

直接流热耦合法计算分析某汽油机改型前后机体温度场

Directly coupled analysis for temperature field of non-modified and modified Gasoline Engine cylinder block

郭立新, 杨海涛, 夏兴兰

(无锡油泵油嘴研究所, 江苏 无锡 214063)

摘要:直接流热耦合法将机体及与其相互作用固体和流体部分作为一个整体进行研究,将难以确定的外部边界条件转化为内边界,通过能量守恒的方法在固—液交界面上自动完成热量交换。本文使用 CFD 软件 STAR—CD 利用建立的机体、气缸盖和冷却水套组成耦合模型,采用直接流热耦合方法计算了某汽油机改型前后机体温度场,计算结果和实验值吻合得较好,这反映了直接耦合法计算机体温度场有足够的精度。依据计算结果,本文对改型前后机体温度场进行了详细地分析。

关键词:直接流热耦合; 机体; 温度场

Abstract: In the paper, directly coupled fluid-heat simulation is discussed, which treats cylinder block and its thermal interactions as a whole and ultimately solving them together. Transform the exterior boundary condition into the internal boundary conditions. Energy conservation is employed in this method to complete heat exchange along the solid—fluid interface automatically. Directly coupled fluid-heat simulation is employed in this paper to investigate the temperature field of cylinder block in non-modified and modified gasoline engine by using of CFD software STAR—CD. Computational model includes cylinder block, cylinder head and water jacket. By comparing with experimentation, it is found that the temperature field was well predicted using directly coupled calculation, calculating results and measuring values are well accordant. According to the simulation result, the temperature field of cylinder block in non-modified and modified gasoline engine is analyzed in details.

Key words: directly coupled fluid-heat; cylinder block; temperature field

引言

为了提高某汽油机动力性,将原有的二气门配气机构改为四气门,功率有了较大的提高。改型后气缸盖内水套进行了重新设计,机体中水套沿用了原有设计。机体是发动机的关键部

件之一,直接和高温燃气接触,承受很高的热负荷。热负荷将影响它的使用寿命,并可能导致咬缸、拉缸、结胶等故障,极大地危害发动机的可靠性和耐久性。改型后机体温度场同改型前有多大区别,是设计者非常关心的问题。

直接流热耦合法将机体及与其相互作用固体和流体部分作为一个整体进行研究,将难以确定的外部边界条件转化为内边界,通过能量守恒的方法在固—液交界面上自动完成热量交换。可以同时得到气缸盖、机体和冷却水的温度场,可以真实的反映冷却水流场对气缸盖、机体温度场的影响,为冷却水套设计提供依据。而且温度场可以作为边界条件,加载到有限元模型上,为有限元结构强度计算提供边界条件。

本文以某汽油机改型前、后机体为研究对象,建立了气缸盖、机体和冷却水耦合计算模型,使用直接耦合方法,利用 CFD 软件 STAR—CD 计算了机体温度场,并对改型前后机体温度场进行了分析。

1 实体模型

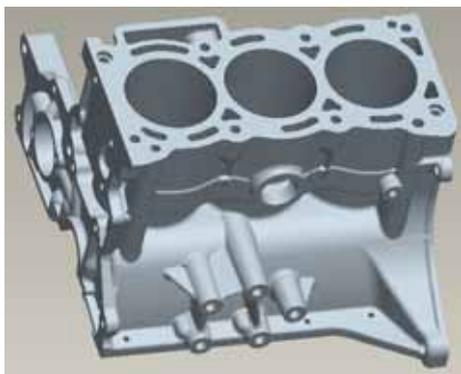


图 1 机体实体模型

该汽油机机体是一个铸造的箱体结构,气缸体为整体结构。为了准确计算机体温度场,除了建立详细的机体实体模型,还建立了气缸盖和水套模型。气缸盖、机体都是复杂的零件,外形不规则,分布有各种加强筋、凸台、轴承孔和油道孔,水套等。本文在保证计算准确性的前提下,建立实体模型时,进行了适当的简化处理。机体简化后的实体模型如图 1 所示。

该机采用整体式冷却方式,即气缸盖水套和机体水套内冷却水是相通的。为了简化计算模型,本文没有建立水泵和水箱实体模型,改型后气缸盖内的进气道侧水套和机体水套通过弯管连接起来,简化后的水套实体模型如图 2~3。

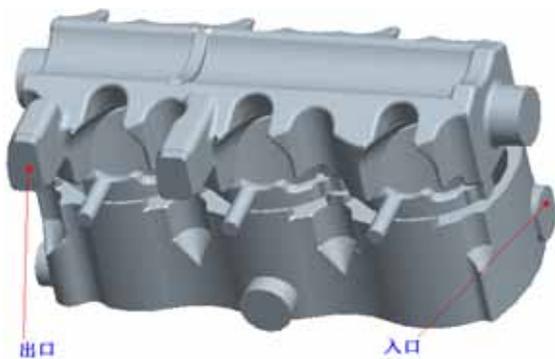


图 2 改型前水套实体模型

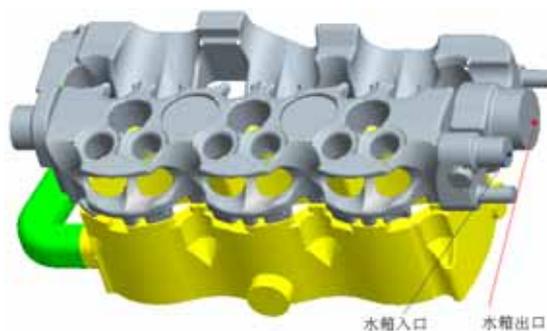


图 3 改型后水套实体模型

2 网格划分

计算网格的类型和尺寸都会影响到计算的精度和稳定性。对于结构复杂的气缸盖、机体、水套,采用应用比较广泛的非结构化四面体网格(如图 4、5)。在直接耦合计算中,由于气

缸盖燃烧室壁面和机体气缸壁承受最剧烈的热负荷,在进行网格划分的过程中,对它们进行了细化。而其他部分,则采用了相对较粗的网格。为了精确计算流体固体之间的传热,在水套的近壁面处增加了附面层网格。整个三缸汽油机耦合计算模型的总网格数改型前约为 1.20×10^6 个,改型后约为 1.20×10^6 个。

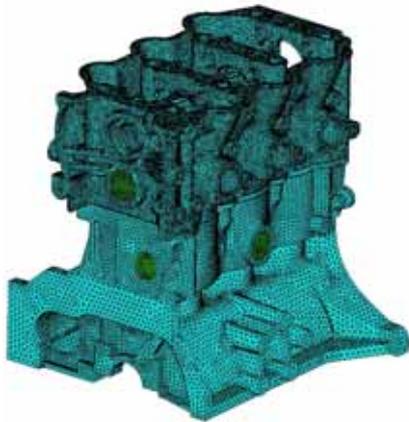


图4 改型前耦合计算组合网格

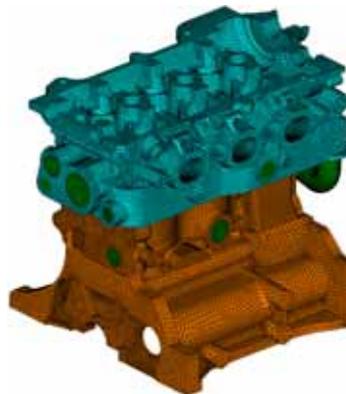


图5 改型后耦合计算组合网格

3 边界条件

3.1 热边界条件

气缸内燃气温度、换热系数受多种因素影响,很难找到一个通用的计算公式,应对特定机型及工况进行模拟。本文采用 BOOST 软件模拟了改型前后缸内工作过程。由此得出缸内燃气传热系数、气体温度随曲轴转角的变化情况再采用时间平均法计算出缸内气体的平均温度和平均放热系数。

气缸体内表面采用王希珍^[1]推荐的经验公式计算出来的换热系数和温度。实际情况中,由于进排气门的影响,在气缸体内表面同一轴向位置的换热系数也应有所不同,但由于差异较小,因而在计算中忽略换热系数的周向差别。

气缸盖、机体暴露于大气环境中的表面,它们与周围空气接触,换热极为微弱,换热系数取 $23 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,环境温度取 20°C ^[2]。

冷却水套表面的传热边界条件通过建立冷却水套和气缸盖、机体间交界面实现,冷却水、气缸盖及机体和衬垫接触表面做绝热处理。

2.2 冷却水流动边界条件

计算工况为发动机额定工况,采用稳态计算模式,湍流模型选用 $k-\varepsilon$ 高 Reynolds 模型^[3]。

冷却水套流动边界条件:水套入口采用流量边界条件,为水泵出口流量;出口采用压力边界条件。

4 机体温度场

在本计算以前,为了验证直接耦合法计算机体温度场的精度,将两气门发动机额定工况机体温度场计算值同试验测量值进行了比较。机体温度测量点选在一缸和二缸、二缸和三缸

之间的薄壁处（靠近自由端的为一缸，靠近飞轮端的为三缸，中间的为二缸）。距离气缸顶面距离分别为 5、10、17mm，依次对应的测点编号：二缸和三缸之间为 C₁、C₂、C₃，一缸和二缸之间为 D₁、D₂、D₃，下标代表三个测点位置（如图 6）。计算值同测量值吻合较好，最大误差为 4.71%（如图 7），这说明直接耦合计算机体温度场具有足够的精度。

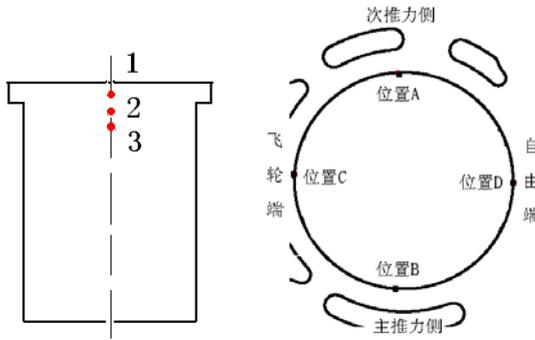


图 6 机体测点位置

图 10 考察点位置

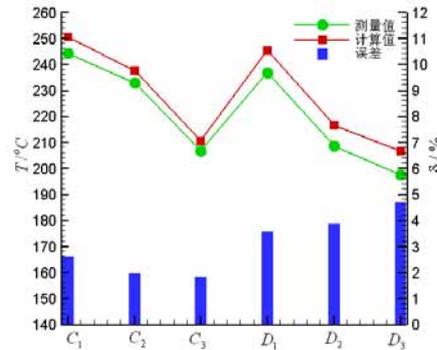


图 7 机体测点温度计算值与测量值

从机体的温度分布图 8、9 可以看到，气缸中各缸间薄壁处温度高于气缸其它位置，这是因为缸间薄壁处没有足够的冷却水，得不到足够的冷却。因为冷却水在机体中依次流过一、二、三缸（靠近自由端的为一缸，靠近飞轮端的为三缸，中间的为二缸），各缸依次被冷却，所以二、三缸间薄壁处温度要比一、二缸间薄壁处温度高。机体的最高温度就出现在二缸和三缸之间薄壁处，改型后发动机强化程度提高，机体的最高温度升高了 22.1 。

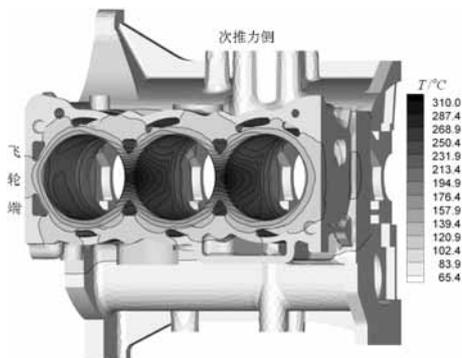


图 8 改型前机体温度分布

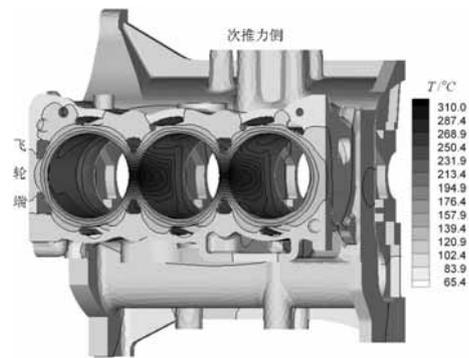


图 9 改型后机体温度分布

为了比较气缸壁次推力侧和主推力侧冷却差别，选取（图 10 中气缸壁次推力侧位置 A、气缸壁主推力侧位置 B）距离气缸顶面 40mm 处温度进行比较。

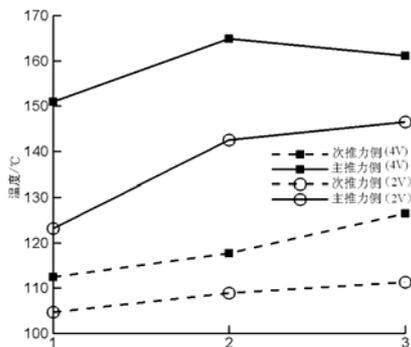


图 11 考察点温度比较

从考察点温度的比较可以看到（如图 11，图中横坐标 1~3 表示 1~3 缸气缸壁上的考查点，2v 表示改型前，4v 表示改型后——后面所有图同），主推力侧的温度明显高于次推力侧，这是因为冷却水入口偏置向机体次推力侧，机体水套中次推力侧气缸轴线方向中部区域的水流速度大于主推力侧（图 12）。因此次推力侧中部区域冷却效果要好于主推力侧，即其换热系数大于主推力侧

（图 13），所以气缸壁次推力侧考察点温度要低于主推

力侧考察点温度。

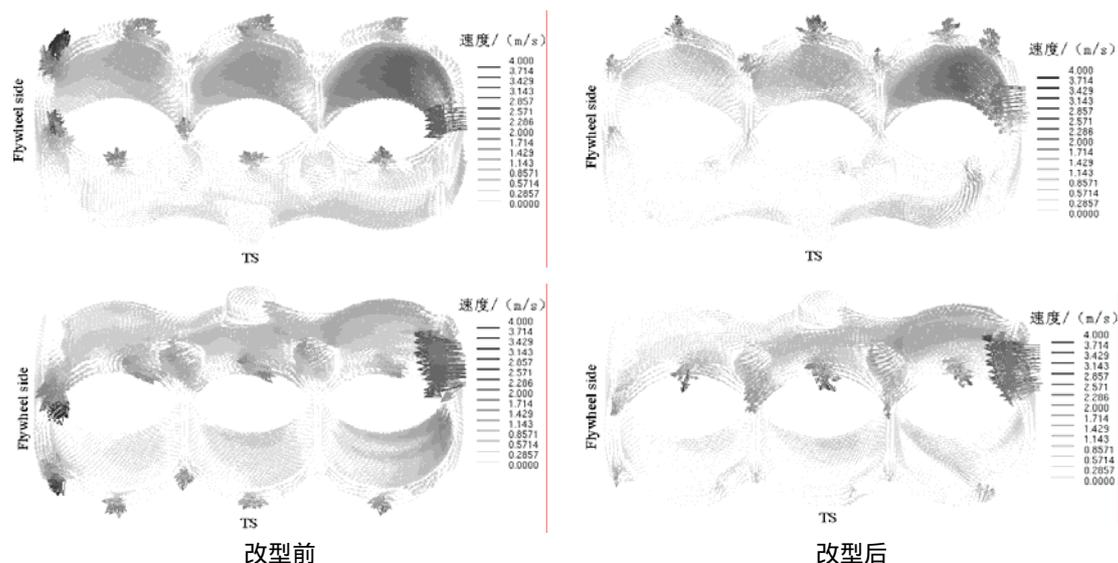


图12 机体水套内冷却水速度分布

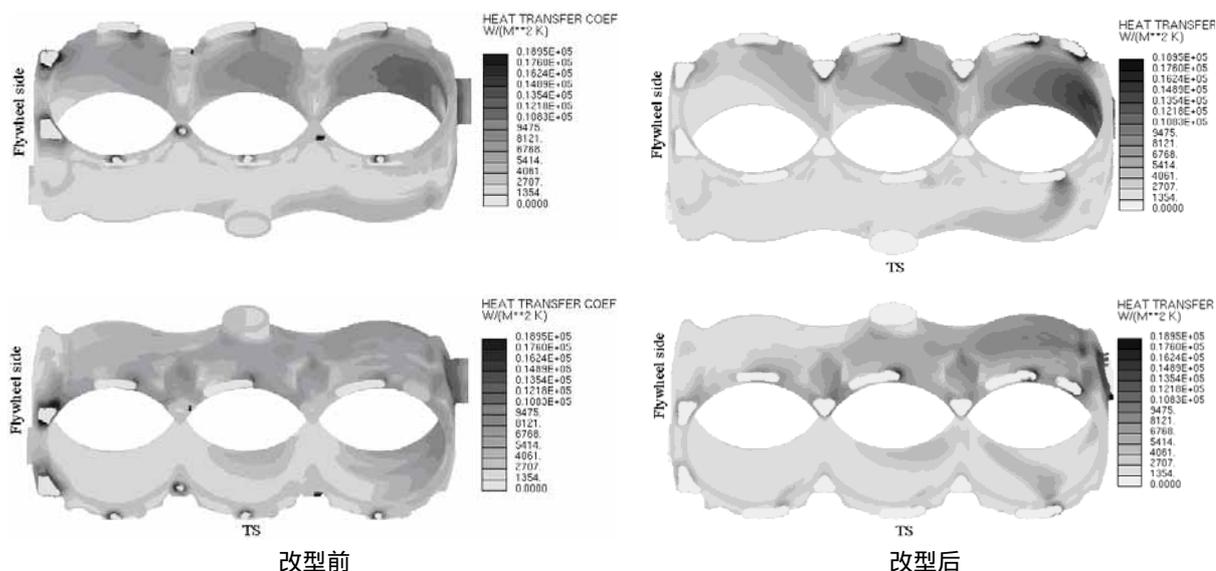


图 13 机体中水套壁面换热系数

改型后气缸主、次推力侧考察点温度都高于改型前，这主要因为一方面改型后发动机强化程度提高，热负荷加大；另一方面改型后气缸盖中冷却水套进行了重新设计，机体水套中的水流场发生了变化，各缸主、次推力侧水套气缸轴线方向中部区域中的水流速度降低（如图 12），水套主、次推力侧中部区域壁面上换热系数也比改型前小。综合作用的结果使改型后主、次推力侧考察点温度比改型前高。

为了分析气缸壁面沿轴线温度分布，沿位置C、D（图10）考察气缸壁的轴向温度分布（如图14所示，纵坐标表示距离气缸顶面的距离）。无论改型前还是改型后距离气缸顶面距离越远，温度越低。各缸气缸壁沿轴线温度分布曲线在距离气缸顶面80mm左右时，出现了一个转折，温度下降的幅度加大，这是因为超过发动机冲程后气缸壁将不会直接受到燃气烧灼，气缸温度会显著降低。二缸C、D位置因为都不能受到冷却水充分冷却，温度都很高。

一缸位置D和三缸位置C能受到冷却水充分冷却，温度低于同缸的另一位置。一缸的位置D正对着机体水套的入口，直接受到高速水流的冷却，温度下降得较快。改型后随着热负荷的加大，各气缸位置C、D轴线上温度都高于改型前，轴向上温度分布趋势同改型前相似。

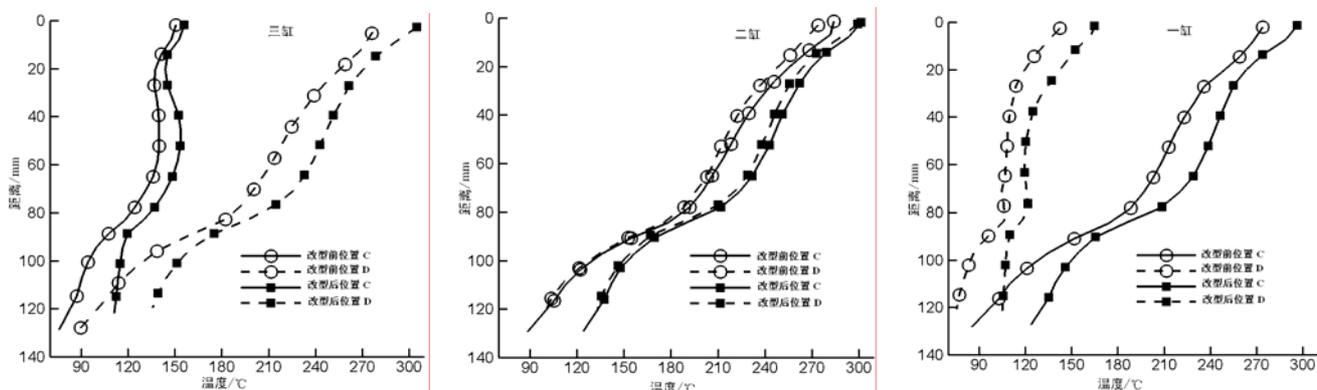


图14 气缸壁轴向温度变化曲线

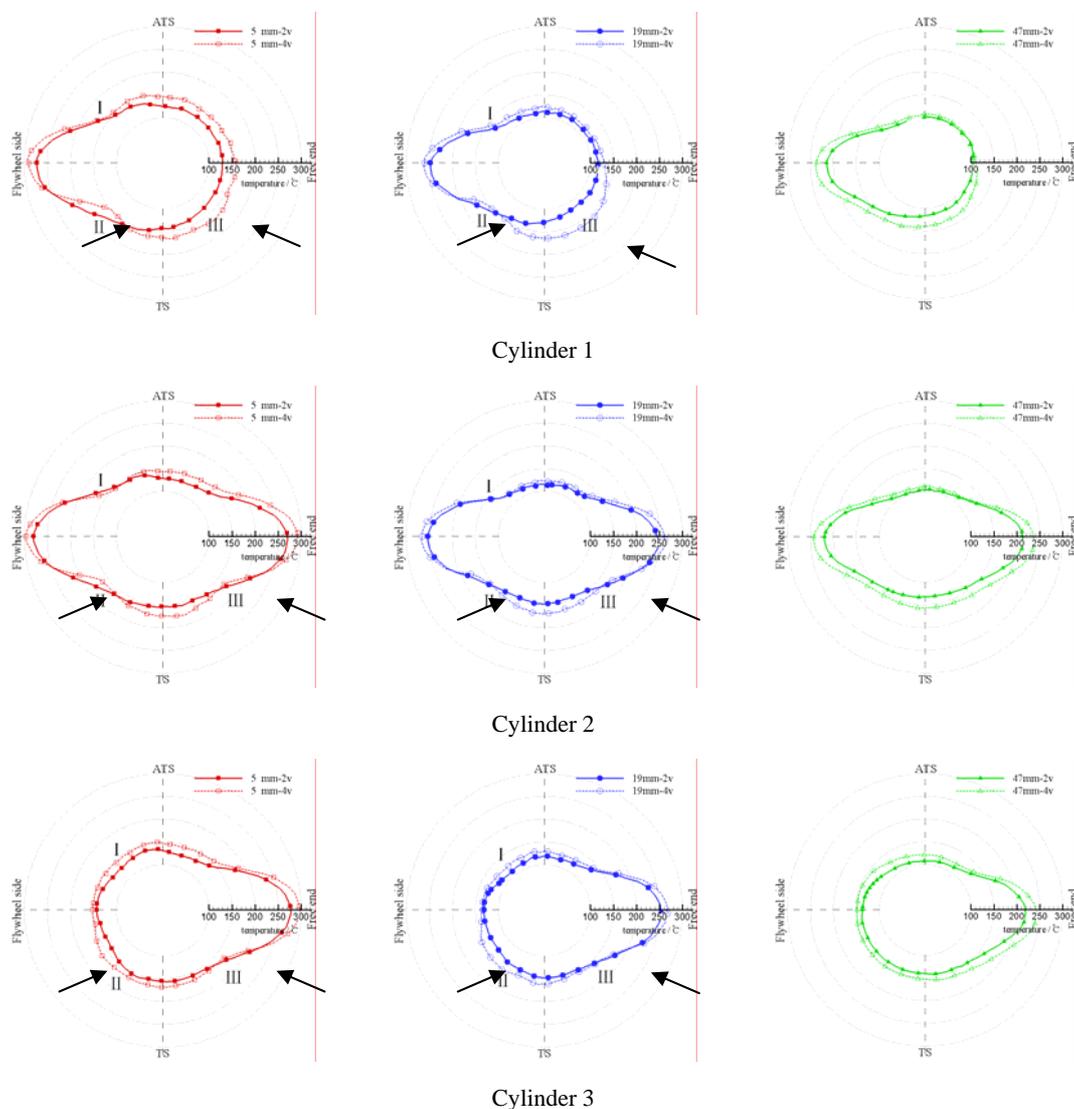


图15 气缸壁周向温度分布

图 15 所示距离气缸顶面分别为 5mm、19mm、47mm 时气缸壁面周向温度分布，可以看到各缸气缸壁周向温度分布极不均匀。这是因为本发动机机体在气缸间的连接处没有冷却水通道，使其不能得到充分冷却，因此导致气缸连接处温度远高出气缸壁其它位置^[4]。改型前，一缸气缸壁周向最大温差为 149.5 ，二缸气缸壁周向最大温差为 153.0 ，三缸气缸壁周向最大温差为 152.0 ；改型后，一缸气缸壁周向最大温差为 150.0 ，二缸气缸壁周向最大温差为 152.8 ，三缸气缸壁周向最大温差为 153.4 ；改型后气缸壁周向温差变化不大。随着距离气缸顶面距离加大，气缸壁温度逐渐降低。在周向上，主推力侧的温度高于次推力侧的温度。

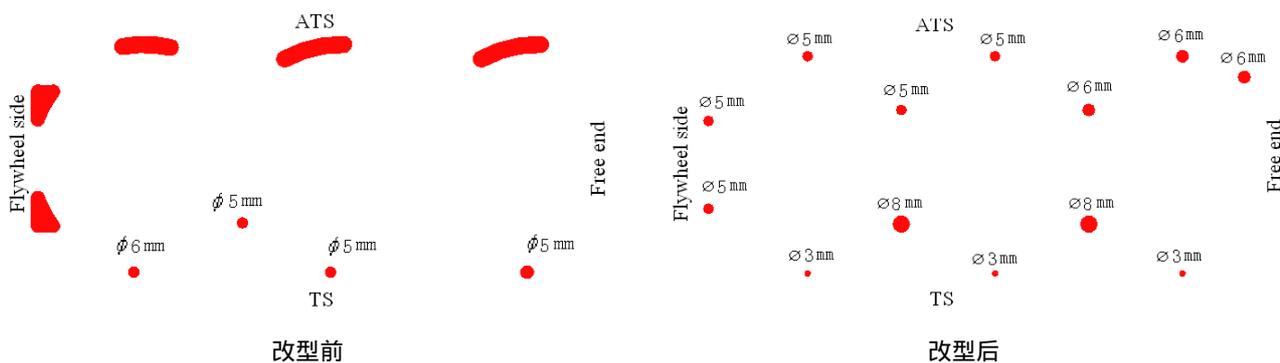


图 16 气缸垫中的上水孔

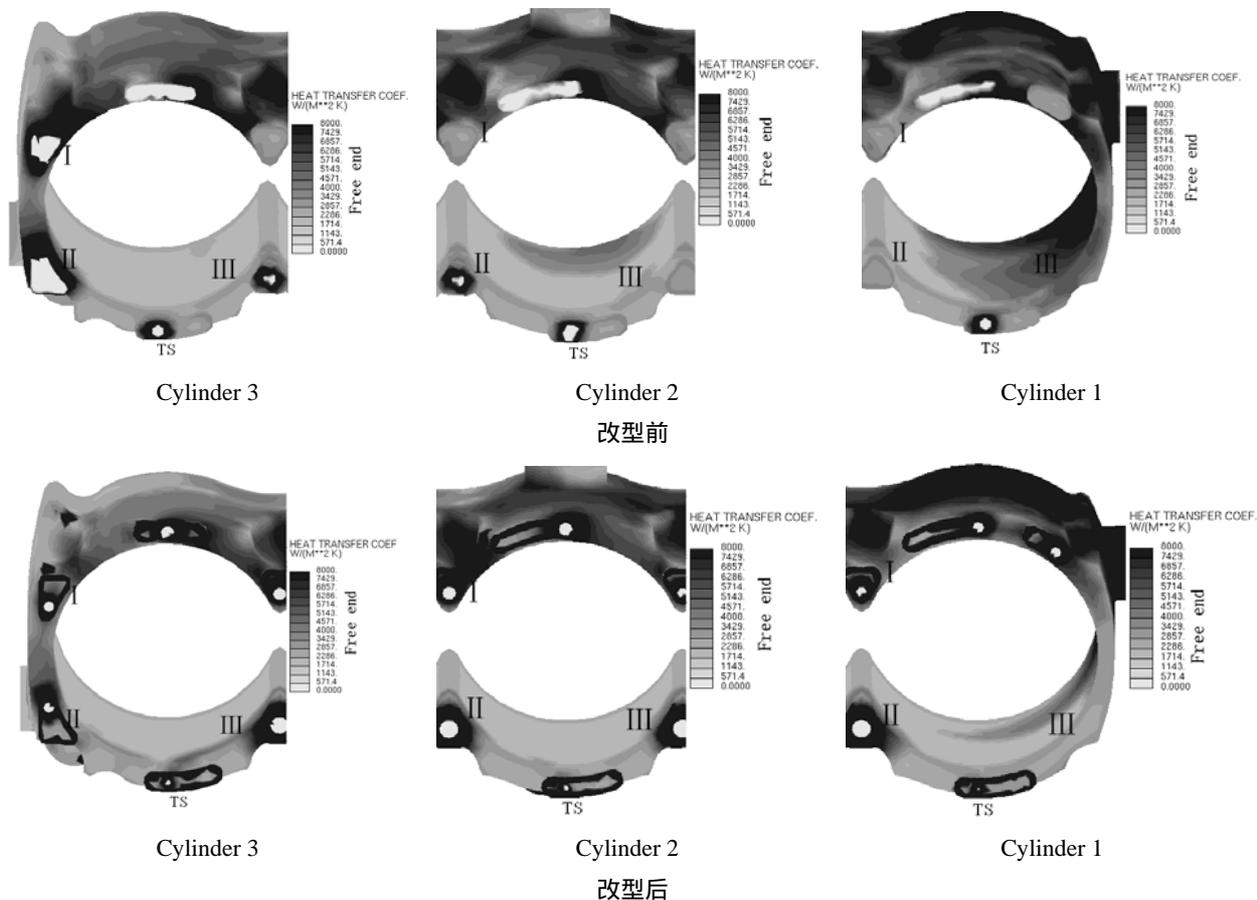


图 17 机体中水套壁面换热系数

图 15 中一、二缸气缸壁区域、改型后气缸壁温度低于改型前，而三缸气缸壁中区域、温度改型后高于改型前。这是因为一缸机体水套中区域、和二缸机体水套中区域改型前没有上水孔（如图 16），改型后一缸区域增加一个 6mm 上水孔，区域增加了一个 8mm 上水孔；二缸机体水套中区域增加了一个 5mm 上水孔，二缸机体水套中区域的上水孔由原来的 5mm 加大到 8mm。增大这些局部区域的水流速度，加大了这些区域的换热系数（图 17），使气缸体和冷却水间的热交换能力加强，因此改型后温度降低。而三缸机体水套中区域、由原来较大的水孔减小到 5mm，降低了这两个局部区域的换热系数，减少了气缸体和冷却水间的热交换能力，所以改型后气缸壁的这个区域温度升高。

同样二缸机体水套中区域中因增加了一个 8mm 的上水孔，三缸机体水套中区域中上水孔由原来 5mm 加大到 8mm，加大了这个区域的换热系数，使这一区域改型后温度有所降低。而一缸机体水套中区域上水孔由 5mm 减小到 3mm，减小了这个区域的换热系数，改型后温度升高较大。

改变上水孔后，对气缸体顶部局部区域的温度场产生了较大影响。在距离气缸体顶部 47mm 的位置上，在整个圆周方向上，因改型后热负荷加大，温度高于改型前，上水孔的改变对周向温度分布影

5 结论

（1）直接流热耦合法将活塞及与其相互作用固体和流体部分作为一个整体进行研究，通过能量守恒的方法在固—液交界面上自动完成热量交换，可以将难以确定的外部边界条件转化为内边界。

（2）计算结果表明，测量点计算值和测量值吻合较好，最大误差为 7.55%，这反映出直接耦合法计算活塞温度场具有足够的精度。

（3）该发动机机体的最高温度出现在二缸与三缸间的薄壁处，改型后发动机强化程度提高，最高温度升高了 22.1 。

（4）因为冷却水入口偏置向机体次推力侧，气缸中部区域次推力侧冷却效果好于主推力侧，导致气缸中部区域次推力侧温度要小于主推力侧温度。

6 参考文献

- [1] 王希珍,严兆大,周军.柴油机缸套热负荷评估的分析及实验研究方法[J].内燃机工程,2001(4) 62~65.
- [2] 段峰,舒歌群,李志锐,等.用有限元法对 495 汽油机气缸盖进行结构分析的研究.小型内燃机与摩托车.2004-4:15~16.
- [3] 白敏丽,吕继组,丁铁新.六缸柴油机冷却系统流动与传热的数值模拟研究[J].内燃机学报,2004,22(6): 525-531.
- [4] Franz Koch, Paul Decker, Malte Loeprecht. Cylinder Liner Deformation Analysis Measurements and Calculations. SAE 980567.