

## 某汽油机冷却水套三维 CFD 分析

# CFD three-dimensional numerical calculation of cooling water-jacket for a Gasoline Engine

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:**冷却水的流动与传热直接影响发动机的冷却效率, 高温零件的热负荷, 整机的热量分配和能量利用。本文使用 STAR—CD 软件对某汽油机冷却水套进行三维 CFD 分析, 得到了冷却水套内冷却液的流场、换热系数分布、压力损失以及流量分布等信息。计算结果表明: 冷却水套中流速和换热系数均能满足设计要求; 气缸盖三缸冷却效果好于其它两缸。

**关键词:** 汽油机; 冷却水套; CFD 分析

**Abstract:** Cooling water flow and heat transfer directly influences the cooling efficiency of engine, thermal Load of high temperature components, heat distribution of engine and energy utilization. In the paper, CFD three-dimension numerical simulation of cooling water-jacket for a Gasoline Engine Was employed by using of STAR—CD analysis code . The simulated provide supply the information on flow field, distribution of heat transfer coefficient and pressure losses of engine water-jacket. The calculation result reveals that the flow speed and the heat transfer coefficient of cooling water-jacket can satisfy the cooling requirement. Third cylinder head was cooled more sufficient than others.

**Key words:** gasoline engine; cooling water-jacket; CFD analysis

## 引言

冷却系统是影响发动机可靠性和排放性的重要因素, 冷却系统的优化设计是发动机设计的一个重要环节。发动机的冷却水套是其冷却系统的重要组成部分, 冷却液的三维流动与传热是最主要的问题, 直接影响到发动机的冷却效率, 整机的热量分配和热量利用, 及直接影响着缸盖、机体和活塞等零件工作的可靠性。对于多缸发动机, 各缸冷却水的均匀性及控制前后气缸冷却液流动的均匀性也是特别重要的。

由于冷却水套结构复杂, 难于通过试验来对水套流场进行测量和分析。在这种情况下, 计算流体力学(CFD) 的数值模拟方法则证明具有真正的工程价值<sup>[1, 2]</sup>。它通过三维数值模拟的方法获得冷却水套内冷却液的流场、换热系数分布、压力损失以及流量分布等信息, 进而为冷却系统的优化设计提供重要的理论依据。

本文以某汽油机冷却水套为研究对象, 利用 STAR—CD 软件对其进行了模拟, 给出了冷却水套内冷却液的流场分布情况, 并对热负荷较高的燃烧室鼻梁区、排气道周围和缸体上半部分等区域的冷却情况以及整个冷却水套内的压力损失进行了分析。

## 1 几何实体模型及网格模型

该机采用整体式冷却方式, 即气缸盖水套和机体水套内的冷却水是相通的。水泵位于发动机前

端,水箱位于发动机后端,冷却水从水箱出来进入水泵,水泵将冷却水加压后送入机体。冷却水在机体中一方面从前端流向后端,另一方面由机体流向气缸盖最后从气缸盖后端进气道侧流出汇集后进入水箱。为了简化计算模型,本文没有建立水泵和水箱模型,冷却水入口选在机体前端也就是水泵的出口,出口选在气缸盖后端进气道侧也就是水箱的入口。

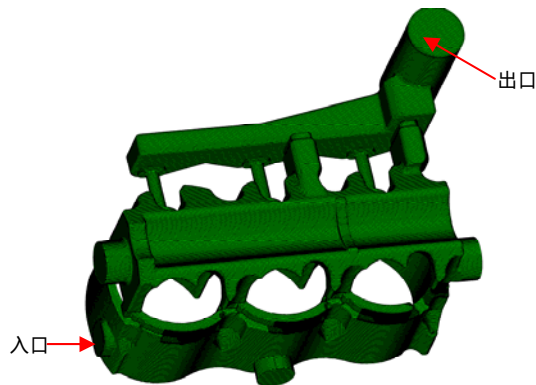


图 1 整体水套网格

本文使用STAR—CD前处理网格划分模块PRO—AM对冷却水套进行了单元网格划分,并在缸垫上水孔区域对网格进行加密,并在水套的近壁面处增加了附面层网格(如图1),网格数量约为 $1.47 \times 10^6$ 个。

## 2 计算工况及边界条件

计算工况为标定工况,冷却液为 50%水和 50%乙二醇的混合物,其密度为  $1030\text{kg/m}^3$ ,沸点为  $106^\circ\text{C}$ 。在计算中,假定冷却水在水套内的流动状态是稳定的三维粘性湍流流动,采用稳态的计算模式。

水套入口采用流量边界条件,为水泵出口流量;因为水套出水口连接了较长的出水管,所以按照流场充分发展的边界条件进行处理,即给定所有物理量梯度为零。

壁面边界条件采用了假定壁面温度场的方法。计算中将整个壁面分为 8 个区域,机体分为三个区域,分别为上部(靠近活塞上止点区域)、中部和底部(靠近活塞下止点区域),其壁温分别为  $120^\circ\text{C}$ 、 $110^\circ\text{C}$  和  $100^\circ\text{C}$ ;缸盖分为四个区域,从气缸中心算起,靠近排气门附近壁温分别为  $120^\circ\text{C}$ ,靠近排气道部份壁温分别为  $110^\circ\text{C}$ ,靠近进气门附近壁温分别为  $110^\circ\text{C}$ ,靠近进气道部份壁温分别为  $100^\circ\text{C}$ ;其余部分的壁温为  $90^\circ\text{C}$  [3]。由于了  $k-\varepsilon$  湍流模型只适用于离开壁面一定距离的湍流区域,对于壁面附近的区域采用壁面函数法来处理,本文采用了标准壁面函数。

### 3 计算结果分析

#### 3.1 气缸盖冷却水流场及换热分析

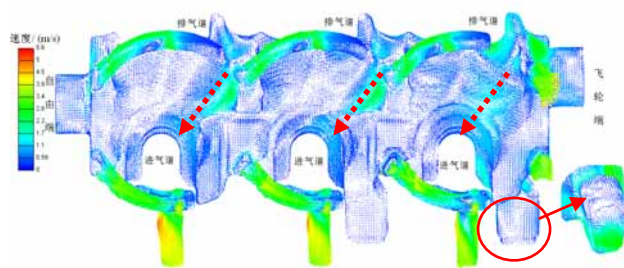


图2 气缸盖水套速度场分布

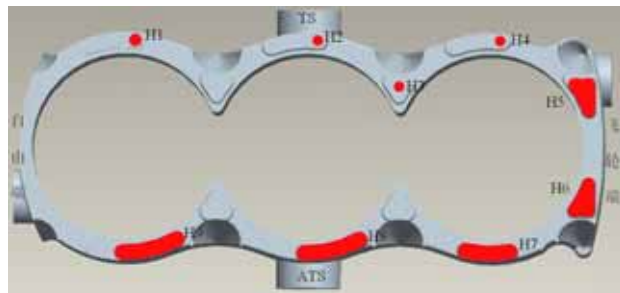


图3 气缸垫上水孔布置图

从图2可以看到，在气缸盖各个进水孔处流速较大，进入气缸盖水套后流速明显变小。排气道附近区域的流速高于进气道。气缸盖水套底面1缸和2缸（靠近自由端的为1缸，靠近飞轮端的为3缸，中间的为2缸）冷却水流场分布十分接近，在两气门之间鼻梁区都有一股速度较大的冷却水从排气侧流向进气侧。在3缸也有这样一股从排气侧流向进气侧的冷却水，其速度相对较小，但影响区域却较大。这几股冷却水流都是通过各缸布置的上水孔（图3中孔H6~H8）产生的。其出口斜对着两气门之间鼻梁区附近的水套，其目的是利用冷却水的定向流动来加强对热负荷较高的鼻梁区的冷却。整个气缸盖底面水套内冷却水的平均流速为0.57m/s，两气门之间鼻梁区冷却水平均流速为0.81 m/s。根据

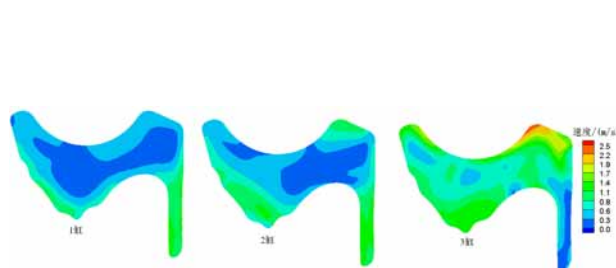


图4 气缸盖两气门之间截面速度分布

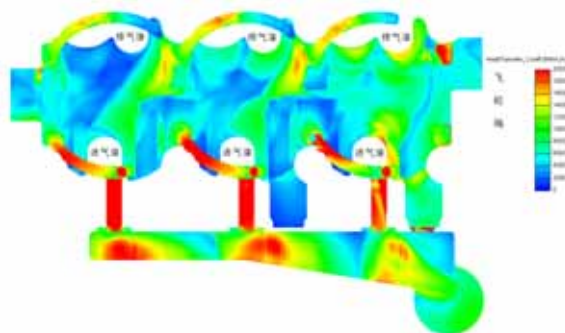


图5 气缸盖水套换热系数分布

相关文献可知<sup>[4~5]</sup>，在热负荷较高的火力面等区域，冷却水流速在0.5 m/s以上既能满足冷却要求。由图4气缸盖两气门之间截面速度分布可知，该处的平均流速较高，即两气门之间冷却良好。从1缸到3缸流速依次变大，3缸流速明显大于其它两缸，导致3缸冷却效果将好于其它两缸。

图5中气缸盖水套底面换热系数的分布和图2中的速度分布密切相关，高速区的表面传热系数相对较高，低速区的表面传热系数相对也较低，分布规律相似。从计算结果可以看到，排气侧布置的上水孔H6~H8加强了两气门之间鼻梁区冷却水的流动，增强了对这个区域的冷却。1~3缸气缸盖水套底面平均换热系数分别为5066W/(m<sup>2</sup>.K)、6033 W/(m<sup>2</sup>.K)和7931 W/(m<sup>2</sup>.K)。可见，从1缸到3缸气缸盖底面换热系数依次增大，冷却水冷却能力也依次加强。

### 3.2 机体冷却水流场及换热分析

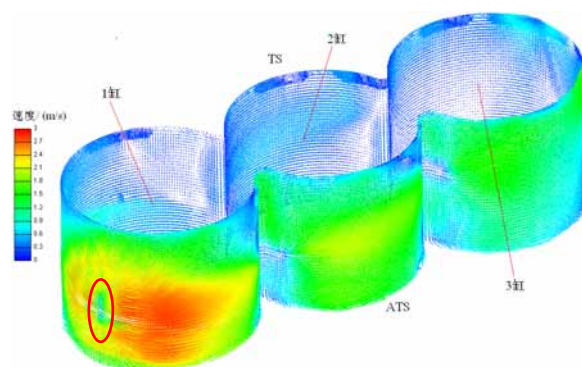


图 6 气缸体水套内表面速度场分布

冷却水被水泵加压以后，以较高的流速进入1缸气缸体水套，在入口处以入口轴线为中心向四周流动，最后分别汇流到主次推力侧（如图6所示）。因为冷却水入口偏置向机体次推力侧，导致流向机体水套次推力侧冷却水流速高于主推力侧，次推力侧平均流速为1.23m/s，主推力侧平均流速为0.38m/s。从1缸到3缸气缸壁冷却水平均流速分别为1.12 m/s、0.74 m/s和0.55 m/s，可见随着流动阻力的加大，各缸冷却水流速依次降低。

图 7 所示距离气缸顶面分别为 20mm、50mm、70mm 时气缸轴向截面速度分布，可见气缸体次推力侧水套的中部（50 mm 截面）因为入水口的存在，冷却水的流速要大于水套的上部和底部。因

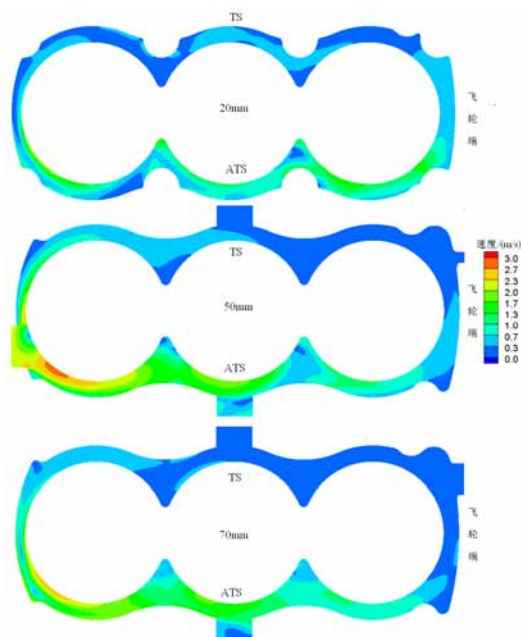


图 7 气缸体轴向截面速度场分布

为燃烧集中在活塞接近上止点的位置处，因此从气缸轴线方向上看，气缸壁的上部热负荷较大，这个地方的冷却水流速不能低于 0.5 m/s。水套的上部冷却水平均流速为 0.77 m/s，下部平均流速为 0.84 m/s，可见能够满足冷却要求。下部的平均流速大于上部，是因为冷却水的入口偏向气缸体水套的下部。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，因此将会导致气缸连接处热负荷远高于气缸壁其它位置。

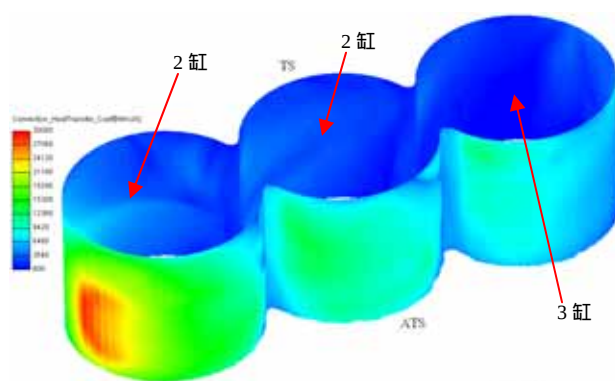


图8 气缸体水套内换热系数分布

由图8可以看到气缸体水套内表面的对换热系数主要是由冷却水的流速决定的，在1缸前端冷却水入口处流速较大导致此处换热系数大于其它位置。1缸、2缸、3缸气缸体内表面平均换热系数分别为 $6968 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 、 $5723 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 和 $4122 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。可见，从1缸到3缸冷却效果依次降低，导致气缸体受到的热负荷将依次增加。因为次推力的平均流速大于主推力侧，导致次推力的平均换热系数明显大于主推力侧。次推力平均换热系数为 $5426 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，主推力平均换热系数为 $3570 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，即次推力冷却效果将明显好于主推力侧。气缸水套上表面平均换热系数为 $6569 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，下表面为 $7000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，可见因为冷却水入口下偏导致下表面的冷却效果好于上表面。

### 3.3 压力损失

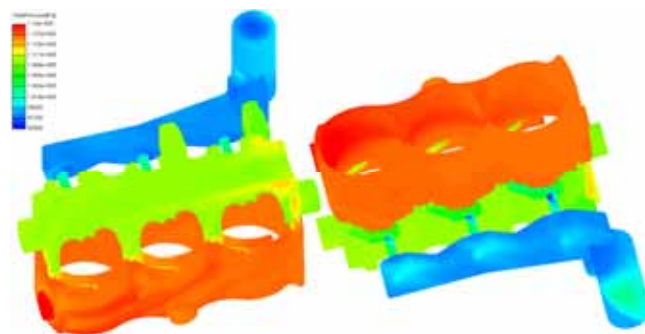


图9 水套绝对压力分布

如图9可见，水套的主要压力损失发生在气缸垫的上水孔和气缸盖的出水孔处，这是因为在这些区域流速较高，加上孔口直径较小，必然发生节流损失，产生较大的压降。且在有些小孔处还有回流现象的发生，也增加了压力损失（例如气缸垫上水孔H1、H2如图10）。

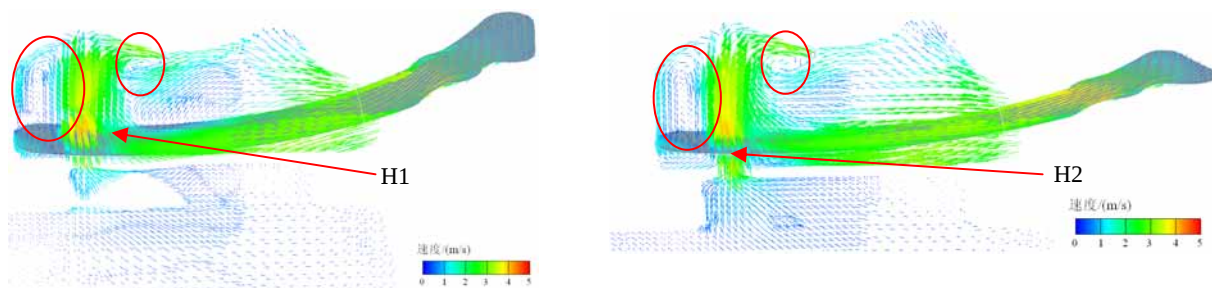


图10 气缸垫上水孔H1、H2速度分布

在气缸体、气缸盖和出水管水套内压力分布比较均匀。冷却水从气缸体水套入口，经由气缸盖水套到出水管，其压力依次降低，其总压损失为 $19.66 \text{ kPa}$ 。

### 3.4 流量分布

该气缸垫上共布置了 9 个上水孔，其布置如图 3 所示。

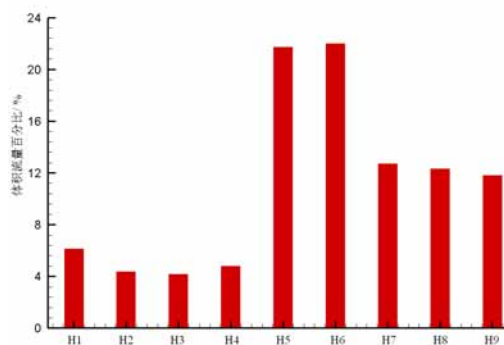


图 11 气缸垫上水孔体积流量

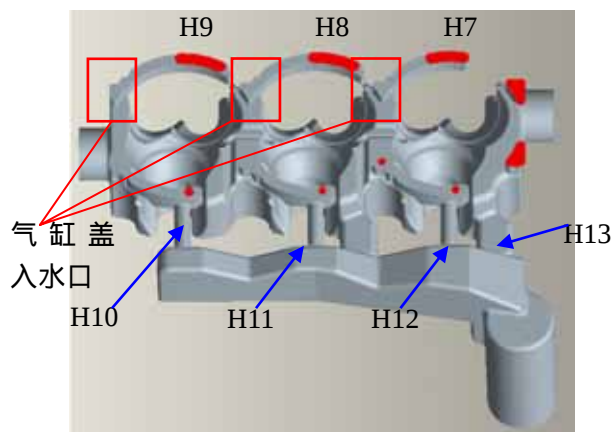


图 12 气缸垫上水孔和气缸盖水套

从图 11 可以看到，由于各气缸垫上水孔的形状和尺寸大小不一，所以各上水孔的体积流量也有较大的差异。次推力侧上水孔（孔 H7~H9）流通面积要比主推力侧上水孔（孔 H1~H4）流通面积大的多，导致次推力侧中的流量明显大于主推力侧。次推力侧上水孔流量占总流量的 36.8%，这对气缸盖中温度较高的排气侧（对应次推力侧）冷却非常有利。位于主推力侧的 H1 孔直径大于主推力侧的其它 3 个孔，且其又距离气缸体水套入水口较近，流量相对较大；H2、H3、H4 孔直径相同，其流量相差不大。位于发动机飞轮端的孔 H5、H6 孔流通面积没有次推力水孔大，但其流量远大于它们。这是因为 H7~9 孔在气缸垫上的流通面积虽然很大，但是经过它进入气缸盖水套的入水孔却相对较小，没有 H5、H6 孔的流通面积大（如图 12）。孔 H5、H6 孔流量占总流量的 43.7%，这说明有近一半的冷却水是依次冷却气缸体后，然后从三缸流入气缸盖水套的。孔 H5 流入的冷却水大部分进入气缸盖套顶面，在排气侧从后端流到前端，然后从气缸盖 2、3 缸出水口流出（如图 13 冷却水套流线分布）。孔

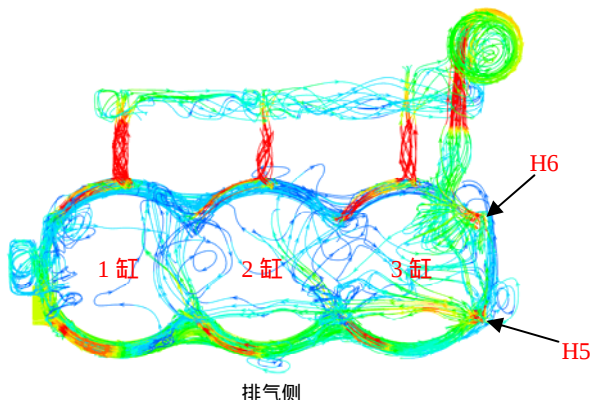


图 13 冷却水套流线分布

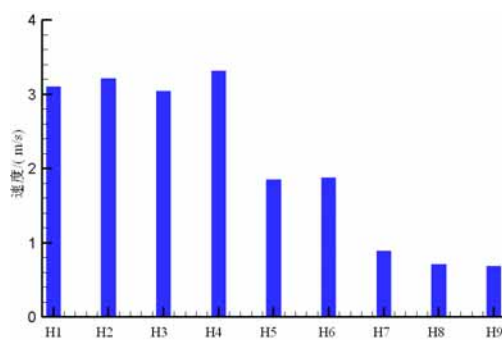


图 14 气缸垫上水孔的流速

H6 流入的冷却水大部分直接从气缸盖 3 缸出水孔流出。从图 3 可知，孔 H7 流通面积小于 H8、H9，但其流量却大于孔 H8 和 H9。这是因为孔 H7 的流速要大于 H8、H9（如图 14），导致其流量较大。孔 H1~H4 的流速较高，这将导致产生较大的压力损失，占有较大的泵消耗功。

冷却水从气缸盖进气侧上的 4 个孔（如图 12 的孔 H10~H13，其中孔 H10 和 1 缸水套相连，孔 H11 和 2 缸水套连接，孔 H12、H13 和 3 缸水套相连）流出，汇集后进入水箱。图 15 列举了气缸盖出水孔体

积流量百分比,由图可见,有近2/3的冷却水是从3缸水套流出的,并且有近一半的冷却水是3缸流入气缸盖水套的,这将导致三缸冷却效果要好其它两缸。但是因气缸垫中上水孔H5、H6和气缸盖中的出水孔H13同处在飞轮端,大部分从孔H5、H6流入的冷却水都直接从孔H13流出了,对气缸盖三缸燃烧室冷却作用不明显,因此各个缸的冷却效果相差也不会很大,不会造成3缸的冷却过度。

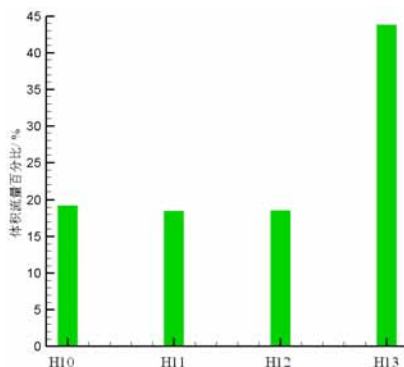


图 14 气缸盖上出水孔体积流量

## 4 结论

- (1) 上水孔 H6、H7 和 H8 其出口斜对着两气门之间气缸盖鼻梁区,加强了冷却水的流动,增强了对热负荷较高的鼻梁区的冷却。
- (2) 冷却水入口偏置向机体次推力侧,导致流向机体水套次推力侧冷却水流速高于主推力侧,次推力的平均换热系数明显大于主推力侧,即次推力冷却效果好于主推力侧。
- (3) 水套的主要压力损失发生在气缸垫的上水孔和气缸盖的出水孔处,其总压损失为 19.66kPa。
- (4) 有近一半的冷却水是依次冷却气缸体后,然后从三缸流入气缸盖水套的;并且有近 2/3 的冷却水是从气缸盖三缸水套流出的,这将导致三缸冷却效果要好其它两缸。

## 参考文献

- [1] 王书义,王宪成,段初华,等. 发动机冷却水流动三维数值模拟基础研究[J]. 内燃机学报, 1994, 12(1): 57 - 63.
- [2] Laimb 9 ck F J, Meister G, Grilc S. CFD application in compact engine development [J]. SAE Trans, 1998, 107(3): 1980-2044.
- [3] 夏兴兰,王胜利,陈大陆. 计算流体力学在发动机冷却水套设计中的应用. 现代车用动力, 2006年 11月, 第四期: 7-12.
- [4] 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 (2): 125-129.
- [5] Franz Koch, Franz Maasen, Frank Haubner. Cooling System Development and Optimization with the Computer Code Cool [C]. SAE Paper 980425. 1998.