

柴油机缸盖水腔流动与沸腾传热的流固耦合数值模拟^{*}

傅松¹ 胡玉平¹ 李新才² 陈志忠² 李国祥¹ 潘继红¹

(1. 山东大学能源与动力工程学院, 济南 250061; 2. 中国船舶重工集团公司第711研究所, 上海 201108)

【摘要】 采用CFD软件STAR-CD和FEA软件ABAQUS对226B型柴油机缸盖冷却水腔内的流动和传热过程进行了流固耦合数值模拟计算。为反映沸腾传热的影响,基于FORTRAN语言开发了单相流沸腾传热模型,将其嵌入到STAR-CD中。与试验结果比较表明,加入沸腾传热模型可以大幅度提高模拟计算的精度,最大误差由18%下降至7%,为柴油机冷却水腔的优化设计提供了理论依据。

关键词: 气缸盖 冷却水腔 沸腾传热 流固耦合 数值模拟

中图分类号: TK422 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2010)04-0026-05

Fluid-solid Coupling Numerical Simulation on Flow and Boiling Heat Transfer of Cooling Water-jacket in Cylinder Head of Diesel Engine

Fu Song¹ Hu Yuping¹ Li Xincan² Chen Zhizhong² Li Guoxiang¹ Pan Jihong¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Shandong University, Ji'nan 250061, China

2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, CSIC, Shanghai 201108, China)

Abstract

Fluid-solid coupling numerical simulation on the flow and heat transfer of cooling water-jacket in cylinder head for 226B diesel engine was performed using the commercial CFD software STAR-CD and the FEA software ABAQUS. In order to consider the influence of boiling heat transfer, a boiling heat transfer model was developed based on FORTRAN and built into STAR-CD. Comparison between simulation and experiment showed that the two results are in good agreement with each other. Comparing with the results of simulation without the boiling heat transfer model, maximum deviation drops from 18% to 7%. So the simulation provides a more dependable theoretical evidence for diesel water-jacket optimization.

Key words Cylinder head, Cooling water-jacket, Boiling heat transfer, Fluid-solid coupling, Numerical simulation

引言

柴油机气缸盖的结构和形状非常复杂,各部分的温度分布很不均匀且存在很大温差,承受着很大的热应力,是柴油机中最易发生故障的部件之一^[1-2],因此对柴油机冷却系统的性能进行精确计算十分必要。为了对发动机运行时冷却水腔内的流

动和传热状况进行详细分析,采用流固耦合方法对其进行数值模拟计算是一种有效方法^[3-5]。

在水冷式发动机气缸盖中,冷却水腔内的传热过程有对流传热和沸腾传热两种方式,并且沸腾换热量在总换热量中占有很大比例^[6-7],不可忽略。但是到目前为止,商用CFD软件中还没有提供适用于发动机冷却系统计算的沸腾传热模型,这使得在

工程应用中,缸盖水腔内的流动和传热计算仍单纯考虑对流换热^[1-5],从而降低了对缸盖水腔内流动和传热计算的准确性。

本文基于 FORTRAN 语言开发适用于缸盖水腔沸腾传热计算的模型,将其作为子程序编译链接到 CFD 软件中,使得对缸盖水腔内传热过程的描述更加符合实际。

通过对 226B 型直列六缸柴油机冷却系统进行数值计算,给出冷却水的流动情况、缸盖水腔壁面换热系数分布以及缸盖和冷却水腔表面的温度分布情况,并与试验对比进行验证。

1 流固耦合计算基本原理

对于缸盖水腔内流体与缸盖之间的换热问题,由于流体与固体壁面之间是相互制约的关系,热边界条件无法预先给定。此时,边界上的温度和热流密度,都应看成是计算结果的一部分,而不是已知条件。解决这类问题较好的方法是将冷却水腔的 CFD 与缸盖的 FEA 相结合,进行流固耦合计算。

流固耦合传热计算的关键是实现流体与固体壁面之间的热量传递。由能量守恒可知,在流固界面处,固体传出的热量等于流体吸收的热量,可采用描述方程

$$K_n \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = h(T_w - T_f) \quad (1)$$

式中 K_n ——导热系数, $W/(m \cdot K)$

h ——换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$

T_w ——壁面温度, K

T_f ——流体温度, K

该方程将描述缸盖实体热传导的 Fourier 热传导方程和描述流体流动及传热的控制方程组联接起来。

结合 STAR-CD 和 ABAQUS 软件自身特点,按图 1 所示的流程实现流固耦合计算。将 STAR-CD 计算所得的流体边界温度 T 与对流换热系数 h 映射到有限元的网格上,通过 python 语言,按照有限元计算的边界格式整合成第三类热边界条件,传递给 ABAQUS;再将 ABAQUS 计算所得的固体壁面温度 T_w 映射到流体网格上,作为流动计算的壁面边界条件,由用户子程序施加到 STAR-CD 中。

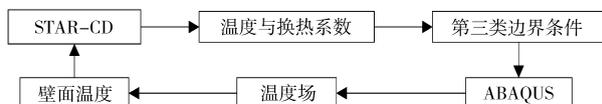


图 1 流固耦合计算流程图

Fig. 1 Calculating flowchart of fluid-solid coupling

2 计算模型

2.1 建模与网格划分

柴油机冷却水腔的计算区域包括气缸体、油冷器、缸盖冷却水腔、给水腔、出水腔等部分,冷却水的流动是从水泵出口流入发动机的总布水道,到出水总管为止。在构建冷却系统几何模型时,为了保证计算结果真实可靠,未作任何简化处理,采用三维设计软件 Pro/E 按照冷却水腔的实际尺寸建立了发动机冷却系统的几何模型。将建立的几何模型通过数据转换文件输入 FIRE 软件中,利用 FIRE 软件的前处理模块 fame 对计算区域进行网格划分。为提高计算精度并节约计算时间,采用混合网格划分方法,网格主体为六面体,网格过渡区为四面体。为准确模拟壁面附近的流动和传热特性,对边界层网格进行了细化,网格总数量约 115 万,如图 2 所示。图 3 为缸盖水腔壁面的 CFD 模型,网格数为 24 884。

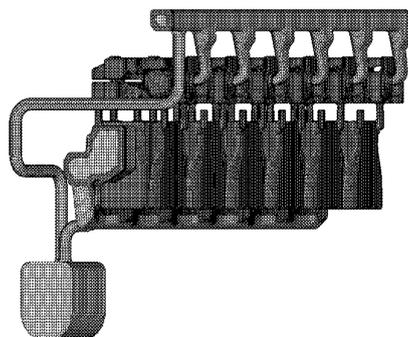


图 2 冷却系统 CFD 模型

Fig. 2 CFD model of cooler system

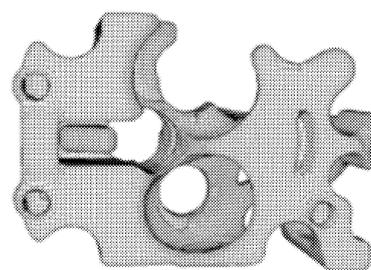


图 3 缸盖水腔壁面 CFD 模型

Fig. 3 CFD model of water-jacket surface in cylinder head

按缸盖的实际尺寸建立有限元模型,作为耦合计算的固体计算区域,如图 4 所示。模型网格以四面体为主,网格总数约 20 万。另外缸盖水腔壁面 FEA 模型的网格数为 15 885。

2.2 数学模型与边界条件

计算中将冷却水腔内冷却水的流动视为三维黏性不可压缩流体的湍流流动,采用稳态计算模式,用改进的 SIMPLE 算法求解。求解的方程包括连续性方程、动量守恒方程、能量守恒方程和 $k - \varepsilon$ 湍流

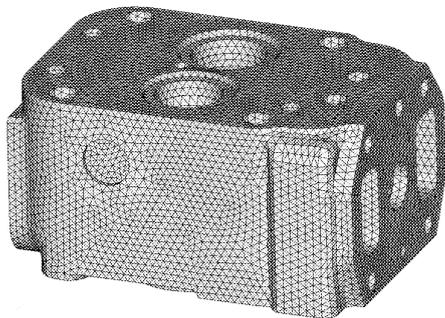


图4 缸盖有限元模型

Fig. 4 FEA model of cylinder head

模型方程。为反映沸腾换热的影响,引入单相流沸腾换热模型。

Chen J C 等人认为沸腾发生时总传热量 q_{total} 等于沸腾传热与单相流对流传热之和^[8-9]

$$q_{total} = h_c(T_w - T_f) + q_B \quad (2)$$

式中 q_B ——沸腾热流密度, W/m^2

h_c ——单相对流传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$

Rohsenow 和 Incropera 共同推荐 q_B 采用适用性广的实验关联式计算^[10-11]

$$q_B = \eta_f r \left[\frac{g(\rho_f - \rho_g)}{\gamma} \right]^{\frac{1}{2}} \left(\frac{c_{pf} \Delta T}{C_{wfr} Pr_f^{1.7}} \right)^3 \quad (3)$$

式中 η_f ——液体的动力粘度

r ——汽化潜热

g ——重力加速度

Pr_f ——液体的普朗特数

c_{pf} ——饱和液体的比热容

C_{wfr} ——加热表面-液体组合经验常数

γ ——液体-蒸汽界面表面张力

ΔT ——壁面过热度

ρ_f ——液体密度

ρ_g ——气体密度

流动边界条件为:入口给定质量流量,冷却水的总流量为 $8.5 m^3/h$;出口给定压力,出口压力为 $160 kPa$;壁面采用无滑移壁面边界条件。温度场计算采用第三类边界条件,即给定换热系数及温度:进气道侧温度为 $315 K$ (环境温度的空气经进气管道加热后温度有所升高),换热系数为 $380 W/(m^2 \cdot K)$;排气道侧温度为 $693 K$,换热系数为 $490 W/(m^2 \cdot K)$;火力面接触的燃气平均温度 $1061 K$,缸内的平均换热系数为 $778 W/(m^2 \cdot K)$;环境平均温度为 $305 K$,平均换热系数为 $60 W/(m^2 \cdot K)$ 。

3 计算结果分析

STAR-CD 与 ABAQUS 耦合计算 13 次后收敛,其收敛情况如图 5 所示。

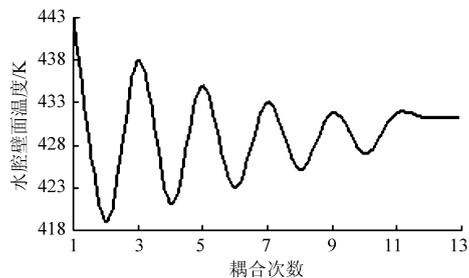


图5 流固耦合收敛图

Fig. 5 Convergence of fluid-solid coupling

3.1 冷却水流场分析

图 6 (缸盖火力板处剖面)为缸盖冷却水腔内的速度矢量图,从图中可以清楚地看到冷却水从 3 个上水孔进入缸盖冷却水腔,并对水腔内的各个位置进行相应的冷却,最后汇入出水管。3 个上水孔附近的火力板周围,由于冷却水的流量比较大,流速也最高,大部分区域

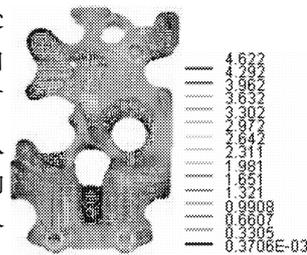


图6 缸盖冷却水腔内速度矢量图

Fig. 6 Velocity vector distribution in water-jacket

流速均在 $2.5 \sim 3.2 m/s$;鼻梁区附近的冷却水流速也较高,流速最大为 $1.9 m/s$,在鼻梁区的末端冷却水流速有所下降,速度降至 $0.95 m/s$;在排气道的外围区域,由于冷却水流量大而且流通截面较小,冷却水的流速在此区域内得到较大的提升,在最小流通截面处,冷却水流速可达 $1.8 m/s$;喷油器周围的冷却通道内,大部分冷却水流速也在 $1.2 m/s$ 左右;在缸盖火力板面的其他区域流速相对有所缓和,大部分速度在 $0.6 \sim 1 m/s$ 之间。综合考虑整个冷却水腔,其流速均在 $0.5 m/s$ 以上,可以满足冷却要求^[1-2,12]。

3.2 换热系数分析

图 7 (缸盖火力板处剖面)给出了不考虑沸腾与考虑沸腾传热时缸盖水腔表面的换热系数,可以看出两者分布规律基本一致,但是在数值上有着很大差别。

在不考虑沸腾传热作用时,火力板大部分区域的换热系数在 $3500 W/(m^2 \cdot K)$ 左右;排气道外围区域为 $3800 W/(m^2 \cdot K)$ 左右;鼻梁区下部的三角区,由于冷却水流速高,同时热负荷较大,其换热系数也较大,数值在 $5000 W/(m^2 \cdot K)$ 左右;在喷油器与火力板的交界处,换热系数的数值在 $3800 \sim 4800 W/(m^2 \cdot K)$ 之间;进气道周围区域由于温度较低,换热系数在 $900 \sim 2800 W/(m^2 \cdot K)$ 之间。

考虑沸腾传热之后,火力板大部分区域处的换

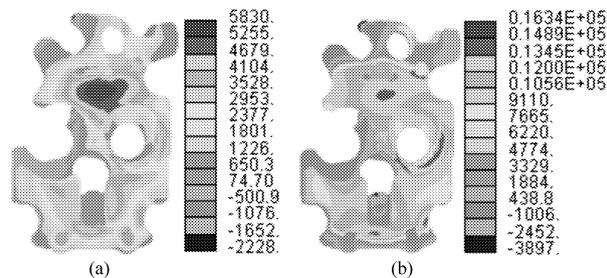


图 7 冷却水腔表面的换热系数

Fig. 7 Heat transfer coefficient on water jacket surface

(a) 不考虑沸腾 (b) 考虑沸腾

热系数在 $4\ 900 \sim 9\ 000\ \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 之间,排气道外围区域为 $5\ 500\ \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 左右,鼻梁区下的三角区域,大部分换热系数为 $9\ 000\ \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,某些区域超过 $10\ 000\ \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;在喷油器与火力板的交界处,由于热负荷较大,壁面温度较高,同时沸腾传热相对较为强烈,因此该区域换热系数也最大,在 $8\ 600 \sim 12\ 500\ \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 之间;进气道周围区域换热系数在 $1\ 000 \sim 3\ 000\ \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 之间。

通过比较可知,在排气道外围、喷油器与火力板交界处、鼻梁三角区等区域,考虑沸腾传热后换热系数显著增大,排气道外围相差 1.5 倍左右,三角区域相差 2 倍左右,喷油器与火力板交界处相差 2.5 倍左右,表明这些区域沸腾传热起主导作用;而在进气道周围区域换热系数变化很小,表明这一区域以对流传热为主。这种计算结果的变化与理论分析一致。

3.3 温度场分析

图 8 和图 9(缸盖火力板处剖面)分别给出了不考虑沸腾传热与考虑沸腾传热时缸盖和冷却水腔壁面的温度分布情况。可以看出两者的分布规律也基本一致,最高温度都出现在鼻梁区,同时在水腔壁面靠近排气管侧,由于热负荷较为集中,此处温度也较高。当考虑沸腾传热时,火力面的最高温度由原来的 $582.5\ \text{K}$ 下降到 $572.5\ \text{K}$,两者间温差为 $10\ \text{K}$,火力面其他区域的温度也有不同程度的下降;冷却水

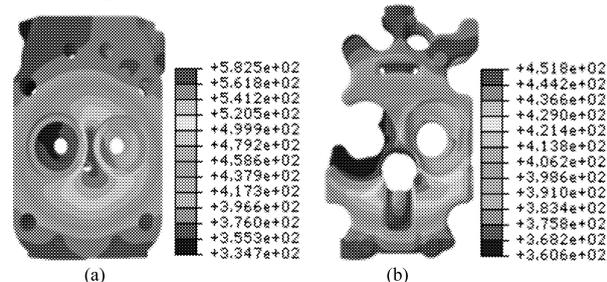


图 8 不加沸腾传热模型时的温度分布

Fig. 8 Temperature distribution without boiling

heat transfer model

(a) 缸盖温度分布 (b) 水腔壁面温度分布

腔壁面的最高温度下降了约 $20\ \text{K}$;排气道壁面温度也下降了近 $12\ \text{K}$;而在进气道壁面和上水孔附近,壁面温度变化较小。

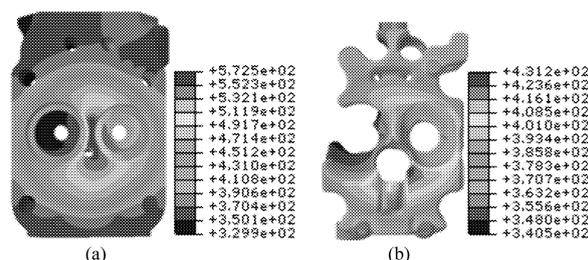


图 9 加入沸腾传热模型时的温度分布

Fig. 9 Temperature distribution including the boiling

heat transfer model

(a) 缸盖温度分布 (b) 水腔壁面温度分布

4 数值计算的试验验证

柴油机冷却水腔内的流动试验难度较大,本文采用硬度塞方法测量了缸盖火力板上 17 个测点的温度,对数值模拟的结果进行验证。考虑沸腾与不考虑沸腾传热的数值模拟结果与试验值的对比见表 1。火力板上 17 个测点的位置如图 10 所示。当考虑沸腾传热时,模拟结果的最大相对误差为 7% ,平均值为 3.3% ;而不考虑沸腾时,模拟结果的最大相对误差为 18% ,平均值为 7.6% 。上述比较结果说明,考虑沸腾传热更符合缸盖冷却水腔内流动传热的实际情况。

表 1 火力板温度试验值与计算值的比较

Tab. 1 Comparison between simulation and test temperature of fire-deck

| 测点 序号 | 试验值/ ℃ | 考虑沸腾 | | 不考虑沸腾 | |
|----------|-----------|-------|-------|-------|-------|
| | | 计算值/℃ | 误差/% | 计算值/℃ | 误差/% |
| 1 | 181 | 182.6 | 0.88 | 194.7 | 7.57 |
| 2 | 204 | 206.8 | 1.37 | 211.7 | 3.77 |
| 3 | 213 | 207.5 | -2.58 | 199.4 | -6.38 |
| 4 | 245 | 228.5 | -6.73 | 233.1 | -4.86 |
| 5 | 220 | 220.2 | 0.09 | 224.1 | 1.86 |
| 6 | 298 | 294.3 | -1.24 | 304.1 | 2.05 |
| 7 | 292 | 292.9 | 0.31 | 298.4 | 2.19 |
| 8 | 246 | 256.6 | 4.31 | 280.4 | 13.98 |
| 9 | 270 | 265.2 | -1.78 | 278.8 | 3.26 |
| 10 | 179 | 192.3 | 7.43 | 207.7 | 16.03 |
| 11 | 223 | 226.9 | 1.75 | 240.2 | 7.71 |
| 12 | 235 | 242.1 | 3.02 | 251.5 | 7.02 |
| 13 | 236 | 225.5 | -4.45 | 243.6 | 3.22 |
| 14 | 181 | 193.2 | 6.74 | 211.5 | 16.85 |
| 15 | 178 | 191.3 | 7.47 | 210.1 | 18.03 |
| 16 | 209 | 216.2 | 3.44 | 227.2 | 8.71 |
| 17 | 205 | 200.8 | -2.05 | 216.0 | 5.37 |

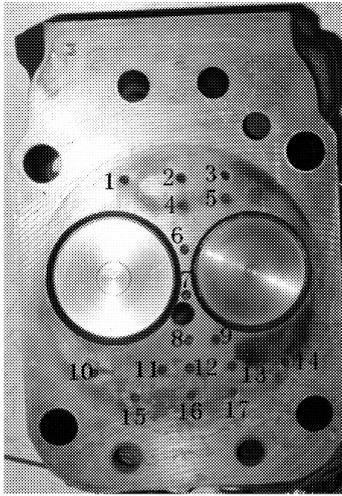


图10 缸盖火力板测点布置图

Fig.10 Disposal of the measurement points on fire-deck of cylinder head

5 结论

(1) 采用单相流沸腾传热模型对冷却水腔内的流动和传热过程进行了流固耦合数值模拟计算,给出了冷却水腔内的速度分布、水腔表面的换热系数以及缸盖和水腔表面的温度分布,为冷却系统的优化设计提供了依据。

(2) 通过与不加入沸腾传热模型时的模拟计算结果进行比较,表明在喷油器与火力板交界处等部位,沸腾传热起主导作用,可以强化传热,其作用不可忽略。

(3) 通过与试验结果进行比较,表明加入沸腾传热模型后的模拟计算结果与试验值更接近,更符合冷却水腔内流动和传热的实际情况。

参 考 文 献

- 张强,李娜,王志明. 车用柴油机缸盖冷却水腔的 CFD 分析[J]. 车用发动机, 2005(6):59~62.
Zhang Qiang, Li Na, Wang Zhiming. CFD analysis of cooling water-jacket in cylinder head for automotive diesel engine[J]. Vehicle Engine, 2005(6):59~62. (in Chinese)
- 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.
Liu Xunjun, Chen Qun, Li Jun, et al. Automotive diesel engine water jacket CFD analysis[J]. Transactions of CSICE, 2003,21(2):125~129. (in Chinese)
- 陈红岩,李婷. 柴油机活塞缸套冷却系统固流耦合传热研究[J]. 农业机械学报, 2006,37(5):37~40.
Chen Hongyan, Li Ting. Diesel engine piston-liner-coolant system fluid-solid coupling heat transfer[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(5):37~40. (in Chinese)
- 李迎. 内燃机流固耦合传热数值仿真研究[D]. 杭州:浙江大学, 2006:39~45.
Li Ying. Simulation study on the fluid-solid coupled heat transfer of internal combustion engines[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2006:39~45. (in Chinese)
- 骆清国,刘红彬,龚正波,等. 柴油机气缸盖流固耦合传热分析研究[J]. 兵工学报, 2008,29(7):769~773.
Luo Qingguo, Liu Hongbin, Gong Zhengbo, et al. Study on the fluid-solid coupled heat transfer of diesel engine cylinder head [J]. Acta Armamentarii, 2008, 29(7):769~773. (in Chinese)
- 麦华志,李国祥. 缸盖冷却水的单相流沸腾模型[J]. 山东内燃机, 2005,21(2):8~11.
Mai Huazhi, Li Guoxiang. Single-phase boiling flow models of cylinder head coolant flow[J]. Shandong Internal Combustion Engine, 2005, 21(2):8~11. (in Chinese)
- 刘永,李国祥,付松,等. 一种适用于缸盖水腔沸腾传热计算的模型[J]. 内燃机学报, 2008,26(1):76~82.
Liu Yong, Li Guoxiang, Fu Song, et al. A new single phase boiling model for heat transfer calculation of cooling water-jacket in cylinder head[J]. Transactions of CSICE, 2008, 26(1):76~82. (in Chinese)
- Chen J C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow[J]. Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, 1966, 5(3):322~329.
- Finlay I C, Boyle R J, Pirault J P, et al. Nucleate and film boiling of engine coolants flowing in an uniformly heated duct of small cross section[C]. SAE Paper 870032, 1987.
- 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社, 1998:220~221.
- Incropera F P, Dewitt D P. Introduction to heat transfer[M]. 3rd ed. New York: John Wiley & Sons, 1996:506~508.
- Franz K, Franz M, Frank H. Cooling system development and optimization with the computer code cool[C]. SAE Paper 980425, 1998.