

STAR-CD 在缸盖水腔沸腾传热数值模拟中的应用

Numerical Simulation on Boiling Heat Transfer of Cooling Water-Jacket in Cylinder Head with STAR-CD Software

闫理贵¹ 胡玉平¹ 杨柳² 孙平¹

(¹ 山东大学 能源与动力工程学院 250061)

(² 中国船舶重工集团公司第七一一研究所 上海)

摘 要:流固耦合方法能够实现交界面上流体和固体之间的热量交换,本文采用 CFD 软件 STAR-CD 使用流固耦合方法对柴油机缸盖冷却水腔内的传热过程进行了数值模拟计算,为反映沸腾传热的影响,在 STAR-CD 中嵌入单相流沸腾传热模型。对结果进行了详细分析与纯对流传热的模拟结果进行比较,表明沸腾换热在整个换热中占很大比例,不可忽略。

关键词: 气缸盖; CFD; 沸腾传热; 流固耦合; STAR-CD

Abstract: the method of coupled fluid-heat can complete heat exchange along the interface between fluid and solid. In this paper, fluid-solid coupling numerical simulation on the heat transfer of cooling water-jacket in cylinder head of diesel engine was employed using the commercial CFD software STAR—CD. In order to consider the influence of boiling heat transfer, a boiling heat transfer model is built into STAR-CD. The result is analyzed in details and comparison with the pure heat convection shows that heat transfer considering boiling factor is evidently different from that of pure heat convection and could not ignored.

Keyword: cylinder head; CFD; boiling heat transfer; fluid—solid coupling; STAR-CD

1 引言

柴油机气缸盖结构非常复杂,其功能的实现是由流场、温度场、应力场等多个物理场共同作用决定的^[1]。同时随着多物理场耦合技术的发展,流固耦合技术已逐渐被应用于缸盖冷却水腔的设计计算中并取得了里程碑式的成果。

为获得准确可靠的气缸盖温度场分布,缸盖水腔表面温度场的确定是关键。而在冷却水腔的传热计算中,表面换热系数的大小又影响着最终的温度场。在水冷式发动机气缸盖中,冷却水腔内的传热有对流传热和沸腾传热两种方式。沸腾传热是缸盖冷却水腔中一种重要的换热方式,由于相变因素的影响,其传热机理与对流换热有很大的差别,沸腾传热量在整个换热中占有很大的比例,不可忽略^[2-3]。在冷却水腔中充分考虑沸腾传热因素,可以更加精确地获得表面换热系数,进而获得准确可靠的气缸盖温度场分布。但是到目前为止,缸盖水腔内的流动和传热计算仍以单纯考虑对流换热为主^[3-5],从而降低了对缸盖水腔内流动和传热计算的准确性。

本文针对以上问题基于 FORTRAN 语言开发了一种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 STAR-CD 中,使得对缸盖水腔内传热过程的描述更加符合实际。采用流固耦合方法^[6]对某柴油机冷却水腔的流场和缸盖的温度场进行了数值模拟,并对结果进行了分析。

2 流固耦合传热的实现原理

流固耦合传热计算就是将冷却水腔的 CFD 计算与缸盖的温度场有限元计算联合起来,其关键是实现流体与固体或交界壁面处的热量传递。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。所以,可采用方程 $K_n \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = h(T_w - T_f)$ 描述这一守恒,即用该方程联接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;式中, K_n 为导热系数(W/(m·K)); h 为对流换热系数(W/(m²·K)); T_w 为壁面温度(K); T_f 为流体温度(K)。

结合 STAR-CD 和 FEA 软件本身特点,其流固耦合过程如图 1 所示:将 STAR-CD 计算所得的流体边界温度 T

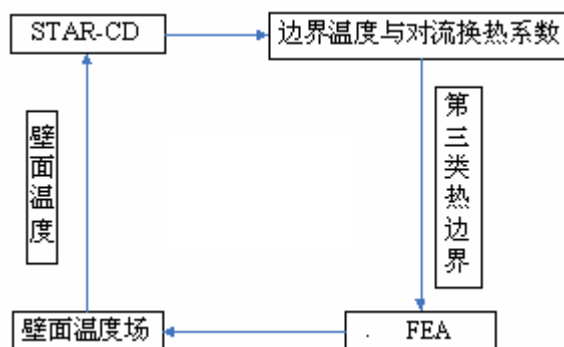


图 1 流固耦合流程图

与对流换热系数 HTC 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 FEA;而将 FEA 计算所得的固体壁面温度 T_w 作为壁面传热边界条件通过用户子程序施加到 STAR-CD 中。

3 计算模型

3.1 几何建模与网格划分

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。为提高计算精度并节约计算时间,利用 STAR-CD 自动网格生成器 Pro-am,采用网格单元与任意的交界面技术和局部加密技术对离心泵进行网格划分,网格以六面体为主,对边界层网格进行了细化,网格总数量约 115 万,如图 2 所示。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 3 所示。模型网格以四面体为主,网格总数约 20 万。

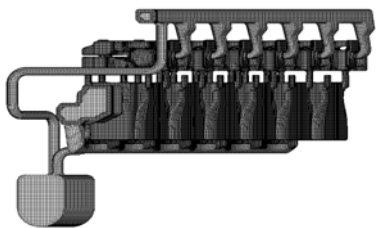


图 2 冷却系统 CFD 模型

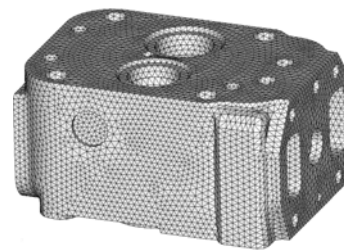


图 3 缸盖有限元模型

3.2 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，用优化的 SIMPLE 算法求解，湍流模型选用 $k-\epsilon$ 高 Reynolds 湍流模型。在求解过程中需求解连续性方程、动量守恒方程、能量守恒方程、湍流模型方程及传热方程。为反映沸腾换热的影响，引入一基于 FORTRAN 语言编写的单相流沸腾换热模型。

流动边界条件：入口采用流量边界条件，冷却水的总流量为 $8.5\text{ m}^3/\text{h}$ ，出口采用压力边界条件，出口压力为 160 kPa ；壁面采用无滑移壁面边界条件。

热边界条件：温度场计算的边界条件采用第三类边界条件，即给定传热系数以及温度：进气道侧温度为 315 K ，传热系数为 $380\text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ；排气道侧温度为 693 K ，传热系数为 $490\text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ；火力面接触的燃气平均温度 1061 K ，缸内的平均换热系数为 $778\text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ；环境平均温度为 305 K ，平均 HTC 为 $60\text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ 。

4 计算结果分析

STAR-CD 与 FEA 耦合计算 13 次后收敛，其收敛情况如图 4 所示。

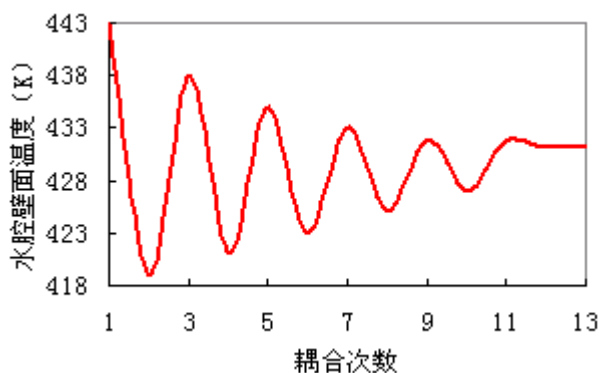


图 4 流固耦合收敛图

4.1 流动分析

图 5 为缸盖冷却水腔内的速度矢量图，可以看出其流速均在 0.5 m/s 以上，可以满足冷却要求^[7]。表 1 给出了各缸内冷却水的流量与流动不均匀度的情况，流动不均匀度 = $\text{ABS}(\text{单缸理论平均流量} - \text{单缸实际流量}) / \text{单缸实际流量}$ 。可以看出，第 6 缸的流量最大，而第 2 缸的流量最小，第 1、3、4、5 缸的流量接近平均流量，这种

分布规律是由冷却系统的结构决定的。从流动不均匀度的数值上看,最大不均匀度为 4.2%,各缸不均匀度的数值都在 5%以内,因此该冷却系统各缸流动的均匀性较好。

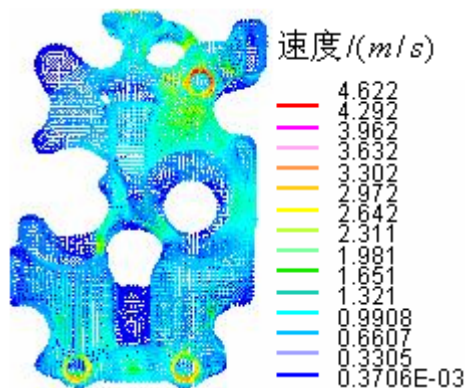


图 5 缸盖冷却水腔内速度矢量图

表 1 各缸冷却水流量对比

缸号	1	2	3	4	5	6
单缸流量 (kg/s)	0.4008	0.384	0.3936	0.4008	0.408	0.4128
所占比例 (%)	16.7	16.0	16.4	16.7	17.0	17.2
流动不均匀度 (%)	0.20	4.2	1.6	0.20	1.9	3.1

4.2 传热系数及温度场分析

图 6 中 (a), (b) 给出了耦合收敛后未考虑沸腾与考虑沸腾缸盖水腔表面对流换热系数的分布情况,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。考虑沸腾后沸腾区域的换热系数增加;甚至有的地方以沸腾换热为主。

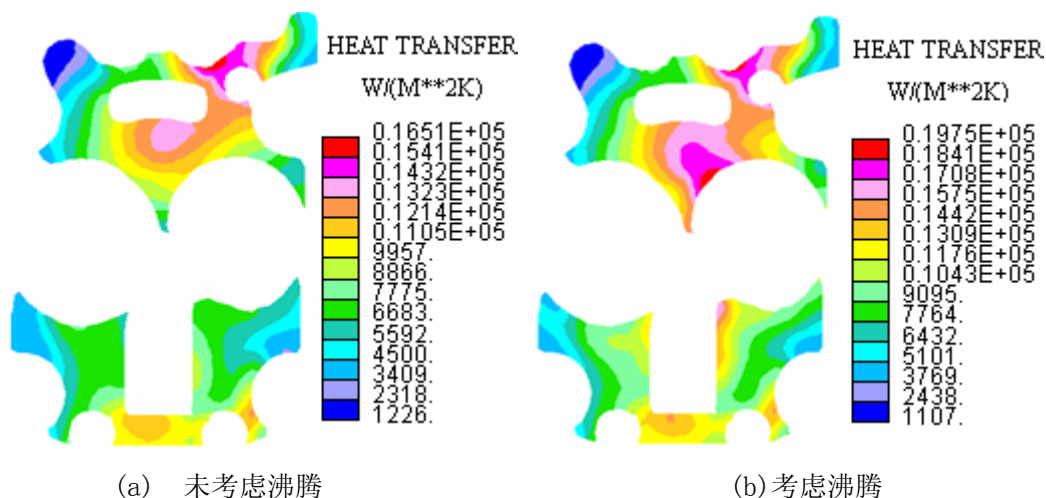


图 6 冷却水腔表面换热系数分布

图 7 中 (a), (b) 给出耦合收敛后未考虑沸腾与考虑沸腾缸盖和冷却水腔壁面的温度分布情况。当考虑沸腾传热时,火力面的最高温度由原来的 543.5K 下降到 539.3K,两者间温差为 4K,冷却水腔壁面的最高温度下降了约 15K。

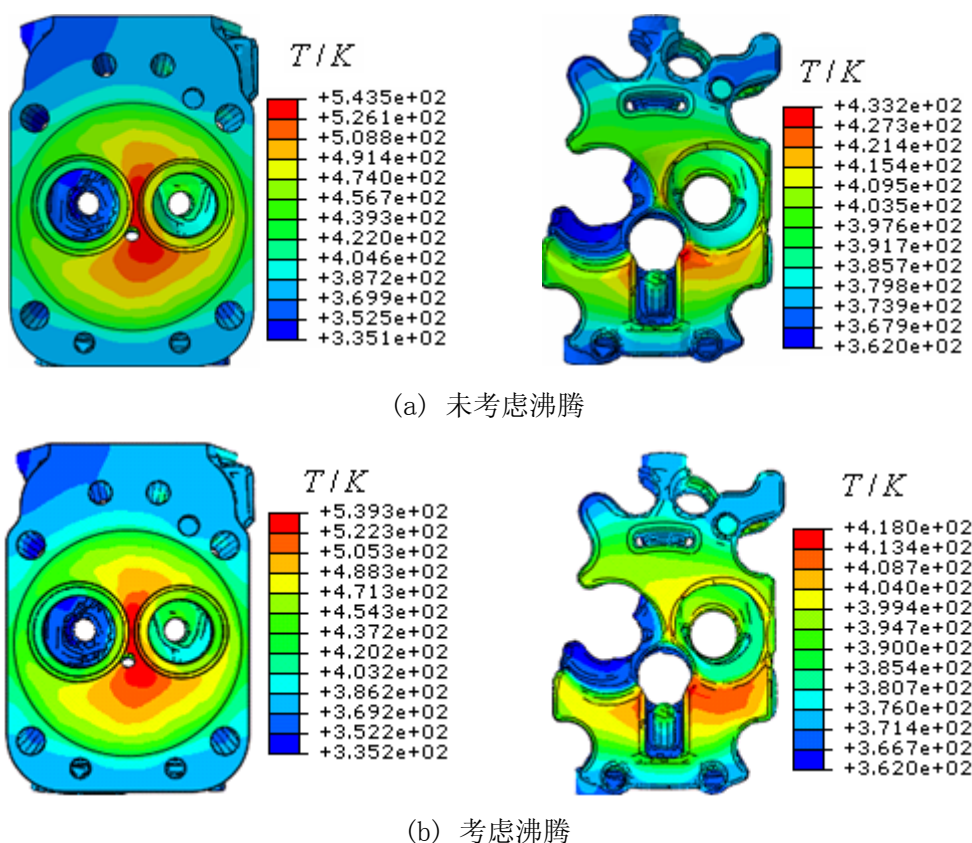


图7 缸盖与水腔壁面的温度分布

5 结论

(1) 未考虑沸腾与考虑沸腾两种情况下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, 得到了冷却水腔内的速度分布、各缸冷却水流量分布、传热系数分布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依据。

(2) 未考虑沸腾与考虑沸腾两种情况下模拟计算结果的比较, 表明在沸腾区域, 沸腾传热起主导作用, 可以强化传热, 其作用不可以忽略。

参考文献:

- [1] 骆清国, 刘红彬, 龚正波, 桂勇. 柴油机气缸盖流固耦合传热分析研究[J]. 兵工学报, 2008(7): 769—773
- [2] 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(5): 8-11.
- [3] 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. 内燃机学报, 2008(1): 76—82
- [4] 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.
- [5] 刘翼俊, 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(2): 125~129.
- [6] 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.
- [7] Franz Koch, Franz Maasen, Frank Haubner. Cooling System Development and Optimization with the Computer Code Cool [C]. SAE Paper 980425, 1998.