

性能与排放

某中速柴油机冷却液流动及流固耦合传热计算分析

周 禛¹, 薛冬新¹, 唐 斌¹, 孟 浩²

- (1. 大连理工大学内燃机研究所, 辽宁 大连 116024;
2. 中国北车集团大连机车车辆有限公司, 辽宁 大连 116022)

摘要: 为获得直观的流场和温度场数据, 对某16缸中速柴油机建立了完整的冷却水三维模型, 采用FLUENT流体计算软件对其进行了绝热CFD计算分析, 得到了冷却水流速、压力等数据。考虑到各缸冷却水套为并列排布方式, 各缸之间相对独立, 建立了单缸的缸盖-缸套-冷却水耦合传热模型, 对其进行了缸盖-缸套-冷却水耦合传热仿真, 获得了各部件比较精确直观的温度场分布。结果表明: 仿真结果与实测数据吻合较好, 从而为柴油机冷却水套的优化设计提供了依据。

关键词: 中速柴油机; 冷却水系统; CFD分析; 传热; 仿真

中图分类号: TK424.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2013)01-0017-05

The Flow and Fluid-Solid Coupled Heat Transfer Analysis of a Medium Speed Diesel Engine Cooling System

Zhou Zhen¹, Xue Dongxin¹, Tang Bin¹, Meng Hao²

- (1. Internal Combustion Engine Research Institute, Dalian University of Technology, Liaoning Dalian 116024;
2. Dalian Locomotive & Rolling Stock Co. Ltd., CNR, Liaoning Dalian 116022)

Abstract: In order to obtain a visual flow and temperature field data, a complete three-dimensional model of a 16-cylinder medium-speed diesel engine cooling water system was established. Then analysis of the CFD calculation for the cooling water system was performed using calculation software FLUENT and the jacket cooling water flow rate and pressure data was obtained. Taking into account the cylinder cooling water jacket were side-by-side installed, and each cylinder was relatively independent, the cylinder head-cylinder liner-cooling water coupled heat transfer model of a single cylinder was established, and coupled heat transfer simulation for the model was performed, thereafter obtain more precise and visual temperature field distribution of the individual parts. The results showed that the simulation results agree well with the measured data and thus provided the basis for optimization design of the diesel engine cooling water jacket.

Keywords: medium-speed engine; cooling water system; CFD analysis; heat transfer; simulation

0 引言

随着社会的发展, 人们对发动机的经济型和动力性提出了更高的要求。高增压、高压比技术成为未来发动机发展趋势; 发动机的强度不断提升, 因发动机热负荷引起的失效风险也越来越高。因

此, 为保证发动机的正常工作, 发动机各受热零部件的冷却变得至关重要^[1]。未来发动机的冷却将向“高温冷却”和“精确冷却”方向发展^[2], 这就要求发动机冷却水套的设计更为合理。

目前, 采用流固耦合的方法对内燃机传热进行模拟研究越来越多。流固耦合方法可以将流固接触

收稿日期: 2006-00-00; 修回日期: 2012-09-21

作者简介: 周禛, 男(1986-), 在读硕士, 研究方向: 内燃机冷却及振动噪声控制, E-mail: zhouzhen0746@yahoo.com.cn。

面上难以确定的外部边界转化为系统的内部边界,通过两个面的耦合,实现固体传热和流体传热的耦合,从而得到所需要的温度场和流场^[3]。有研究表明,流固耦合的方法相比于采用冷却水流速作为判断冷却效果好坏的标准的方法更加符合发动机的实际工作状态^[4]。

本文首先对某 16 缸中速柴油机建立了完整的冷却水三维模型,采用 Fluent 软件对其进行了 CFD 计算分析,壁面边界设为绝热,获得了冷却水速度、流量、压力等流场数据。为了获得更为准确直观的温度场分布,需对其进行流固耦合传热计算。由于该机各缸冷却水套为并列排布方式,各缸之间相对独立,同时考虑到计算机的性能,所以此次研究建立单缸的缸盖-缸套-冷却水耦合传热模型,采用上述整体水套模拟计算的数据为其加载进出口边界,进行耦合传热仿真计算。

1 流动与传热控制方程

发动机水套内冷却水的流动看做粘性不

可压的湍流,其流动和传热过程遵循三大守恒方程,即质量守恒、动量守恒和能量守恒。在数值计算中,湍流流动模型采用时均形式微分方程^[5]。

质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{U}) = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\frac{d(\rho \bar{U})}{dt} = \rho \bar{F} - \nabla p + \mu \Delta \bar{U} \quad (2)$$

能量守恒方程:

$$\frac{d(\rho c_p T)}{dt} = \Phi + \lambda \Delta T + \rho q \quad (3)$$

式中: \bar{U} 为速度矢量; ρ 为流体密度; P 为流体压力; μ 为流体的动力粘度; c_p 为流体的比热容; λ 为导热系数; \bar{F} 为作用在流体上的质量力,在重力场中 $\bar{F} = g$; q 为流体所吸收的热量; T 为流体温度; Φ 为能量耗散函数。

在充分发展的湍流区,湍流流动的计算采用标准 $k-\varepsilon$ 模型。

固体区域的导热遵循傅里叶定律^[3]。

$$q'' = -k \frac{dt}{dx}$$

式中: q'' 为热流密度; k 为导热系数; t 为温度;“-”表示热量流向温度降低的方向。

2 有限元模型的建立与边界条件

2.1 116 缸冷却水整体有限元模型的建立

在 Pro/e 中建立了整体冷却水套的三维模型,然后以 iges 格式导入 ICEM 中划分网格。在划分网格时,水套主体部分采用非结构化的六面体网格,局部采用非结构化的多面体网格。计算网格的总网格数为 341 万。有限元模型如图 1。

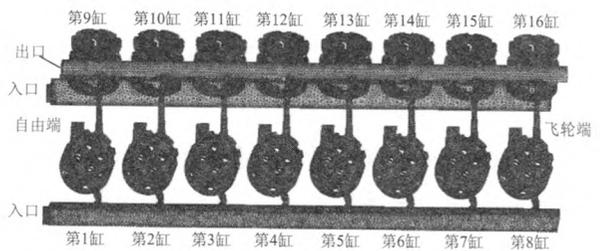


图 1 整体冷却水三维有限元模型

2.2 单缸耦合模型的建立

在 pro/e 中分别建立了单缸的缸盖、缸套和冷却水的三维模型,将冷却水模型嵌入到固体模型中,组成一个完整的固、流耦合系统,如图 2。在划分网格时,将缸盖-冷却水、缸套-冷却水装配贴合的双壁面处理成公用面,从而实现流固耦合的计算。有限元模型如图 3。

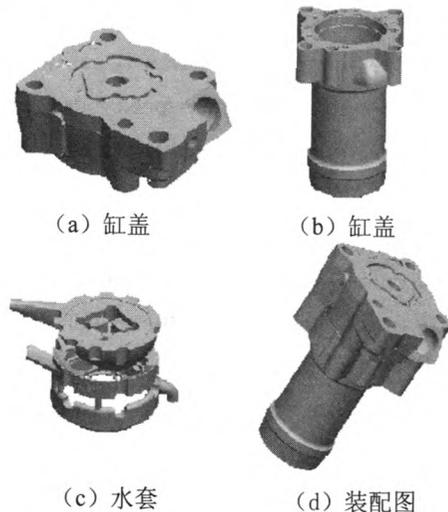


图 2 耦合系统三维模型

2.3 边界条件的确定

在对整体水套进行计算时,入口采用压力入口,出口为速度出口,壁面设为绝热。

在对单缸进行耦合计算时,将缸盖-缸套-冷却水视为一个整体系统。此系统外部边界包括燃气-缸套、燃气-缸盖火力面的传热边界;进、排气管与进、排气体之间的传热边界;缸盖及缸套凸肩外表面与环境的传热边界;缸套外壁面与机体内腔的

传热边界。其余缸盖、缸套、冷却水之间的边界条件视为内部边界条件。



图3 耦合系统有限元模型

燃气-缸套、燃气-缸盖火力面的传热是耦合系统热量的主要来源。发动机在稳定工况下运转, 每个循环中燃气传给燃烧室壁面的平均热流密度是恒量。本文采用 AVL-boost 对缸内工作过程进行模拟, 计算出缸内瞬时燃气温度 T_g 及瞬时换热系数 h_g 。缸内当量循环平均换热系数 $\overline{h_g}$ 和当量循环平均燃气温度 $\overline{T_g}$ 采用下式计算^[3]。

$$\overline{T_g} = \frac{\int_0^{4\pi} h_g T_g d\theta}{\int_0^{4\pi} h_g d\theta}$$

$$\overline{h_g} = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} h_g d\theta$$

式中: θ 为曲轴转角。

气缸套内壁面稳态传热边界条件沿气缸轴向高度有如下分布规律^[6]:

$$\alpha_m(h) = \alpha_m(0) (1 + k_1 \beta) e^{-\beta h}$$

$$T_{res}(h) = T_{res}(0) (1 + k_2 \beta) e^{-\beta h}$$

活塞下止点以下部分不与燃气接触, 换热量小得多, 热边界条件沿轴向高度有如下分布^[7]:

$$\alpha_m(h) = \alpha_m(0) (-0.535 5\beta + 1.113 8)$$

$$T_{res}(h) = T_{res}(0) (-0.327 4\beta + 1.002 5)$$

式中: $\beta = h/s$; $k_1 = 0.573 0 (S/D)^{0.24}$; $k_2 = 1.45k_1$; $\alpha_m(0)$ 和 $T_{res}(0)$ 分别为柴油机工作循环中燃气的平均换热系数和平均温度, S 为冲程, D 为缸径。

分别对进、排气管的工作过程进行模拟, 得到一个循环内进气管的进气平均换热系数为 $128 \text{ (w/(m}^2\cdot\text{k}^{-1})$), 平均温度为 $70 \text{ }^\circ\text{C}$; 排气管的平均换热系数为 $240 \text{ (w/(m}^2\cdot\text{k}^{-1})$), 平均温度为 $595 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

气缸盖与气缸套之间以及缸套凸肩与机体之间通过钢制垫片接触, 接触面积小, 且存在接触热阻, 热传导弱, 作绝热处理。缸套外壁主要通过机

体内腔空气振荡对其进行冷却, 内腔空气温度为 $56 \text{ }^\circ\text{C}$, 换热系数为 $65 \text{ (w/(m}^2\cdot\text{k}^{-1})$ 。缸盖及缸套凸肩的外壁面与环境空气直接接触, 温度为 $23 \text{ }^\circ\text{C}$, 换热系数取 $30 \text{ (w/(m}^2\cdot\text{k}^{-1})$ 。

3 整体水套的模拟分析及有效性验证

3.1 速度场分布

根据 CFD 计算经验, 冷却水结构应使缸体水腔上半部分冷却液流速在 $0.5 \text{ (m}\cdot\text{s}^{-1})$ 左右, 缸盖鼻梁区、喷油器周围和排气道附近区的水腔内冷却液流速不低于 $1 \text{ (m}\cdot\text{s}^{-1})$ ^[8]。

图4和图5分别给出了整体水套的流速分布云图和流线图。

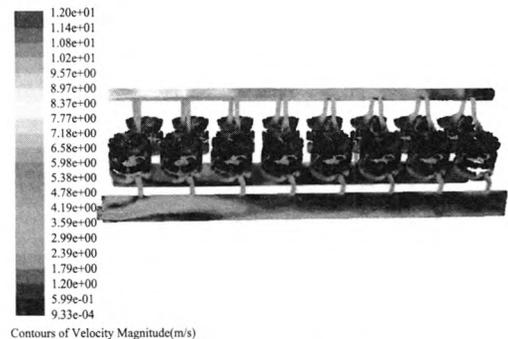


图4 整体冷却水流速分布云图

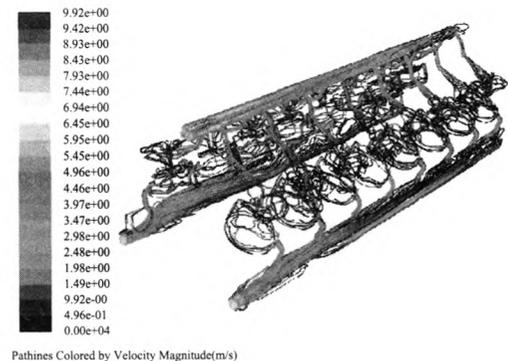


图5 整体冷却水流线图

整体来看, 各缸冷却介质的流速都较高, 绝大部分区域流速都达到 $0.5 \text{ (m}\cdot\text{s}^{-1})$ 以上。各缸平均流速从自由端往后逐渐降低, 这与冷却水套的排布有关。冷却水由自由端两个进水管流入, 以并列的形式分别进入各缸气缸套进行冷却, 然后通过五个上水孔分别进入对应缸盖进行冷却, 最后进入出水总管由自由端流出。从自由端往后, 各缸冷却水流动阻力逐渐增大。由图中可以看出, 冷却水在缸套水腔中形成了环流, 平均流速在 $1.15 \text{ (m}\cdot\text{s}^{-1})$ 左右; “鼻梁区” 大部分冷却介质流速在 $3.39 \text{ (m}\cdot\text{s}^{-1})$ 以上, 最大流速出现在第一缸, 达到 $7.12 \text{ (m}\cdot\text{s}^{-1})$, 满足冷却要求; 缸盖排气管

附近平均流速为 $0.86 \text{ (m}\cdot\text{s}^{-1}\text{)}$ ；进气侧的水腔流速较慢，平均为 $0.579 \text{ (m}\cdot\text{s}^{-1}\text{)}$ 。在整个流场中存在局部流动死区，其中缸盖、缸套与螺栓的连接处以及缸盖的进气侧靠近壁面处流速都小于 $0.01 \text{ (m}\cdot\text{s}^{-1}\text{)}$ 。

整体看来，缸盖排气侧流动效果较进气侧要好。图 6 给出了各缸平均流速计算结果。可以看出，第 1 缸的冷却效果最好，往后逐渐减弱，第 8 缸最弱。

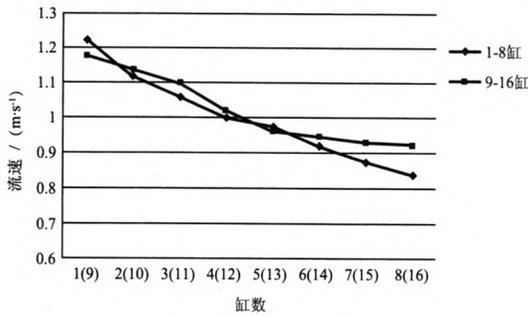


图 6 各缸平均流速

3.2 压力场分布

图 7 为冷却水套整体的压力场分布图。流动区域的压力分布比较均匀，总压力损失为 130.382 kPa 。从图中可以看出，冷却水套的压力损失主要是由上水孔以及“鼻梁区”的节流作用造成的。从自由端往后，各缸的进口压力和出口压力逐渐增大，这主要是因为飞轮端进水总管和出水总管封闭，流动阻力逐渐增大，导致进出口压力升高。

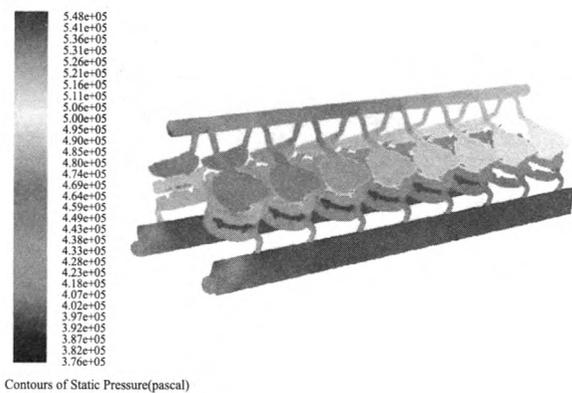


图 7 水套整体压力场分布云图

3.3 有效性验证

通过试验获得了进出口的压力、流速值，将模拟数据与试验数据进行比较(如表 1)，最大误差为 1.81% ，满足计算要求。

4 单缸耦合传热模拟及试验分析

在水套整体计算中，第 8 缸的流动效果最差，因此以第 8 缸为例，将整体水套计算结果加载到单缸耦合计算冷却水的进出口边界上进行耦合计算。

表 1 水套整体进出口计算值与测量值对比

测点部位	计算值	试验值	误差
进口压力/kPa	528.653	529.100	0.08%
出口压力/kPa	398.271	391.200	1.81%
进口流速/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	7.535	7.561	0.34%
出口流速/($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	8.199	8.210	0.13%

4.1 单缸模拟与整体水套计算一致性检验

为了探究冷却水系统整体计算与单缸冷却水独立进行计算是否存在差别，同时检验网格数量对计算结果的影响^[9]，分别在缸套冷却水环流区、上水孔、缸盖鼻梁区、缸盖上部进排气侧以及进出口设立了 8 个监测点(如图 8)，对整体水套模拟得到的流场与单缸水套耦合模拟得到的流场进行监测。结果表明，在冷却水计算网格达到一定数量之后，冷却水系统整体计算与单缸冷却水独立进行计算不影响流场的模拟结果，如图 9。

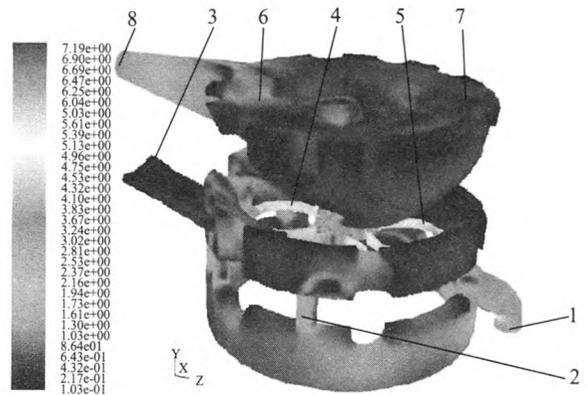


图 8 水套测量点位置

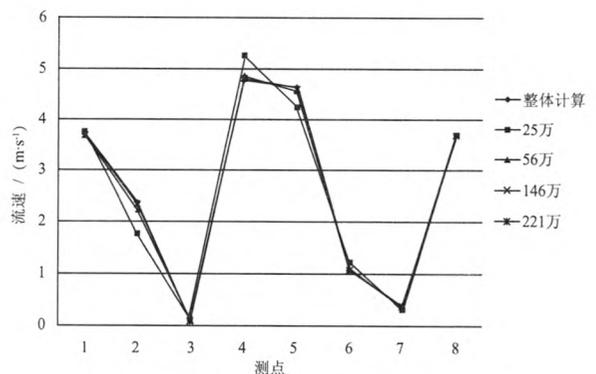


图 9 整体水套模拟与单缸水套耦合模拟流场对比

4.2 温度场分布

图 10 为缸盖和缸套温度分布云图。图中可以看到，缸盖温度变化比较剧烈。气缸盖主要受热面分布在火力面及排气道表面，其中最高温度位于排气道出口部位，温度达 534 k 。高温区还有火力面“鼻梁区”，最高温度为 522.4 k 。由于排气道侧受到高温废气的加热，温度较高；而进气道侧受到低

温进气的冷却，缸盖温度由火力面、排气道向其他区域逐渐降低，最低温度为 342.3 k。缸套最高温度出现在中部位置，为 478.5 k，最低温度为 394.9 k。由于缸套比较薄，而冷却水集中冷却了缸套上部，导致缸套中部热量集中，缸套温度沿轴向先增高后降低。

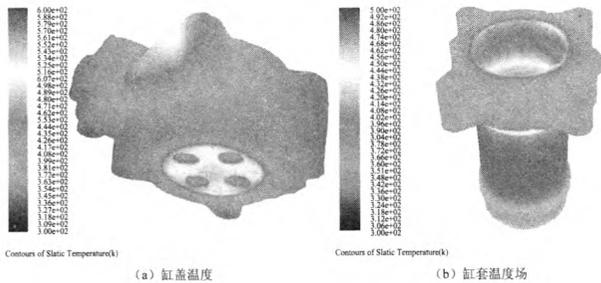


图 10 缸盖、缸套温度场分布云图

图 11 为冷却水套的温度场分布云图。额定工况下，冷却水套的出入口平均温差为 4.4 K。最高温出现在排气门的交汇区，为 395 K。因为此处排气管温度较高，且该处为独立的突起，水流通过上水孔进入到缸盖后，无法在此处形成对流，水流速度较低，导致此处冷却较弱。气缸盖底部的“鼻梁区”附近，由于水流速度较快，平均温度在 364 K 左右，达到了较好的冷却效果。由于五个上水孔中的三个集中于两排气道之间，“鼻梁区”排气侧水流速度比进气侧快，导致进气侧温度稍高于排气侧的温度。缸套冷却水由于流速较高，平均温度在 356 K 左右。

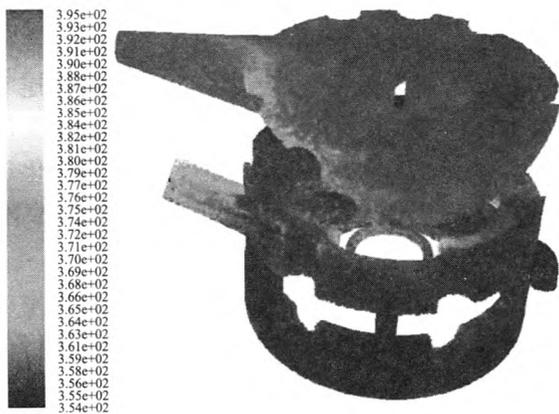


图 11 单缸水套温度场分布云图

4.3 试验分析

为了验证模拟的有效性，在相同工况下，对本机的第 8 缸缸盖、缸套进行了温度测量试验。测点布置情况如图 12。其中第 7 个和第 10 个测点的传感器在试验中损坏，没有测量值。另外对第 8 缸的进出口水温进行了温度测量。

取测点位置相同的计算值与测量值进行对比，结果如表 2、表 3、表 4。可见数值仿真的结果与试验测量的结果误差很小，说明流固耦合传热的方法可以有效地模拟缸盖-缸套-冷却水耦合系统的传热关系。

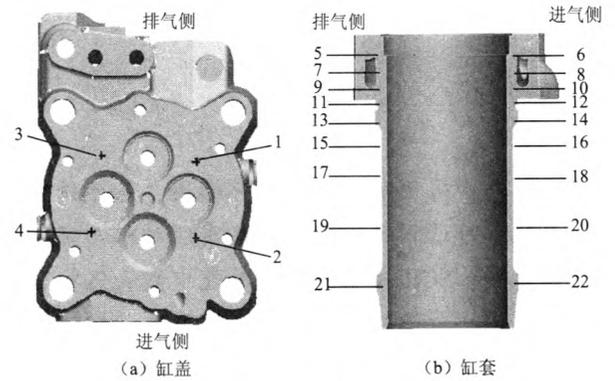


图 12 缸盖、缸套温度测点布置情况

表 2 缸盖测点温度计算值与测量值对比

部件	测点	测量值/K	计算值/K	误差
缸盖	1	507	522	2.96%
	2	493	508	3.04%
	3	496	502	1.21%
	4	488	492	0.82%

表 3 缸套测点温度计算值与测量值对比

部件	距缸顶距离/mm	测点	测量值/K	计算值/K	误差
缸套	45	5	439.4	428.2	2.55%
		6	422.2	414.8	1.75%
	71	7		406.1	
		8	398.3	394.9	0.85%
	118	9	445.3	434.6	2.40%
		10		423.3	
	152	11	445.5	440.2	1.19%
		12	415.8	414.5	0.31%
	190	13	454.9	448.6	1.38%
		14	428.7	426.7	0.47%
	236	15	470.2	468.9	0.28%
		16	467.1	464.3	0.60%
	285	17	481.8	478.5	0.66%
		18	475.7	472.3	0.71%
	410	19	457.6	467.7	2.21%
		20	454.9	464.6	2.13%
	535	21	445.2	450.3	1.15%
		22	446.4	447.9	0.34%

表 4 冷却水套测点温度计算值与测量值对比

部件	测点	测量值/K	计算值/K	误差
冷却水套	进口	354.46	354.83	0.10%
	出口	362.31	359.22	0.85%

(下转第 32 页)

```

}
else if (pid->integral < 0.0) pid->integral = 0.0;
}
dterm = ((float)(diff - pid->last_error)) * pid->Kd;
result = pterm + pid->integral + dterm;
}
else result = pid->integral; //存储结果值
pid->last_error = diff; //存储此次偏差,
//用于下次计算
return (result); //返回结果值 result
}

```

上述函数只是整个控制函数的一部分,有些值是需要主函数中定义为全局变量的,另还需其余的一些函数(如读取测量值函数、转换函数等)协助完成,来实现 PID 输出量的计算。通过调用此 PID 控制计算函数,即可在主函数中返回得到计算的控制量值: result, 然后在主函数中通过一定的转化输出,实现对控制对象的控制。尤其是对于数字量输出,如对 PWM 脉冲宽度进行调制的控制,可以直接输出,控制执行器的动作。

5 结论

(1) 在二冲程柴油机上应用 PID 控制,是一个

(上接第 21 页)

5 结论

(1) 计算网格达到一定数量之后与冷却水系统整体计算相比,单缸冷却水独立进行计算不影响流场的模拟结果。

(2) 该型柴油机冷却水绝大部分区域流速达到 $0.5 \text{ (m}\cdot\text{s}^{-1}\text{)}$, 满足冷却要求。在局部区域存在流动死区,流速小于 $0.01 \text{ (m}\cdot\text{s}^{-1}\text{)}$ 。其中,第 8 缸的平均流速最低,冷却较弱。

(3) 额定工况下,第 8 缸冷却水套的出入口平均温差为 4.4 K 。冷却水最高温出现在排气门的交汇区,为 395 K 。

(4) 缸内燃烧模拟及燃气侧边界的加载模型能够有效地反应缸内工作和传热过程。

(5) 额定工况下,流固耦合系统稳态传热数值仿真结果与温度场试验测量结果误差较小。用流固耦合传热方法可以有效模拟柴油机冷却液的流动与传热。

参考文献

[1] 刘国庆,舒歌群,张志富,等.考虑沸腾换热的内燃机流

非常有意义的技术优化。在当今对二冲程柴油机 NO_x 、 CO_2 排放、性能等方面要求都越来越高的情况下, PID 控制可以促进在这些技术层面的提高。

(2) PID 的实现方法比较简单,只需通过对处理器编写程序,对输出量作适当转换,即可实现对受控对象的 PID 控制。对应用于工作环境条件比较差的二冲程柴油机,因不需要带有复杂的机械、硬件结构,主要是通过控制器来实现控制,所以 PID 控制具有较好的应用前景。

(3) PID 控制对二冲程柴油机的高压共轨轨压的控制具有很好的适用性,通过比例阀控制供油量,能直接利用控制器输出的量来实现精确的控制。

参考文献

- [1] 刘铮,王建昕.汽车发动机原理教程[M].北京:清华大学出版社,2001.
- [2] 邵贝贝.单片机嵌入式应用的在线开发方法[M].北京:清华大学出版社,2004.
- [3] 李铁军.柴油机电控技术实用教程[M].北京:机械工业出版社,2009.
- [4] 杭勇.柴油发动机控制模型及控制算法的设计与仿真研究[D].镇江:江苏理工大学,2002.
- [5] 固耦合传热析[J].内燃机学报,2011,29(6):543-548.
- [6] Pang H H, Brace C J. Review of engine cooling technologies for modern engines[J]. Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering. 2004, 218(11): 1209-1215.
- [7] 陈红岩,李婷.柴油机活塞-缸套-冷却水系统固流耦合传热研究[J].农业机械学报,2006,37(5):37-40.
- [8] 李迎,陈红岩,俞小莉,等.流固耦合仿真技术在发动机稳态传热计算中的应用[J].内燃机工程,2007,28(4):19-22.
- [9] 陶文铨.数值传热学,第二版[M].西安:西安交通大学出版社,2004.
- [10] 俞小莉,郑飞,严兆大.内燃机气缸体内表面稳定传热边界条件的研究[J].内燃机学报,1987(4):324-332.
- [11] 闫理贵,李国祥.柴油机气缸套耦合场的有限元分析[J].内燃机与动力装置,2010(3):21-25.
- [12] 刘巽俊,陈群,李骏,等.车用柴油机冷却系统的 CFD 分析[J].内燃机学报,2003,21(2):125-129.
- [13] Mazdak Jafarabadi, Hamidreza Chamani, Amir Malakizadi. A fast coupled CFD-thermal analysis of a heavy duty diesel engine water cooling system[C]. IMECE2008-68163.