

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.07.005

天然气发动机气缸盖流固耦合传热研究*

黎 苏¹ 郑清平¹ 张坤鹏² 刘国鹏¹ 张少杰¹

(1. 河北工业大学能源与环境工程学院, 天津 300400; 2. 天津雷沃动力股份有限公司, 天津 300402)

【摘要】 利用CFD 计算软件对天然气发动机气缸盖及其冷却水套进行了三维流固耦合流动与传热数值模拟,得到了缸盖温度场和水套流场的信息并进行了分析评价;将计算结果与试验结果进行对比验证了模拟的准确性。根据计算发现的问题,提出了改变上水孔面积的改进措施,通过加大第5 缸附近的水流量,减小第1、2 缸附近的水流量,改善了冷却效果。

关键词: 天然气发动机 水套 气缸盖 流固耦合 传热 数值模拟

中图分类号: TK46⁺4 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)07-0024-04

Numerical Simulation on the Fluid-solid Coupled Heat Transfer of the CNG Engine Cylinder Head

Li Su¹ Zheng Qingping¹ Zhang Kunpeng² Liu Guopeng¹ Zhang Shaojie¹

(1. School of Energy and Environmental Engineering, Hebei University of Technology, Tianjin 300400, China
2. Tianjin LOVOL Engines Co., Ltd., Tianjin 300402, China)

Abstract

Fluid-solid coupled heat transfer simulation of cylinder head in CNG engine were carried out by using CFD software, the temperature field and the flow field of cylinder head were achieved and investigated. Calculating results were compared with the experimental results in order to validate the veracity of model. Improvements refer to gasket hole area have been presented according to the problems in calculation results. The cooling effect was improved by increasing water flow quantity in the vicinity of fifth cylinder and decreasing the water flow quantity near the first and second cylinders.

Key words CNG engine, Water jacket, Cylinder head, Fluid-solid coupled, Heat transfer, Numerical simulation

引言

随着石油资源的日益短缺和排放法规越来越严格,作为代用燃料的天然气以其自身燃烧安全、有害物质排放低、储量丰富、使用方便等特点,在车用发动机上得到了广泛应用。在现有的柴油机基础上改装压缩天然气发动机,设计相对简单,制造成本低廉,工艺继承性好,具有较高的经济价值。然而天然气发动机的混合气热值高于柴油机,所以由柴油机改造的天然气发动机热负荷较大^[1~3]。因此,天然气发动机的热负荷研究显得尤为重要。

为了获得缸盖的温度分布,通常是将计算域分为固体区域和流体区域,对这两个区域分别进行计算。这个过程需要迭代多次,计算起来很复杂,而且固、流边界上温度场和传热条件都不是均匀的,所以边界上传热边界条件的施加也存在难度。由于流体、固体结构的算法不同,实际上很难进行即时迭代,因此所获得的固体结构温度场实际上是不够真实可靠的。

随着计算机软硬件技术日趋成熟,流固耦合传热算法已经在发动机传热计算中得到应用^[4~7]。将固、流接触面上难以确定的外部边界条件转化为系

收稿日期: 2011-10-08 修回日期: 2011-12-19
* 天津市应用基础及前沿技术研究计划重点资助项目(09JCZDLC25800)
作者简介: 黎苏,教授,主要从事内燃机排放控制研究, E-mail: lewis_1001@163.com

统内部的内边界,通过对两个面的耦合,实现固体传热和流体传热的耦合,并由此计算得到所需要的温度场和流场。

本文利用 Fluent 软件,采用整体流固耦合算法对发动机的气缸盖和冷却水套组成的流固系统进行模拟计算,同时得到缸盖温度场和水套流场的信息,用于指导设计。

1 流固耦合模型的建立及网格划分

以柴油发动机为基础,通过改进和重新设计,在其上布置燃气系统、电控系统、点火系统、催化转化系统等,设计出电控多点燃气喷射天然气发动机。主要参数如表 1 所示。

表 1 天然气发动机的主要技术参数

Tab. 1 Main parameters of CNG engine

参数	数值
型式	6 缸、直列、四冲程、增压中冷
缸径×行程/mm×mm	100×127
燃烧室形状	盆形
压缩比 ϵ	9.5
标定功率(转速)/kW(r/min)	156(2 500)
最大扭矩(转速)/N·m(r/min)	710(1 500)

发动机气缸盖的结构十分复杂,曲面和不规则形状较多,完全把真实的实体模型作为计算模型来进行计算是非常困难的。因此,根据计算经验及计算机的能力,在保证对计算结果影响不大的前提条件下,同时为避免在网格划分时产生网格尺度的巨大差异,对实体模型进行了一些简化处理,如图 1 所示。将简化后的三维 Pro/E 模型以 .STP 格式导入 Fluent 的前处理软件 GAMBIT 并进行网格划分。

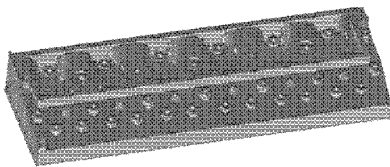


图 1 缸盖几何模型图
Fig. 1 Geometry model of cylinder head

在网格划分时,对缸盖部分和水套部分分别单独划分网格,然后将水套模型嵌入到缸盖内组成完整的流、固耦合模型,把固、流交界处的边界面进行粘合,耦合模型的网格如图 2。

2 边界条件

2.1 热边界条件

内燃机燃烧室内的传热是一个与燃烧密切耦合的子过程,是所有工程传热问题中最复杂的一个,几

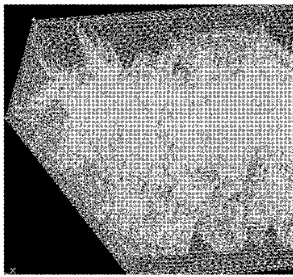


图 2 流固耦合计算的局部网格模型
Fig. 2 Grid model of fluid-solid coupled water-jacket and cylinder head

十年来,国内外对燃烧室的传热进行了大量的试验和理论研究,取得了一定的进展^[4]。

本文选择发动机的标定工况作为计算工况,依据经验,采用目前应用较多的 Woschni^[8~9]公式计算得气缸内平均等效燃气温度 $\bar{T}_g$ 为 1 400 K,平均等效换热系数 $\bar{h}_g$ 为 600 W/(m²·K)。

根据试验结果,进、排气温度取 320 K 和 900 K。根据文献[10]进气道换热系数取 150 W/(m²·K),排气道换热系数取 300 W/(m²·K)。缸盖与缸体及其它固体部件的联接部位也采用第三类边界条件,分别取温度 1 100 K,换热系数 450 W/(m²·K)。气缸盖暴露于大气环境中的表面直接与大气接触,换热十分微弱,换热系数取 25 W/(m²·K),环境温度取 300 K。

2.2 冷却水流动边界条件

选择发动机的标定工况作为计算工况,冷却介质为 50% 水和 50% 乙二醇的混合液,采用稳态计算模式。水泵流量为 210 L/min,冷却水的入口温度为试验测得的 360 K。冷却水从缸体水套流入缸盖水套各上水孔的流量和速度由缸体水套流动计算结果获得(上水孔结构如图 3 所示,图中数字为上水孔序号)。缸盖水流出出口边界为压力出口,按照流场充分发展进行处理,即定义压力物理量的梯度为零。在计算中认为冷却水在水套内的流动状态是三维粘性湍流流动,采用稳态计算模式,湍流模型选择标准 $k-\epsilon$ 模型。

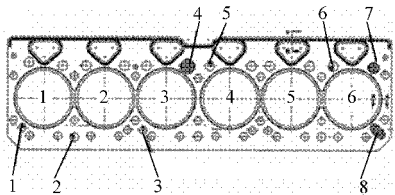


图 3 缸盖垫水孔分布
Fig. 3 Hole distribution in the gasket

3 计算结果分析

流固耦合传热数值模拟将原来单独计算单个零

部件温度场时的外边界条件变成内边界条件,流固耦合界面的流动与传热由软件自动施加边界条件并进行计算。这种处理方法既简化了边界条件,又使得仿真更符合发动机的实际工作状况,提高了计算的准确性。

3.1 温度场结果分析

采用 Fluent 软件对气缸盖及冷却水套的耦合模型进行计算,同时求解连续性方程、动量方程、能量方程和湍流方程得到收敛结果,并对固体部件的温度场、冷却水的速度场等进行分析评价。计算结果如图 4、5 所示。

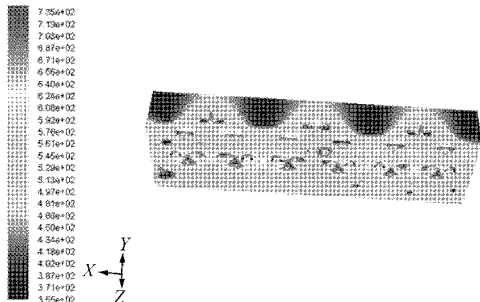


图 4 缸盖外表面温度分布云图

Fig. 4 Temperature contour of the cylinder head surface

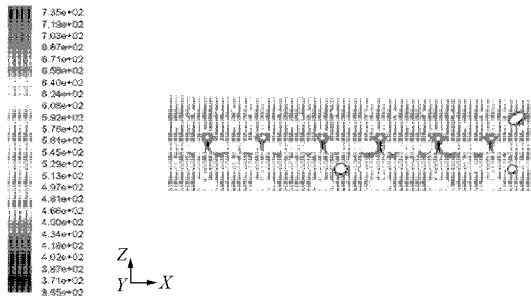


图 5 燃烧室壁面温度分布云图

Fig. 5 Temperature contour of the combustion chamber surface

由图 4 可见,缸盖温度变化较为剧烈,从最低温度 120℃ 左右到最高的 460℃,变化范围高达 340℃。计算显示,整个缸盖的平均温度为 155℃,燃烧室壁面的平均温度是 270℃。各缸燃烧室壁面的温度分布存在差异:第 3、4、5 缸总体温度较高,其他 3 个缸的温度稍低一些。

最高温度出现在第 4 缸的气门间“鼻梁区”,温度高达 463℃,第 3 缸的最高温度也较高,为 455℃,第 5 缸与第 3 缸的最高温度接近。第 1 缸与第 6 缸有几乎相同的最高温度,都是 447℃ 左右。第 2 缸的最高温度最低,但仍然有 439℃,可见此缸盖的热负荷比较大。

就同一个缸内部的情况来看,温度分布也很不均匀,气门间“鼻梁区”的温度明显高于其他区域,排气门附近区域的温度高于进气门附近,有火花塞

一侧的温度高于没有火花塞一侧的温度。

进排气道表面受气体的冲刷因而温度变化分布更为复杂,尤其受高温废气冲刷的排气道表面是缸盖温度场分析的另一个重点部位,图 6 为进排气道壁面温度分布图,图中数字分别为各缸排气道序号。可见,排气道的温度高于进气道的温度。进气道只是在靠近进气门的区域温度较高,最高温度在进气门口与进气道相接的部位,为 380 ~ 390℃。进气道其他区域的温度都较低,一般在 120℃ 左右。排气道的平均温度在 300℃ 左右,虽然排气道的最高温度高达 410℃,但排气道的温度变化范围要比进气道小得多,在 270 ~ 410℃ 之间。排气道的最高温度同样出现在气门口处。

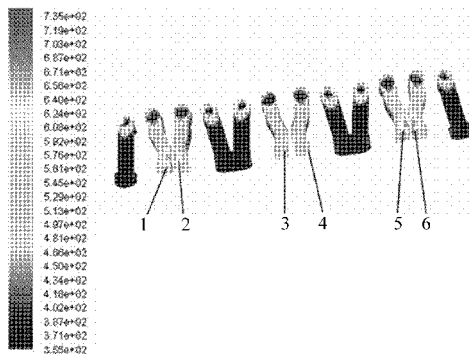


图 6 进排气道温度分布图

Fig. 6 Temperature distribution of intake and exhaust pipe

3.2 速度场结果分析

从图 7 的冷却水套速度矢量图和流线图中可以看出,水套内的冷却液流速分布不均匀,总的趋势是从第 6 缸向第 1 缸方向流速增大,但是第 3、4 缸之间及第 4、5 缸附近的水流速度比第 6 缸还要低。第 3 缸与第 4 缸之间有一个较大的上水孔,新的冷却液从此注入,使得下游流量增大,所以第 1、2 缸的流速高。

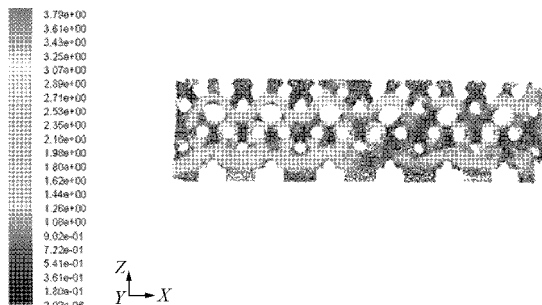


图 7 冷却水套速度矢量图

Fig. 7 Diagram of the velocity vector of coolant

气门间“鼻梁区”是需要重点冷却的部位,计算显示这些地方冷却水的流速在 0.05 ~ 0.5 m/s 之间,流速偏低。只有第 2 缸的流速较大一些,也只有 0.5 m/s,其他各缸的流速都更低。第 3、4 缸最低,

只有 0.3 m/s 左右,冷却效果最差,正好与温度场结果相吻合。总的来说,“鼻梁区”的流速都比较低,有待改善。

在各缸之间,气门间“鼻梁区”以及缸盖的外边缘附近出现了一些低速区甚至流动死区。流线图显示流经这些地方的冷却液较少。此外流线图还显示,从第 1、2 缸上水孔流入水套的冷却液几乎没有流向水套深处就直接流向了出口,这对冷却十分不利。

模拟计算结果表明:

(1)缸盖整体温度较高,热负荷较大。温度分布不均匀,第 3、4、5 缸较其它缸温度高,而且气门间“鼻梁区”尤其是火花塞孔附近的温度普遍偏高,与其周围区域有较大的温差,可能会产生较大的热应力,超出材料的许用范围而出现裂纹。

(2)冷却水流场总体满足设计要求,但局部流速低,冷却效果差。热负荷较高区域(主要是“鼻梁区”及火花塞孔附近)的冷却效果需要加强。

(3)从第 1、2 缸附近的上水孔流入的冷却水没有起到足够大的冷却作用就直接流出了水套。上水孔的设计和布置应该调整。

(4)第 1、2 缸和第 5、6 缸排气口附近温度较高,有待改进。

4 试验

采用实测缸盖水套内冷却液温度和进、出水口压力的办法对模拟结果进行验证。

如图 8 所示,通过测点 1、2、3、4、5、6 分别测量

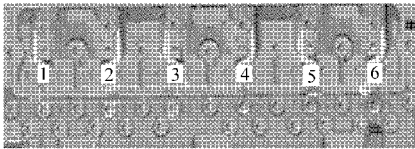


图 8 冷却液温度测量点示意图

Fig. 8 Measure location of water temperature

了缸盖第 1 缸到第 6 缸的冷却液温度。结果显示,第 1、3、5 缸温度较高,分别为 81.3℃、77.5℃、80.0℃,第 4、6 缸次之,分别为 76.2℃、75.5℃,第 2 缸温度最低,为 74.0℃。测量结果与计算结果基本一致。另外,测量的整体水套压力损失为 38 kPa,与

模拟结果 35 kPa 相差不大。试验和模拟的结果对比表明,流固耦合模拟计算具有足够的精度,验证了计算模型的正确性。

5 改进设计后的计算结果及对比分析

通过改变上水孔面积,使第 5 缸附近的水流量增加 30%,第 1、2 缸附近的水流量减小 30%,再应用上述计算模型重新计算得到结果如图 9 所示。与原结果对比可见,缸盖的整体温度及燃烧室壁面温度都有所降低。缸盖整体平均温度从原来的 155℃ 下降到了 140℃。最高温度从 463℃ 下降到 426℃。燃烧室壁面上的温度分布比原来更均匀,虽然“鼻梁区”和火花塞孔附近依然是温度最高的区域,但是 6 个缸的差异已经很小,且这些最高区域的温度较原来也都有所下降。可见,冷却水流量分配的改变起到了降低热负荷的效果。

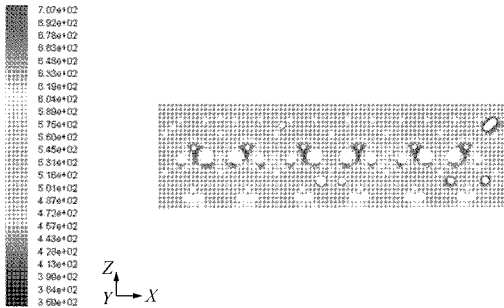


图 9 改进设计后缸盖壁面温度分布云图

Fig. 9 Temperature distribution after improved design

6 结论

(1)建立了天然气发动机气缸盖-冷却水套三维流固耦合传热模型,应用 Fluent 软件中的流固耦合传热模块对模型进行了额定工况下的稳态流动与传热数值模拟。

(2)所建立的三维流固耦合传热模型可以有效地模拟冷却水与固体零件之间的耦合流动与传热问题,所得结果具有较好的准确性,可为设计改进提供参考。

(3)根据计算结果发现的问题提出了改变上水孔面积的改进措施,通过加大第 5 缸附近的水流量和减小第 1、2 缸附近的水流量,改善了冷却效果。

参 考 文 献

1 姚勇. CNG 发动机和汽油机燃烧的比较分析[J]. 车用发动机, 2005(5): 31 ~ 35.
Yao Yong. Comparison and analysis the combustion of CNG engine with that of petrol engine[J]. Vehicle Engine, 2005(5): 31 ~ 35. (in Chinese)

2 Haeng Muk Cho, Bangquan He. Spark ignition natural gas engines—a review [J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(2): 608 ~ 618.

EBD 比 D 分别降低了 2.98% 和 16.42%, 全负荷下, EBD 比 D 升高了 11.79%。

相当。可见 EBD 在醛酮化合物的减排方面优势主要体现在中低负荷下, 同时由于掺烧了 20% 的工业乙醇而使得乙醛的排放量相对升高。

(4) 在 1 700 r/min 下, 两种燃料的排放量基本

参 考 文 献

- 1 杨蓓兰. 替代燃料的现状与发展趋势[J]. 上海化工, 2009, 34(5): 25 ~ 32.
- 2 董敬, 庄志, 常思勤. 汽车拖拉机发动机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 182 ~ 183.
- 3 World Health Organization (WHO). Indoor air quality: organic pollutants[J]. Environmental Technology Letters, 1989, 10(9): 855 ~ 858.
- 4 AMS-FRL-6924-1—2001. Federal register 40 CFR parts 80, and 86, control of emission of hazardous air pollutants from mobile sources [S]. 2001.
- 5 陆小明. 生物柴油发动机燃烧过程与 PAHs 排放特性研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2006.
- 6 U. S. EPA Compendium Method TO-11A. Determination of formaldehyde in ambient air using adsorbent cartridge followed by high performance liquid chromatography [S]. USA, EPA, 1999.
- 7 Hennion M C. Solid-phase extraction: method development, sorbents, and coupling with liquid chromatography [J]. Journal of Chromatography A, 1999, 856(1 ~ 2): 3 ~ 54.
- 8 U. S. EPA. EPA/625/R-96/010b (TO-11A) Determination of formaldehyde in ambient air using adsorbent cartridge followed by high performance liquid chromatography (HPLC) [S]. USA, EPA, 1999.
- 9 Wagner T, Wyszynski M L. Aldehydes and ketones in engine exhaust emissions—a review[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D—Journal of Automobile Engineering, 1996, 210(2): 109 ~ 122.
- 10 蒋德明. 内燃机燃烧与排放学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2002.
- 11 彭美春, 王贤烽, 王海龙. 柴油-生物柴油-乙醇混合燃料发动机的醛类化合物排放特性研究[J]. 内燃机学报, 2010, 28(2): 127 ~ 132.
Peng Meichun, Wang Xianfeng, Wang Hailong. Study on aldehydes emission of BE-D Blend fuel engine[J]. Transactions of CSICE, 2010, 28(2): 127 ~ 132. (in Chinese)

(上接第 27 页)

- 3 Korakianitis T, Namasivayam A M, Crookes R J. Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions [J]. Combustion Science, 2011, 37(1): 89 ~ 112.
- 4 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.
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)
- 5 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 and application of solid-liquid coupled heat transfer in internal combustion engines[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2006: 39 ~ 45. (in Chinese)
- 6 傅松, 胡玉平, 李新才, 等. 柴油机缸盖水腔流动与沸腾传热的流固耦合数值模拟[J]. 农业机械学报, 2010, 41(4): 26 ~ 30.
Fu Song, Hu Yuping, Li Xincan, et al. Fluid-solid coupling numerical simulation on flow and boiling heat transfer of cooling water-jacket in cylinder head of diesel engine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(4): 26 ~ 30. (in Chinese)
- 7 杨万里, 许敏, 辛军, 等. 发动机缸盖耦合热应力分析[J]. 内燃机工程, 2007, 28(2): 47 ~ 50.
Yang Wanli, Xu Min, Xin Jun, et al. Coupling thermal stress analysis of engine cylinder head[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2007, 28(2): 47 ~ 50. (in Chinese)
- 8 Woschni G A. Experimental investigation of the heat transfer in internal combustion engines with insulated combustion chamber walls, in heat and mass transfer in gasoline and diesel engines[M]. New York: Hemisphere Publ. Corp, 1989.
- 9 Woschni G A. Universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine[C]. SAE Paper 670931, 1967.
- 10 Morel T, Fort E, Blumberg P. Effect of insulation strategy and design parameters on diesel heat rejection and performance[C]. SAE Paper 850506, 1985.