加速性能,以及保障高负荷工况下的可靠性,提出额定工况。额定工况代表了整个4000rpm以上的大负荷区域发动机性能,若此区域进气温度升高5°C,输出扭矩也将降低2~3%,HC排放也将急剧恶化。

目前,国内针对汽油机WCCACS冷却性能研究的论文较少,本文采用CFD对WCCACS进行一维系统仿真分析,进行台架风洞试验及整车环境舱试验验证;为开发高效节能发动机提供理论和数据支撑。

1 研究方法

1.1 WCCACS 工作过程阐述

图1所示为WCCACS主要零部件的机舱布置示意图,其主要部件为水冷中冷器、电子辅助水泵、低温散热器(LTR, Low Temperature Radiator)、储液壶及影响零部件冷凝器。WCCACS的工作过程:1. 经过空滤器进入的空气被压气机增压后,空气温度和密度急剧升高,增压空气通过水冷式中冷器进行热交换,其温度逐渐降低,并最终进入缸内参与燃烧。2. 冷却液由电子辅助水泵加压后进入中冷器,在中冷器中,冷却液与增压空气进行热交换,一小部分含有汽泡的冷却液通过溢气管进入储液壶,绝大部分冷却液进入LTR,与机舱内空气进行热交换,冷却液温度得到降低,最后与储液壶的回水汇合,进入水泵。3. 外界空气经过格栅进入机

舱，通过冷凝器进行换热后，一部分由没有LTR覆盖的区域直接进入高温散热器，一部分通过低温散热器与冷却液进行热交换，再进入高温散热器，最终通过风扇、动力总成后，从机舱下侧及侧围缝隙流出。

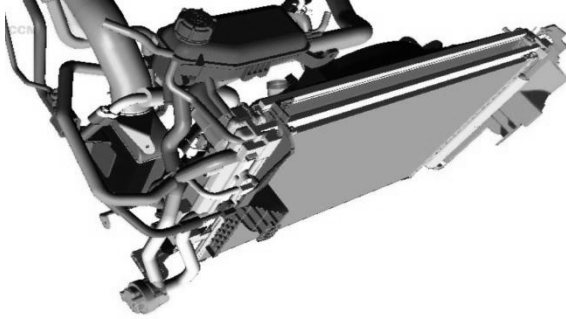


图 1 WCCACS 主要零部件布置示意图

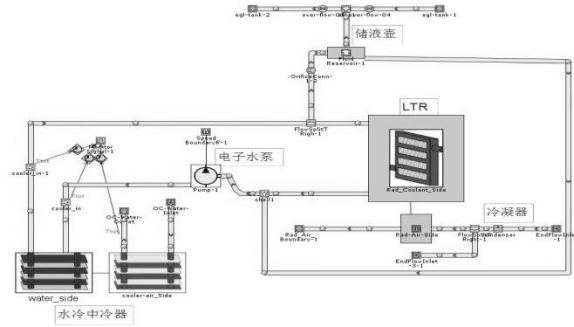


图 2 WCCACS 计算模型

1.2 研究对象

本文基于某 1.5L 增压汽油机，采用 WCCACS 对增压后空气进行冷却，其中 WCCACS 的冷却液采用 LTR 进行冷却，LTR 布置在机舱冷凝器之后，迎风面积尺寸较冷凝器小，冷凝器最大放热功率为 10kW。利用一维 CFD 计算软件 GT-Suit 建立冷却液侧（水侧）、压气机后气侧、LTR 风侧的计算模型。计算模型如图 2 所示

1.3 计算方法

WCCACS 计算采用稳态工况，采用一维 N-S 方程求解。计算中流动及换热遵循质量守恒、动量守恒、能量守恒定律，控制方程如公式 1~3：

$$\text{连续方程: } \frac{dm}{dt} = \sum_{\text{boundaries}} \dot{m} \quad (\text{公式1})$$

$$\text{能量方程: } \frac{d(\rho HV)}{dt} = \sum_{\text{boundaries}} (\dot{m} H) + \frac{V dp}{dt} - h A_s (T_{\text{fluid}} - T_{\text{wall}}); \quad (\text{公式2})$$

$$\text{动量方程: } \frac{dm}{dt} = [dpA + \sum_{\text{boundaries}} (\dot{m} u) - \frac{4C_f \rho u |u| dx A}{2} - K_P \left(\frac{1}{2} \rho u |u| \right) A] \frac{1}{dx} \quad (\text{公式3})$$

式中， $\dot{m}$ ：流入网格单元的质量流量； V ：体积； p ：压力； ρ ：密度； A ：流动截面面积； A_s ：传热面积； e ：总的内部指示热量； H ：总的指示焓， $H = e + \frac{p}{\rho}$ ； h ：换热系数； T_{fluid} ：流体温度； T_{wall} ：壁面温度； u ：边界速度； C_f ：沿程阻力系数； K_P ：压力损失系数； D ：等效直径； dx ：离散长度； dp ： dx 所对应的压差。

2 计算

2.1 CFD 计算结果

采用 GT-Suit 计算热害工况及额定工况下的中冷器出气温度及系统冷却液流量、温度、LTR 风速及换热量等。计算结果如表 1 所示。

表 1 WCCACS 计算结果

计算结果	中冷器	低温散热器 (LTR)	电子水泵
------	-----	-------------	------

	出气温度 (℃)	进水温度 (℃)	出水温度 (℃)	进水温度 (℃)	出水温度 (℃)	进风温度 (℃)	风速 (m/s)	换热量 (kW)	流量 (L/min)
热害工况 1 (80km/h, 爬坡)	54.81	51.45	55.34	55.34	51.84	48.94	3.48	3.73	15.33
热害工况 2 (100km/h, 爬坡)	54.66	51.14	55.85	55.86	51.51	47.99	3.90	4.51	15.37
热害工况 3 (150km/h, 高速)	52.92	48.88	54.02	54.02	49.15	45.59	4.17	4.67	14.64
额定工况 (5500rpm)	44.16	35.66	49.34	49.38	35.59	25.01	4.37	11.35	13.67

计算的中冷器出气温度均达到性能的要求（热害 55℃、额定 45℃）。计算发现：1. 额定工况下换热量最大，是热害工况的 2.5~3 倍，其主要原因是额定工况下，LTR 液风（冷却液-空气）温差较大，换热更容易，WCCACS 中冷却液温度更低，中冷器中气液（增压气体-冷却液）温差也相应增加，增强换热，从而使得中冷器出气温度达到更低的温度。2. 冷却液温度越高，WCCACS 的系统流量越大，这与不同温度下泵的扬程变化及 LTR、中冷器的流阻差异相关。3. 中冷器换热效率较高，超过 90%，LTR 换热效率较低，约 55%（换热效率如表 2 所示），即 LTR 换热为 WCCACS 系统的限制因素；换热器的换热效率计算公式如公式 4 所示^[8]。

$$\varepsilon = \frac{(t_1' - t_2'')_{\max}}{t_1' - t_2'} \quad (\text{公式 4})$$

其中 t_1' 为进口热流体温度； $(t_1' - t_2'')_{\max}$ 为该换热器理想情况可以产生的最大温差； t_2' 为出口热流体温度。本文中冷器采用冷却液 U 形、逆流换热，LTR 采用冷却液 U 形、交叉换热，因此换热效率存在差异。

表 2 零部件在不同工况的换热效率

换热效率	中冷器	LTR
热害工况	94.60%	54.69%
额定工况	90.99%	56.59%

3 试验验证

3.1 台架风洞试验验证

为研究不同风速及工况下的系统冷却性能，本文开展了台架风洞试验研究，由于整车布置非常紧凑，试验中需连接流量计、水温传感器、压力传感器等装置，因此在试验中 WCCACS 的管路长度增加了约 4m，风洞试验现场如图 3 所示。试验中 LTR 风速边界采用整数 2m/s、4m/s、6m/s 进行测试。气侧测试边界的中冷器流量及温度采用了 CFD 相同的计算边界，采用空气加热器进行加热。风侧由于 LTR 置于冷凝器之后，冷凝器换热量约 10kW，因此根据进风量进行计算，并假定所有热害工况下 LTR 进口风温均为 49℃，额定工况空调不开，进口风温为 25℃。



图 3 试验现场

为对比 CFD 计算结果及台架风洞试验结果，CFD 中在 WCCACS 计算模型的管路中同样增加 4m 的管路，并采用与试验相同的风侧速度 2m/s、4m/s、6m/s，进口风温修亦与试验一致（热害 49℃和额定 25℃）。试验结果与 CFD 计算结果对比如表 3 所示。

表 3 CFD 计算与试验结果比较

结果对比	分类	中冷器 出气温度 (℃)	低温散热器					电子水泵
			进风温度 (℃)	进水温度 (℃)	出水温度 (℃)	风速 (m/s)	换热量 (kW)	流量 (L/min)
热害工况 1	试验	55.11	49	59.19	54.54	2	3.72	13.72
	CFD	54.28		55.20	51.05		3.43	13.56
	试验	52.91	49	57.14	52.24	4	3.84	13.55
	CFD	53.13		54.32	49.90		3.65	13.09
额定工况	试验	38.99	25	49.43	32.89	4	11.86	12.38
	CFD	42.61		49.57	33.26		11.12	12.59
	试验	37.41	25	48.13	30.87	6	12.17	12.18
	CFD	41.06		48.71	31.41		11.92	12.40

对比试验结果与 CFD 分析结果，可以发现系统流量、换热量误差均小于 10%。热害工况下，出气温度的 CFD 模拟值与试验测量值的对比误差在 1℃以内，但进出水温度存在较大差异，约为 3~4℃；在额定工况下，出气温度存在较大差异，约为 3~4℃，但进出水温度较为接近，差值在 1℃以内。综上，尽管计算在某些工况下存在一定偏差，但其计算精度在可接受范围内，满足工程的需求，可以为水冷中冷系统的设计方案提供指导。

3.2 环境舱整车试验验证

为评价该水冷中冷系统在整车上表现，本文在整车环境舱进行了试验研究(表 4 所示)；评估在极端工况下，水冷中冷系统在整车上的冷却性能。环境舱整车试验工况包括热害工况(空调全负荷，环境温度 40℃)及额定工况(环境温度 25℃，关空调)。环境舱整车测试发现，该水冷中冷系统的冷却性能好于 CFD 计算结果，但 CFD 计算与试验测试差异较小，对应性较好。实测额定工况通过调整爬坡的坡度，在 130km/h 即达到了全速全负荷工况，在额定工况下，水冷中冷系统仍然可以保证进气温度在限制以内，水冷中冷系统

达到设计目标。

表 4 环境舱整车测试与 CFD 的对比

工况	CFD 计算			试验测试		
	中冷出气温度 (℃)	中冷器进水温度 (℃)	计算车速 (km/h)	中冷出气温度 (℃)	中冷器进水温度 (℃)	实际测试车速 (km/h)
热害工况 1 (爬坡)	54.81	51.84	80	55.0	52.9	80
热害工况 2 (爬坡)	54.66	51.51	100	51.2	50.0	100
热害工况 3 (高速)	52.92	49.15	150	51.5	49.6	160
额定工况 (5500rpm 全负 荷, 爬坡)	44.16	35.59	180	42.9	37	130

4 结论

通过 CFD 计算及试验发现本文所研究的水冷中冷系统达到系统冷却性能, 中冷器出气温度达到性能目标 (热害 55℃、额定 45℃)。水冷中冷系统 (WCCACS) 中, 由于换热器的结构形式差异, 中冷器换热效率较高, 超过 90%, LTR 换热效率较低, 约为 55%, 即 LTR 为 WCCACS 的限制性因素;

(1) 环境舱整车试验发现, 极端工况下, 水冷中冷系统可以保证进气温度在限制温度以内, 达到设计目标。

(2) 对比试验结果及试验条件下的 CFD 分析结果, 发现系统流量、换热量误差均小于 10%。尽管计算在某些工况下存在一定偏差, 但其计算精度可以接受, 满足工程需求。

参考文献:

- [1] 许锋, 冯立岩, 等. 内燃机原理教程[M]. 大连理工大学出版社, 2005.
- [2] 周保龙. 内燃机学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005
- [3] 黄流军. 中冷技术对涡轮增压柴油机性能影响的研究 [J]. 小型内燃机与摩托车, 2010. 2, 39(1): 20-23.
- [4] Robert D. Chalgren, Jr. et al. A Controllable Water Cooled Charge Air Cooler (WCCAC) for Diesel Trucks [J]. SAE paper, 2004, 2004-01-2614.
- [5] 张钦国, 秦四成, 等. 柴油机水冷中冷器冷却性能仿真与试验[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2016. 1, 47(1): 54-61.
- [6] Xu Song, John Myers, et al. Integrated Low Temperature Cooling System Development in Turbo Charged Vehicle Application[J]. SAE paper, 2014, 2014-01-0638.
- [7] 张伟, 杨钰, 等. 中冷器布置对内燃机冷却系统性能影响的试验研究[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2015. 5, 35(5): 58-63.
- [8] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安交通大学出版社, 2005.

作者简介: 杨勇(1984-), 男, 硕士, 中级工程师, 主要从事汽车 CFD 分析及研究, yangyong4@changan.com.cn。
电话: 15023180330