

文章编号: 1006-4710(2011)04-0435-05

# 轿车柴油机用 EGR 冷却器内部温度场分析

芮宏斌, 宋俐, 赵忠磊

(西安理工大学 机械与精密仪器工程学院, 陕西 西安 710048)

**摘要:** 针对某型轿车用柴油发动机 EGR 冷却器, 建立了冷却水通道和废气通道两种计算模型, 运用 CFD 数值模拟方法分析了 EGR 冷却器内部温度场的分布。研究结果表明, 冷却水入口结构、废气通道内翅片均对温度场分布产生了不同程度的影响, 从而影响 EGR 冷却器的传热效率。

**关键词:** EGR 冷却器; CFD 数值模拟; 对流传热

**中图分类号:** TK124      **文献标志码:** A

## An Analysis of the Internal Temperature Fields of EGR Heat Exchanger in Car Diesel Engine

RUI Hongbin, SONG Li, ZHAO Zhonglei

(Faculty of Mechanical and Precision Instrument, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

**Abstract:** Cooling water channel model and exhaust channel model for the EGR heat exchanger in car diesel engine are established, and the temperature fields for the models are calculated by CFD simulation respectively. The results show that both the inlet structure of EGR heat exchanger and the fins within the exhaustion pathway can affect temperature field distribution to some extent, where by affecting the heat transfer efficiency of EGR heat exchanger.

**Key words:** EGR heat exchanger; CFD numerical simulation; heat convection

柴油轿车的燃油消耗比汽油轿车大约要低 30% 以上, 推广使用柴油轿车是汽车制造商降低均油耗、满足油耗法规的重要技术策略之一, 也是我国汽车工业未来 10 年探索汽车低碳技术的发展方向<sup>[1-2]</sup>。在传统轿车用柴油机上采用电控高压燃油喷射系统和废气再循环(EGR)技术将使柴油机的油耗进一步降低, 同时废气再循环(EGR)技术对于降低车用发动机排放的 NO<sub>x</sub> 等有害物的排放效果也十分显著<sup>[3]</sup>。因此, 轿车用柴油发动机的 EGR 技术将是满足未来排放要求的关键技术。

由于我国柴油机 EGR 技术在乘用车方面的研究和应用还处于起步阶段, 尚未掌握轿车柴油机用 EGR 的核心技术。因此, 对 EGR 系统的研究主要采用试验结果分析方法, 在 EGR 技术的理论研究和仿真分析方面做的研究工作较少。本文应用 CFD 软件对某型轿车柴油机用 EGR 冷却器的核心主体进行了流体热力学建模和数值分析, 研究了冷却器

核心主体的冷却水通道和废气通道的温度场分布及结构变化对温度场及冷却效果的影响, 提出了 EGR 冷却器的改进方案。

### 1 轿车柴油机用 EGR 冷却器

典型的 EGR 系统包括 EGR 阀、EGR 冷却器和多根管系, 冷却器是 EGR 系统的关键部件, 其主要功能是将高温再循环废气进行冷却<sup>[4]</sup>。由于体积的限制, 要求冷却器在较小的换热面积下能够实现大的热量传递。轿车柴油机用 EGR 冷却器主要由内部核心主体、外壳及连接水管、安装法兰等组成, 如图 1。由于 EGR 冷却器的内部核心主体包含多条冷却水通道和废气通道, 其结构较为复杂。图 2 为 EGR 冷却器核心主体。核心主体通过以下几道工艺形成: 首先将金属板以折扇方式弯折, 然后再将折好的板弯曲成扁平矩形空间, 形成交替的冷却水和高温废气流动通道; 冷却水通道的两端部边缘用

收稿日期: 2011-08-29

基金项目: 陕西省教育厅科学研究计划资助项目(09JK650); 陕西省重点学科建设专项资金资助项目(102-00X903)。

作者简介: 芮宏斌(1978-), 男, 青海西宁人, 讲师, 博士生, 研究方向为车辆工程及数字化设计与制造。E-mail: hongbin.rui@126.com。宋俐(1957-), 女, 辽宁海城人, 教授, 博士, 研究方向为为材料、结构的强度、断裂与优化设计研究。E-mail: songli@xaut.edu.cn。

端部支撑板阻塞,起隔离冷却水和废气接触并支撑管板的作用;最后将翅片插入废气流动通道。由于核心主体的外周需要安装在管状壳体内,从而阻隔了相邻弯折端部边缘之间的连通。

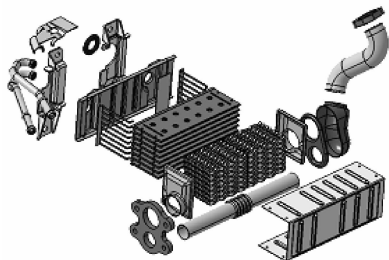
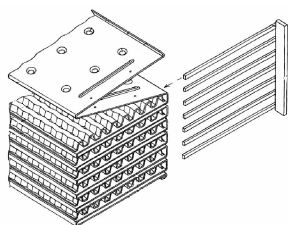
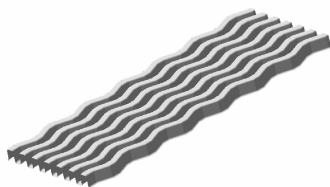


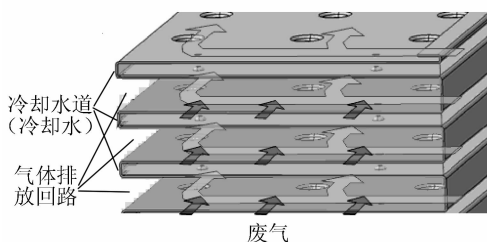
图1 EGR冷却器零件图  
Fig. 1 Parts diagram of EGR cooler



(a) 结构分解透视图



(b) 翅片结构



(c) 液体、气体流动形式

图2 EGR冷却器核心主体

Fig. 2 The key structure of EGR cooler

## 2 冷却器核心主体温度场分析

EGR冷却器的核心主体内部是相间排列的冷却水通道和废气通道,冷、热液体和气体通过通道的管板及散热翅片表面对流传热实现对高温废气的冷却。为了用Fuluent软件进行温度场分析,需要分别建立冷却器核心主体的冷却水通道和高温废气通道的计算模型。

### 2.1 冷却水通道温度场分析

#### 2.1.1 冷却水通道温度场计算模型

根据EGR冷却器核心主体结构简化,冷却水通道的计算模型如图3所示。

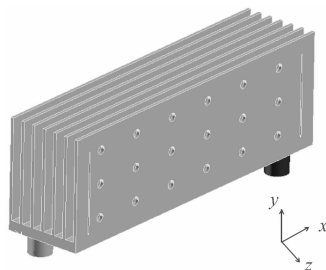


图3 冷却水通道计算模型

Fig. 3 The computational model of the cooling water channel

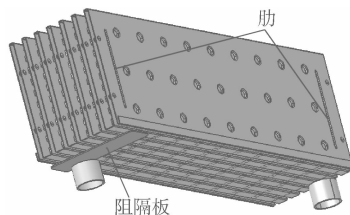
沿坐标 $z$ 向模型共有七个冷却水通道。计算中假设冷却水为不可压缩理想流体,采用速度入口边界,初始速度为 $1\text{ m/s}$ ,入口水温为 $353\text{ K}$ ,采用压力出口边界,相邻两通道之间的三个侧面均为对流传热边界,传热系数为 $20\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ,换热壁外部的自由流温度为 $440\text{ K}$ ,其余为绝热壁面。

计算采用三维稳态层流强制对流模型,控制方程的一般形式为<sup>[5]</sup>

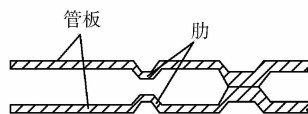
$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\mathbf{u}\phi) = \text{div}(\Gamma_{\phi}\text{grad}\phi) + S_{\phi} \quad (1)$$

式中, $\phi$ 为通用变量, $\Gamma_{\phi}$ 为广义扩散系数及广义源项, $S_{\phi}$ 为初始条件与边界条件。

本文对三种不同结构的冷却水通道计算模型进行温度场分析。Model A:冷却水入口处安装有阻隔板,管板上带有肋(图4);Model B:在冷却水入口处安装有阻隔板,管板上不带肋;Model C:没有阻隔板,管板上不带肋。



(a) Model A 芯体部件



(b) 肋结构示意图

图4 冷却水入口处安装有阻隔板及管板上带有肋的结构模型

Fig. 4 The model is that the entrance of cooling water is installed with baffle and the tube sheet is with ribbed plate

每一个冷却水通道选取一个代表截面(坐标分别为  $z = 2.2 \text{ mm}$ ,  $9.8 \text{ mm}$ ,  $17.4 \text{ mm}$ ,  $25.0 \text{ mm}$ ,  $32.6 \text{ mm}$ ,  $40.2 \text{ mm}$ ,  $47.8 \text{ mm}$ )。

三种模型下冷却水通道的温度场见图 5, 表 1 是每个截面上的温度计算值, 各截面上的最高温度值曲线如图 6 所示。

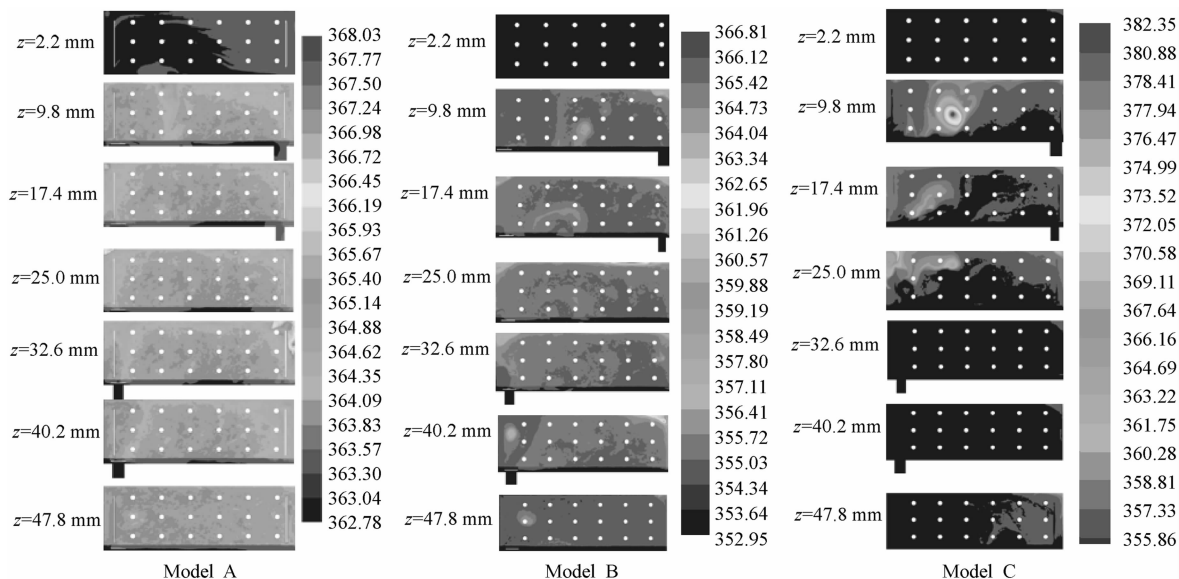


图 5 三种模型下各冷却水通道的温度场

Fig. 5 Temperature field of the cooling water channel under 3 models

表 1 三种模型下冷却水通道的温度值

Tab. 1 Temperature of cooling water channel under 3 models

冷却水通道截面位置 $z/\text{mm}$	面积加权平均温度 $T/\text{K}$			最高温度 $T/\text{K}$		
	Model A	Model B	Model C	Model A	Model B	Model C
2.2	353.04	353.10	353.44	353.47	353.72	355.61
9.8	353.37	353.66	355.32	355.27	360.65	382.28
17.4	353.36	353.82	354.28	355.73	358.81	359.75
25.0	353.40	353.97	354.70	357.28	366.72	371.10
32.6	353.45	353.91	353.22	357.78	361.84	355.80
40.2	353.37	353.93	353.23	355.07	364.13	356.50
47.8	353.24	353.32	353.57	354.76	356.23	359.93

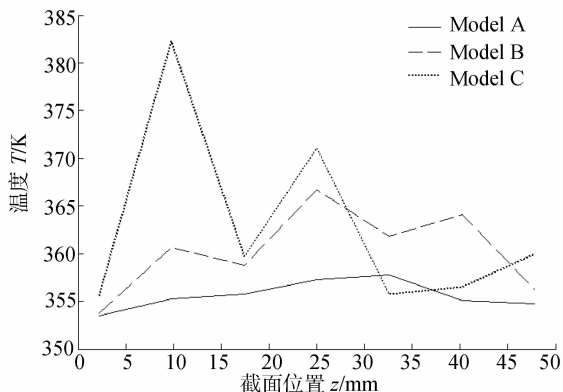


图 6 冷却水最高温度分布

Fig. 6 Distribution of the highest temperature in cooling water

### 2.1.2 冷却水通道温度场计算结果分析

1) 由表 1 和图 5 可知, 三种模型每一个通道冷却水的平均温度均在  $353 \sim 355 \text{ K}$  之间, 因此, 结构改变对冷却水的平均温度影响不大;

2) 从表 1、图 5 和图 6 可以看到, 三种模型各通道冷却水的最高温度的变化差别比较大。Model A、和 Model B 各通道冷却水的最高温度均未达到沸腾温度, 而 Model C 中冷却水通道某个区域的最高温度超过了沸点, 出现了沸腾; Model A 的冷却水的最高温度变化较为平缓, 而 Model B 次之, 模型 Model C 冷却水的最高温度变化比较剧烈。因为较低的温度以及温度的缓慢变化会有利于冷却水长时间的保持较高的工作效率, 冷却水的局部沸腾也会大大地影响传热效率。因此, 在核心主体结构冷却水通道的入口处增加阻隔板和肋、或者只有阻隔板都能明显地改善冷却水的温度场, 提高冷却效率。

## 2.2 废气通道温度场分析

### 2.2.1 废气通道温度场计算模型

为了分析高温废气在通过带有翅片的废气通道时温度的变化情况, 也就是冷却效果, 需要对废气通道的温度场进行数值分析。因波纹形翅片在其宽度方向具有周期性(见图 2(b)), 在建立废气通道计算模型时为简单起见, 仅取一个周期的翅片作为研究对象, 废气通道的计算模型及边界条件见图 7。废气通道的计算模型分固体区和气体区(图 7

(a), 固体区包括管板壁面和内部翅片, 气体区为一个计算单元内的气体。

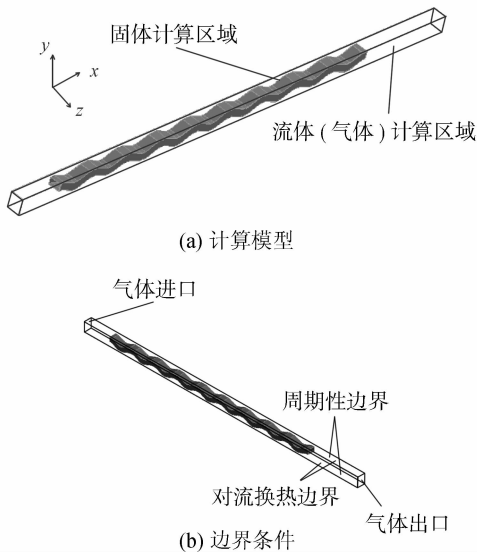


图7 EGR冷却器芯体的废气通道(含翅片)  
Fig.7 Throw entrance (with fins) of the core body in EGR cooler

废气以均匀速度和温度进入通道并和管壁及翅片交换热量。这是一个导热与对流同时发生的耦合传热问题。对于耦合传热问题,一般的计算过程如下<sup>[5]</sup>:

1) 分别建立两个计算区域的控制方程。

2) 给出每个计算区域的边界条件。耦合边界条件如下:

$$-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)_w |_{\text{I}} = h(T_w - T_f) |_{\text{II}} \quad (2)$$

其中,I为固体,II为气体。将牛顿冷却公式与傅里叶导热定律应用于贴壁流体层联立后得出上式。 $\frac{\partial T}{\partial x}$ 为贴壁处壁面法线方向上的流体温度变化率; $\lambda$ 为流体的导热系数; $h$ 为对流换热表面传热系数; $(T_w - T_f)$ 为换热面上流体与固体表面的平均温差。

3) 假定耦合边界上的温度分布,对区域I进行求解,得出耦合边界上的局部热流密度和温度梯度;然后根据式(2)求解区域II得出耦合边界上新的温度分布;再以此作为区域I的输入,重复上述计算步骤直到结果收敛为止。

废气通道的边界条件如图7(b)所示,管板壁面外侧为对流传热边界,计算时给出冷却水的温度和水侧的对流传热系数;上下表面为周期性边界;不定义耦合壁面边界,其上的物理量分布由计算自动获得。计算时假定废气为粘性不可压缩,入口给定气体流速,出口给定气体压力。

## 2.2.2 废气通道温度场计算结果及分析

为了观察废气沿横向( $z$ 向)的温度变化,在气体通道内沿 $z$ 向取7个代表截面,它们分别位于坐标 $z = 0, 0.5 \text{ mm}, 1.0 \text{ mm}, 1.5 \text{ mm}, 2.0 \text{ mm}, 2.4 \text{ mm}, 2.6 \text{ mm}$ 处, $z = 0$ 平面位于气体通道中心,即计算时仅取一半通道,图8为数值计算得到的废气通道的温度分布图。从图8可以看到,废气通道靠近管板表面的区域温度较低,即冷却效果较好,而靠近通道中心处,温度分布较高,冷却效果较差。这也验证了“对流传热主要发生在管板和气体交界处”的说法<sup>[6]</sup>。

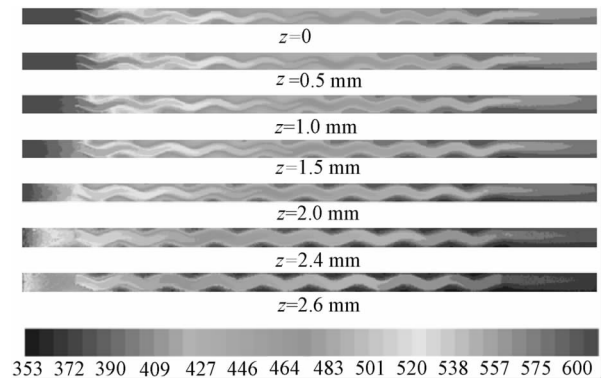


图8 废气体通道的温度分布  
Fig.8 Throw channels' distribution in temperature

为了观察废气沿纵向( $x$ 向)的温度变化,沿着通道的纵向分别取位于 $x = 2 \text{ mm}, 35 \text{ mm}, 79 \text{ mm}, 150 \text{ mm}$ 处的模型截面作为观察面(图9),其上的温度分布见图10。

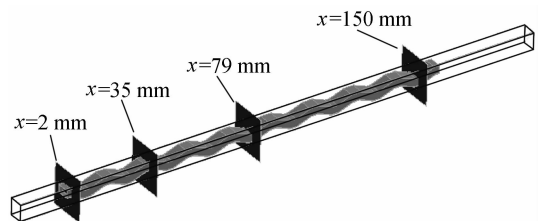


图9 废气通道沿 $x$ 向截面  
Fig.9 Throw channels that along  $x$  section

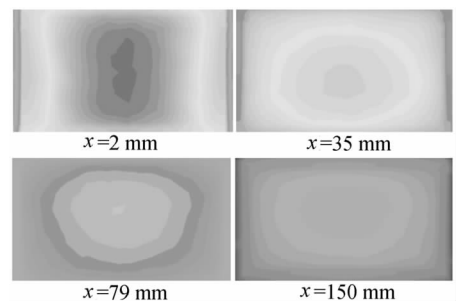


图10 废气通道沿 $x$ 向截面的温度分布  
Fig.10 Distribution of throw channels which along  $x$  section in temperature

从图 10 可以看到, 废气刚流入通道 ( $x = 2 \text{ mm}$ ) 时温度相当高, 靠近翅片表面, 气体的温度梯度变化较大; 随着废气沿通道继续流动 ( $x = 35 \text{ mm}, 79 \text{ mm}$ ), 其温度逐渐下降且温度场趋于均匀; 当废气将到达通道的末端 ( $x = 150 \text{ mm}$ ) 时, 相对于入口废气的温度已经明显下降, 并且温度场基本稳定。高温废气流经较短的距离其温度场有明显的改变, 主要是由于波纹形翅片的影响, 改善了废气的流动状态<sup>[7]</sup>, 使传热得到了强化。

以上分析表明, 高温废气经过 EGR 冷却器的处理, 可以达到降低温度的效果。

### 3 结 论

本文以国外某型轿车柴油机用 EGR 冷却器为研究对象, 通过对 EGR 冷却器温度场的数值分析得到了其核心部件的结构变化对冷却水温度场分布的影响, 提出了合理的结构设计方案, 最大限度地抑制了局部区域内出现的沸腾现象, 提高了冷却效率, 也为试验验证提供了参考依据, 得到了当高温气体流经插有波纹形翅片的废气管道时的温度场分布:

1) 由于冷却水在各个子通道内的温度分布不均匀, 增加阻隔板和肋有利于改善 EGR 冷却器温度场分布的不均匀性, 增强对废气的冷却效果;

2) EGR 冷却器的波纹形翅片能起到强化传热、提高传热效率的作用。

### 参考文献:

- [1] 冒晓建, 卢成委, 肖文雍, 等. 满足未来排放要求的轿车用柴油机关键技术[J]. 车用发动机, 2006, 1:6-14.  
Mao Xiaojian, Lu Chengwei, Xiao Wenyong, et al. The

- key technologies of diesel engine for passenger car meeting the future emission regulation[J]. *Vehicle Engine*, 2006, 1:6-14.
- [2] 李骏, 宫艳峰, 李康, 等. 一汽集团乘用车动力总成低碳技术策略[J]. *汽车工程*, 2010, 32(7):555-558,569.  
Li Jun, Gong Yanfeng, Li Kang, et al. FAW's low carbon strategies for car powertrain[J]. *Automotive Engineering*, 2010, 32(7):555-558,569.
- [3] 朱昌吉, 刘忠长, 许允. 废气再循环对车用柴油机性能与排放的影响[J]. *汽车工程*, 2004, 26(2):145-148.  
Zhu Changji, Liu Zhongchang, Xu Yun. Effects of EGR on performances and emissions of an automotive diesel engine [J]. *Automotive Engineering*, 2004, 26(2):145-148.
- [4] Verhelst S, Maesschalck P, Rombaut N, et al. Increasing the power output of hydrogen internal combustion engines by means of supercharging and exhaust gas recirculation [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2009, 34(10):4406-4412.
- [5] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2004.
- [6] Yu Bo, Wang Qiuwang, Tao Wenquan. Experimental study on the pressure drop and heat transfer characteristics of tubes with internal wave-like longitudinal fins[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2000, 21(3):334-337.
- [7] 高永平, 王谦, 罗新浩. 发动机废气再循环冷却器结构的改进研究[J]. *江苏大学学报: 自然科学版*, 2004, 25(6):492-495.  
Gao Yongping, Wang Qian, Luo Xinhao. Investigation of exhaust gas recirculation coolers of DI diesel engine [J]. *Journal of Jiangsu University (National Science Edition)*, 2004, 25(6):492-495.

(责任编辑 杨小丽)