

某型号发动机两款不同冷却水套 CFD 对比分析研究

Comparison and Investigation for Two Cooling Jackets of Engine

庄林毅

北京汽车动力总成有限公司

摘 要: 本文应用 STAR-CCM+ 流体软件对北汽动力总成某型号发动机的两款(A 方案与 B 方案)冷却水套进行 CFD 对比分析研究。经过计算可知, A 方案水套二缸缸盖排气侧流速很低且 14 号上水孔中的冷却液出现从缸盖流向缸体的现象; 而 B 方案水套冷却效果较 A 方案均匀, 但进出口压力损失较 A 方案的大。

关键词: 发动机; 冷却水套; CFD 计算; STAR-CCM+

Abstract: This text uses software of STAR-CCM+ to analyze two jackets (A and B models) of engine designed by BAIC Motor Powertrain Co.Ltd. Through the CFD analysis, conclusion can be made that on exhaust side of the second head, the velocity of flow is lower and the coolant flows from head to cylinder in fourteenth upper hole for A model. Cooling effect of B model is more homogeneous than A model, but the pressure loss of inlet and outlet is larger than A model.

Key words: Engine; Cooling jacket; CFD; STRR-CCM+

1 前言

计算流体动力学(Computational Fluid Dynamics, 简称 CFD)是通过计算机数值计算和图像显示, 对包含流体流动和热传导等相关物理现象的系统所做的分析。CFD 的基本思想可以归结为: 把原来在时间域及空间域上连续的物理量的场, 如速度场和压力场, 用一系列有限个离散点上的变量值的集合来代替, 通过一定的原则和方式建立起来关于这些离散点上场变量之间关系的代数方程组, 然后求解代数方程组获得场变量的近似值^[1]。

发动机的散热一直是设计人员关注的重点, 缸内冷却液的流动直接影响冷却效率、高温零部件的热负荷以及整机的热量分配和能量利用。在发动机冷却水套不发生沸腾的强制对流情况下, 冷却液的换热效率主要取决于流动速度和相关特征^[2]。然而发动机水套结构复杂, 想要通过直接测量的方法得到水套的流场几乎是不可能的, CFD 方法能够模拟冷却液在水套内的流动, 从而得到水套内完整的流场数据。

本文基于 STAR-CCM+ 软件对北汽动力总成某型号发动机两款不同(A 方案与 B 方案)冷却水套进行 CFD 对比分析研究, 确定修改后的 B 方案水套冷却效果要优于 A 方案。

2 模型建立

2.1 几何结构模型

对比分析的两款水套为 A 方案与 B 方案，其中，A 方案是原设计方案，B 方案是受发动机外围附件安装的影响而做的局部改动。两款水套的缸体部分是相同的，不同之处在于一缸缸盖进水侧模型有少许变动，如图 1 及图 2 所示。

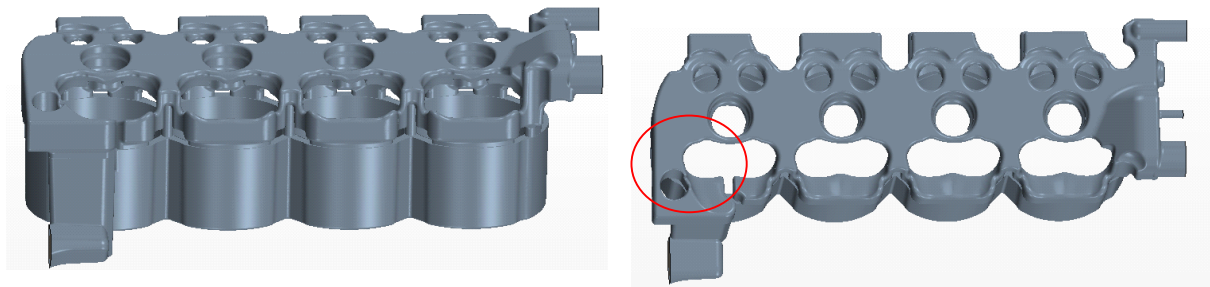


图 1 A 方案冷却水套

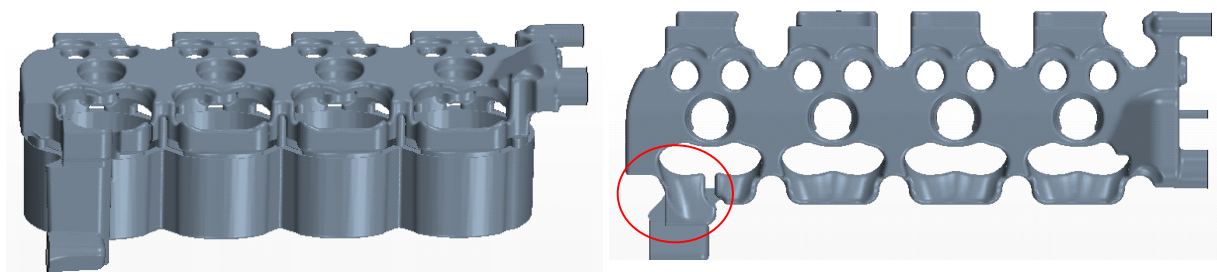


图 2 B 方案冷却水套

此发动机共有 14 个上水孔，如图 3 所示。其中，1、9、10 及 14 号上水孔是比较大的不规则的上水孔，其余的上水孔为直径 3mm 的圆形上水孔。

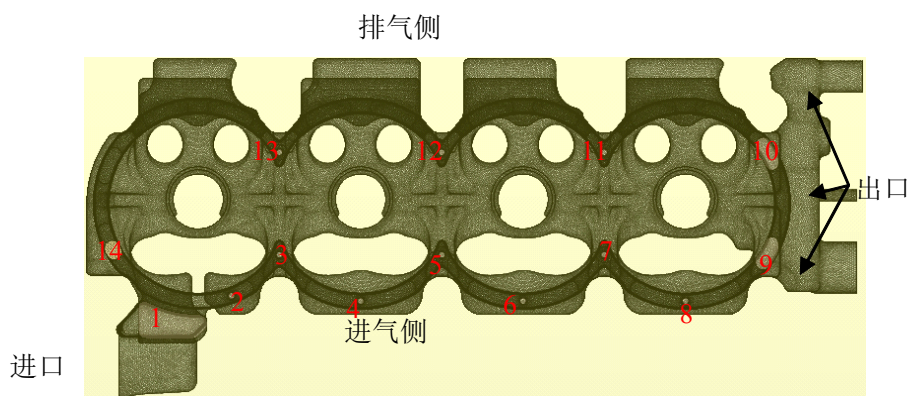


图 3 冷却水套上水孔分布

2.2 网格划分

将发动机水套模型 STP 格式导入 STAR-CCM+ 中，对水套模型进行网格重构，在进行网格重构之前要划分好进口、出口及上水孔等边界，以便后续施加边界条件及网格的细化，设置基本尺寸及面网格尺寸，具体数值如表 1 所示。

表 1 表面及网格重构尺寸参数

Base Size	Relative Minimum Size	Relative Target Size
2mm	25%	50%

接下来需要进行体网格的划分。本文采用多面体体网格划分，经研究，多面体网格的收敛性优于四面体，多面体对网格数量的依赖比四面体小。对上水孔进行局部的网格细化；进口和出口不划分边界层，其他部分划分一层边界层。最终的计算模型如图 4 所示，A 方案水套模型总的体网格数为 165 万左右，B 方案水套模型总的体网格数为 162 万左右。

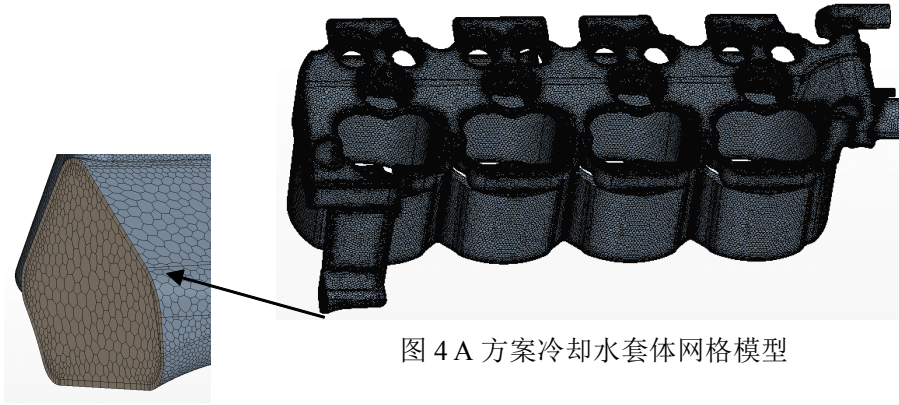


图 4 A 方案冷却水套体网格模型

2.3 计算方法

计算过程中假定冷却液是绝热、不可压缩的湍流流体。采用 STAR-CCM+ 软件，利用有限体积法将空间区域进行离散化处理，通过分离求解器对连续性方程、动量方程、能量守恒方程及湍流方程进行积分求解。湍流模型选用标准 $k-\varepsilon$ 模型，在壁面附近采用标准壁面函数来求解。

(1) 连续性方程^[1]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0$$

式中： ρ 为密度； t 为时间； u 、 v 、 w 分别为速度矢量在 x 、 y 、 z 方向上的分量。

(2) 动量方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u w)}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \frac{\partial P}{\partial x} + S_u \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{\partial P}{\partial y} + S_v \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w w)}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \frac{\partial P}{\partial z} + S_w \end{aligned}$$

式中： P 为流体微元体上的压力； S_u 、 S_v 和 S_w 为动量守恒方程的广义源项。

(3) 能量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{C_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{k}{C_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k}{C_p} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S_T$$

式中： C_p 为比热容； T 为温度； k 为流体的传热系数； S_T 为黏性耗散项，即为流体的内热源及由于黏性作用流体机械能转为热能部分。

(4) 湍流方程

标准 k - ϵ 模型是目前使用最广泛的湍流模型，该模型由 Launder 和 Spalding 于 1972 年提出。

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon$$

式中： G_k 是由于平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项； G_b 由于浮力引起的湍动能 k 的产生项； Y_M 代表可压湍流中脉动扩张的贡献； $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}$ 和 $C_{3\epsilon}$ 为经验常数； σ_k 和 σ_ϵ 分别是与湍动能 k 和耗散率 ϵ 对应的 Prandtl 数； S_k 和 S_ϵ 为用户定义的源项。

2.4 边界条件

考虑到对冷却系统要求最高、最容易发生过热危险的工况是全速全负荷工况，因此，本文只对全速全负荷工况时冷却水套速度场、上水孔质量流量分布及压力场等进行计算。流体区流动的是由 50%乙二醇和 50%水组成的冷却液。

此计算采用的物理模型及边界条件如下：

- (1) 物理模型：三维、稳态、恒定密度、液体、湍流模型（ k - ϵ 模型）、分离求解；
- (2) 速度进口：流速 1.75kg/s（即 104L/min）；
- (3) 压力出口：相对压力为 0 Pa。

3 计算结果分析

3.1 计算收敛判定

计算结果是否收敛，可以从两个方面判断^[2]：

- (1) 设置监测点，观察监测点的计算值是否趋于一个稳定值；
- (2) 质量、湍动能、湍流耗散的监控残差是否达 $1e-3$ 数量级，动量的残差是否达到 $1e-2$ 数量级，并且上述残差是否都达到了稳定。

计算终止条件设置为迭代 1000 步，然后对计算所得的结果进行分析。A、B 方案冷却水套计算中监测残差及进口平均压力值如图 5 至图 8 所示。

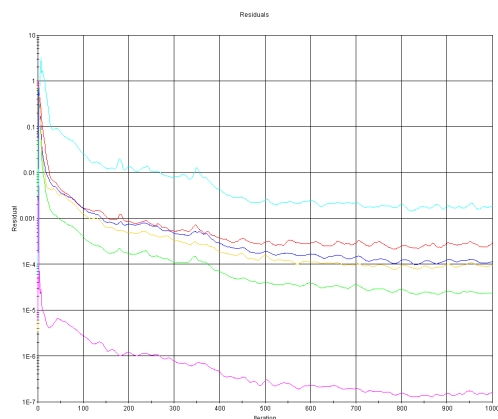


图 5 A 方案计算中监测残差值

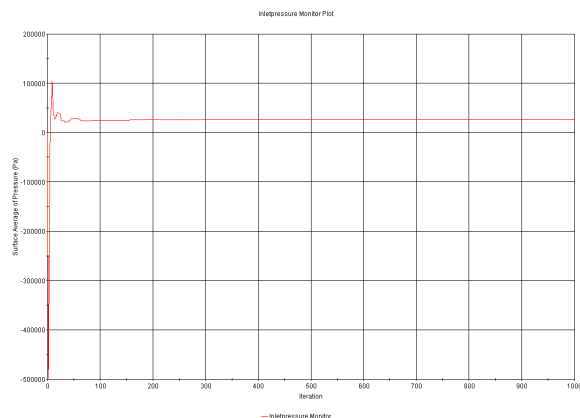


图 6 A 方案计算中监测进口平均压力值

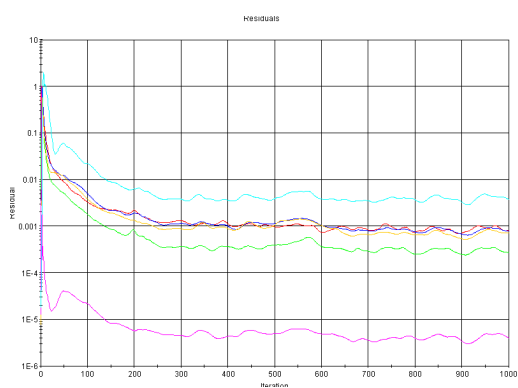


图 7 B 方案计算中监测残差值

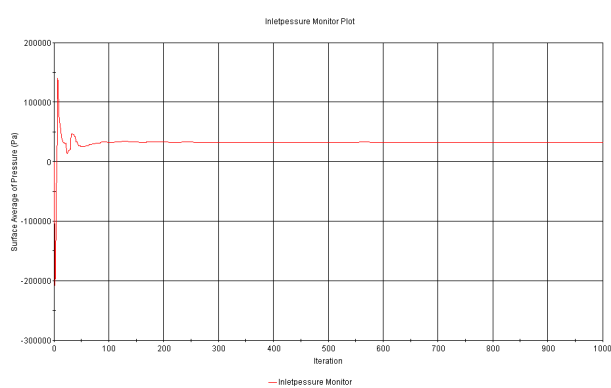


图 8 B 方案计算中监测进口平均压力值

3.2 速度场分析

由于小部分区域（如冷却液入口及缸盖水套截面变化较大的地方）速度很大，为了便于观测整体水套流速分布，在结果后处理时，将 A、B 方案水套速度云图显示标尺的最大值设为 3m/s，速度超过 3m/s 的区域显示为 3m/s。

图 9 是 A 方案水套进气侧速度云图，图 10 是 B 方案水套进气侧速度云图，从图中可以看到，A、B 两款水套从入口到 1 号上水孔处流速较大；A 方案一缸缸盖的进气侧靠近 2 号上水孔处冷却液速度很低；B 方案水套靠近 2 号上水孔附近的冷却液速度分布较 A 方案的好些。

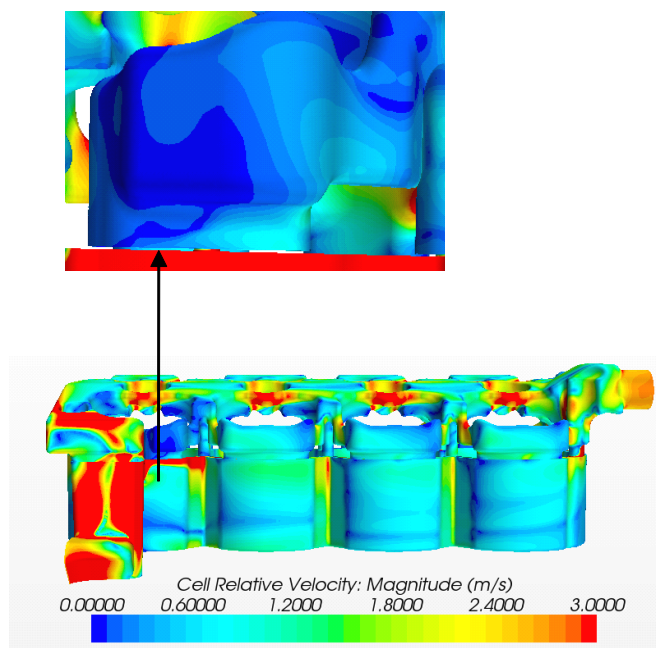


图 9 A 方案冷却水套进气侧速度云图

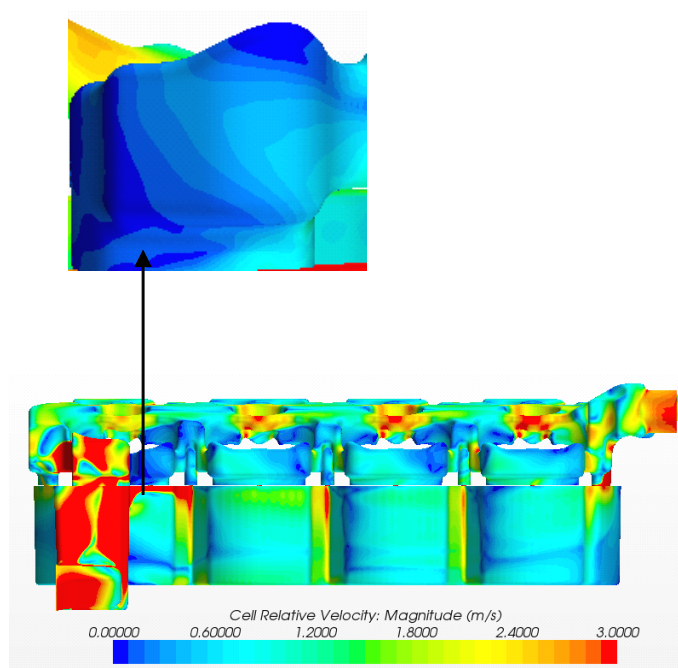


图 10 B 方案冷却水套进气侧速度云图

图 11 为 A 方案水套排气侧冷却液速度云图，图 12 为 B 方案水套排气侧冷却液速度云图。由图可知，A 方案二缸缸盖排气侧冷却液流速很低，靠近外边缘速度几乎为 0m/s；B 方案的水套二缸缸盖排气侧冷却液流速与 A 方案冷却水套相比得到了一定程度的改善。

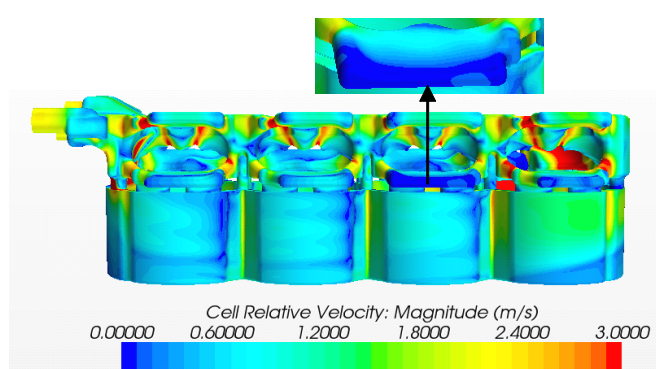


图 11 A 方案冷却水套排气侧速度云图

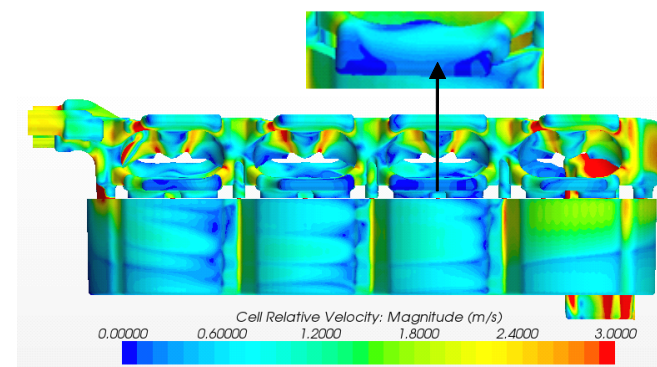


图 12 B 方案冷却水套排气侧速度云图

由图 13 和图 14 是 A、B 方案水套缸盖底部速度云图。由图可知，A、B 方案各缸缸盖之间的局部区域冷却液流速较低；A 方案的鼻梁区及各缸的缸盖之间流速分布较 B 方案的好些。

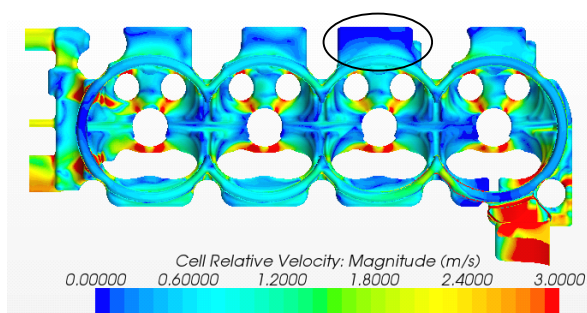


图 13 A 方案缸盖水套底部速度云图

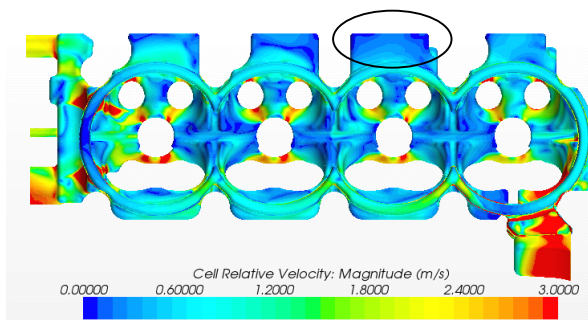


图 14 B 方案缸盖水套底部速度云图

图 15 及图 16 是 A、B 方案距离缸盖水套底面 35mm 处截面速度矢量图。由图可知，A 方案水套进排气鼻梁区的流速要大于 B 方案的。A 方案此截面处的平均流速为 0.95m/s，B 方案此截面处的平均流速为 0.9m/s。

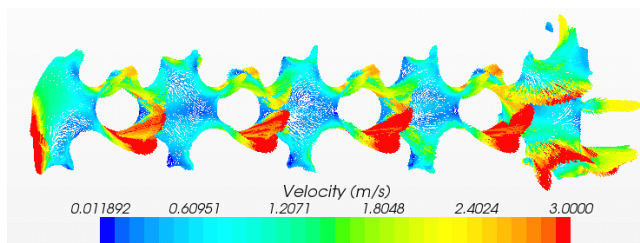
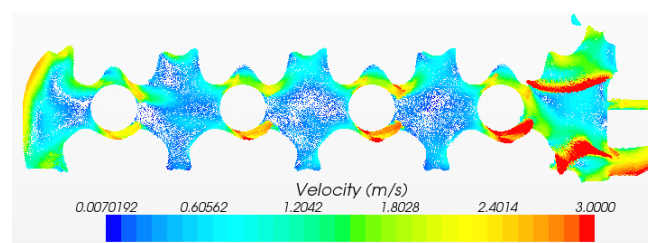
图 15 A 方案距离缸盖水套底面
35mm 处速度矢量图图 16 B 方案距离缸盖水套底面
35mm 处速度矢量图

图 17 和图 18 是 A、B 方案距离缸盖水套底面 8mm 处截面速度矢量图。由图可知，A 方案靠近 14 号上水孔处有部分冷却液从缸盖流向缸体；2 号上水孔处冷却液速度较低，此截面处平均流速为 0.88m/s；B 方案 14 号上水孔总的冷却液是由缸体流向缸盖，此截面的平均流速为 0.81 m/s。

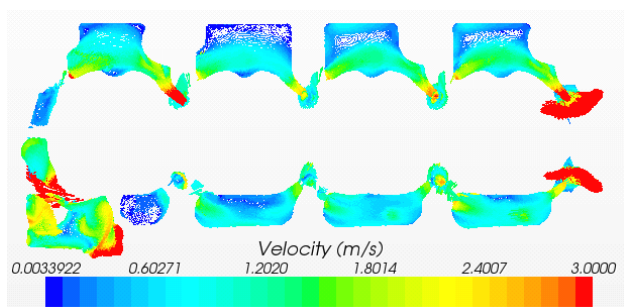
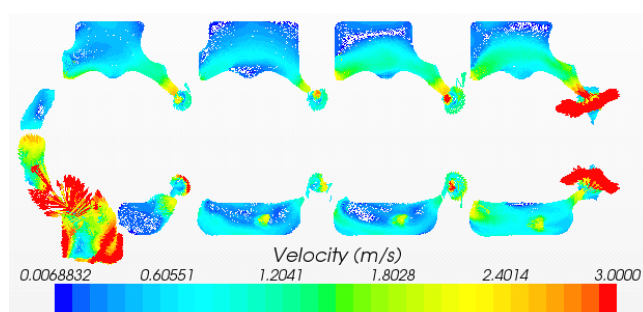
图 17 A 方案距离缸盖水套
底面 8mm 处速度矢量图图 18 B 方案距离缸盖水套
底面 8mm 处速度矢量图

图 19 和图 20 是 A、B 方案距离缸体水套顶面 5mm 处截面速度矢量图，A 方案此截面的平均流速为 1.5m/s；B 方案此截面处平均流速为 1.59m/s。

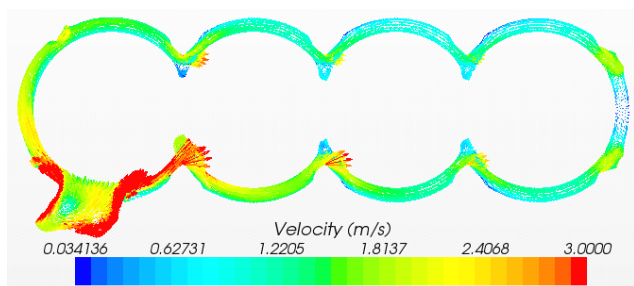


图 19 A 方案距离缸体水套顶面
5mm 处速度矢量图

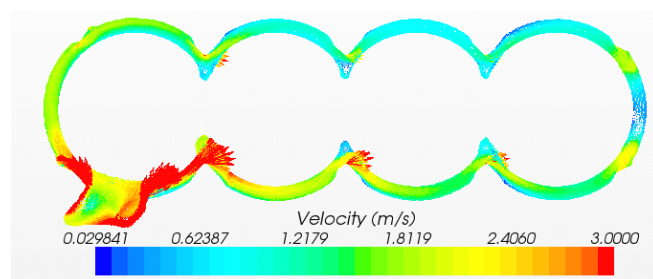


图 20 B 方案距离缸体水套顶面
5mm 处速度矢量图

图 21 和图 22 为 A、B 方案水套靠近入口处的截面速度矢量图，由图可知，A、B 方案的水套靠近 1 号上水孔处均出现回流漩涡（图中圆圈处）。

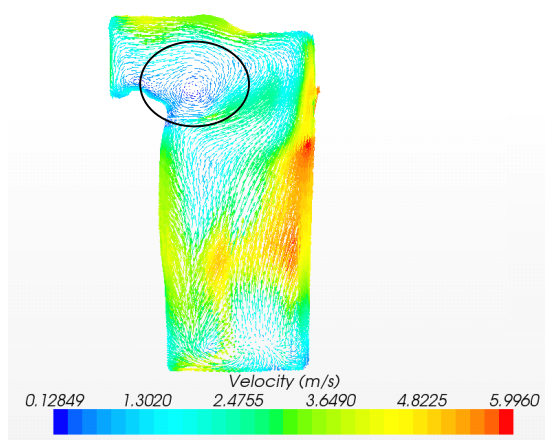


图 21 A 方案靠近入口处截面速度矢量图

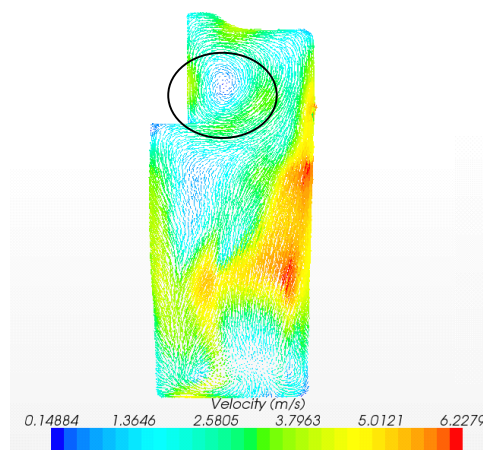


图 22 B 方案靠近入口处截面速度矢量图

图 24 和图 25 是 A、B 方案进气侧截面速度云图（截面见图 23），由图可知，A 方案靠近 2 号上水孔处冷却液速度较低，B 方案的稍好些。

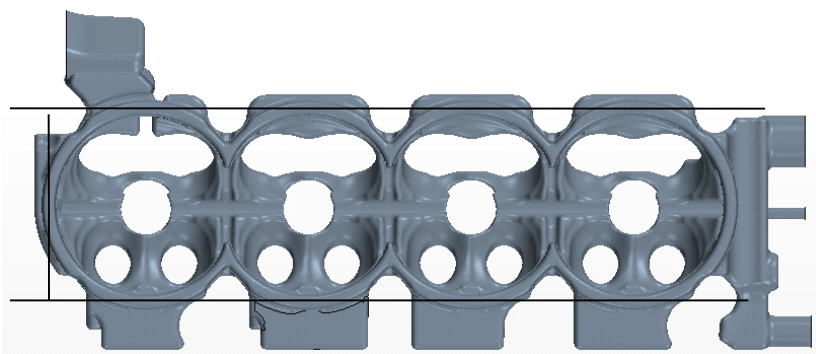


图 23 进排气侧截面位置

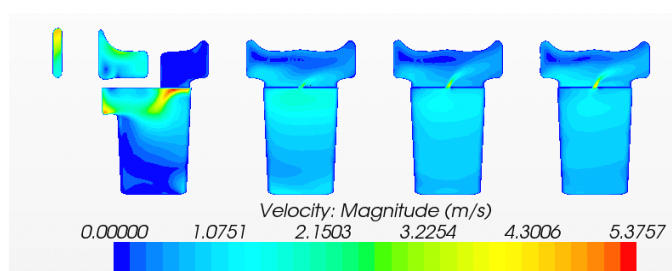


图 24 A 方案进气侧截面速度云图

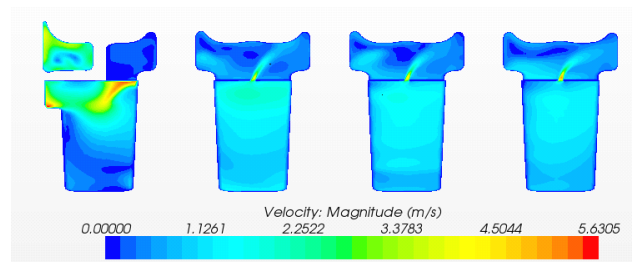


图 25 B 方案进气侧截面速度云图

图 26 与图 27 是 A、B 方案排气侧截面速度云图，由图可知，B 方案缸体排气侧一缸底部冷却液速度分布较 A 方案的好些；B 方案整体排气速度分布也较 A 方案的均匀些。

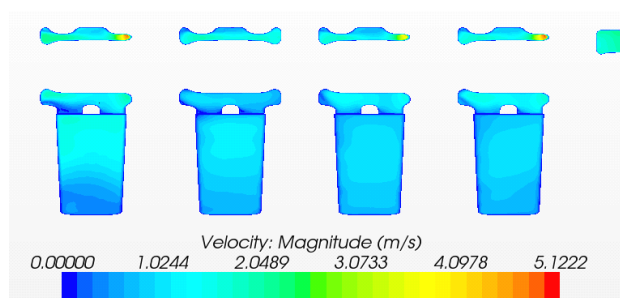


图 26 A 方案排气侧截面速度云图

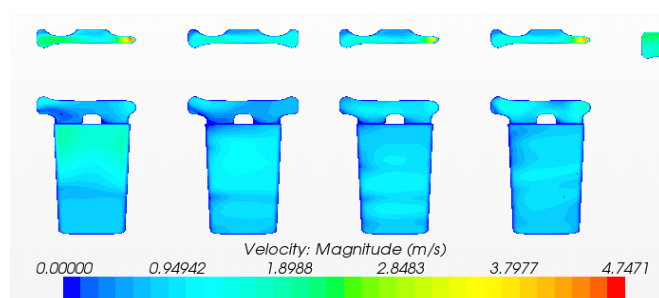


图 27 B 方案排气侧截面速度云图

图 28 与图 29 是 A、B 方案水套一缸外侧截面速度云图。由图可知 B 方案此处的速度分布要比 A 方案的好些。

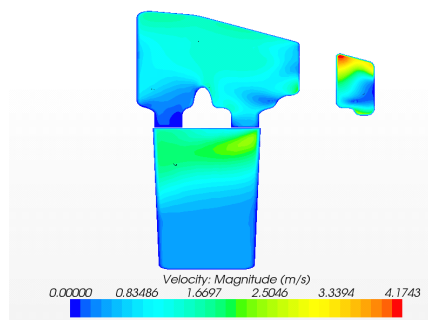


图 28 A 方案一缸外侧截面速度云图

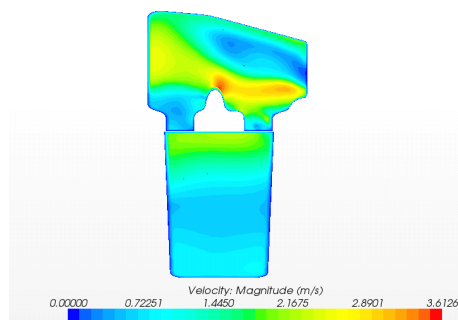


图 29 B 方案一缸外侧截面速度云图

3.3 上水孔流量分析

图 3 是此发动机冷却水套上水孔编号，图 30 和图 31 是 A、B 方案上水孔速度矢量分布情况，图 32 和图 33 是 A、B 方案上水孔质量流量分布情况。

由于模型建模时 z 轴正方向是从缸盖指向缸体的，所以上水孔质量流量为负值表示冷却液从缸体流向缸盖。由图 3-26 及图 3-27 可知，2 号上水孔处（圆圈处）的速度矢量表明：通过 2 号上水孔的冷却液流向 3 号上水孔的附近，从而导致 2 号上水孔的另一侧冷却液速度很低。

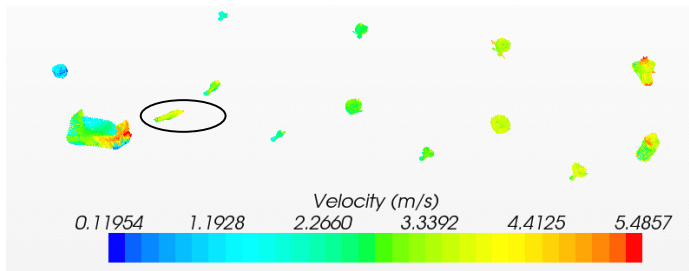


图 30 A 方案冷却水套上水孔速度矢量分布

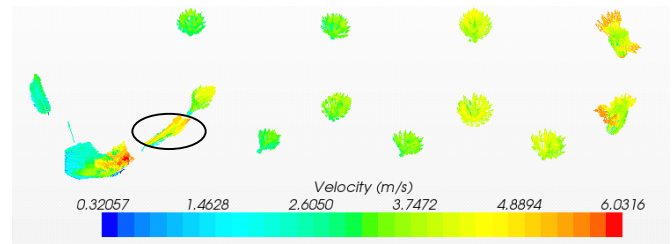


图 31 B 方案冷却水套上水孔速度矢量分布

由图 32 可知，A 方案 1~13 号个上水孔冷却液是由缸体流向缸盖，第 14 号上水孔总的冷却液由缸盖流向缸体。2 号上水孔质量流量最小，占总质量流量的 0.21%；1 号上水孔质量流量最大，占总质量流量 49%。

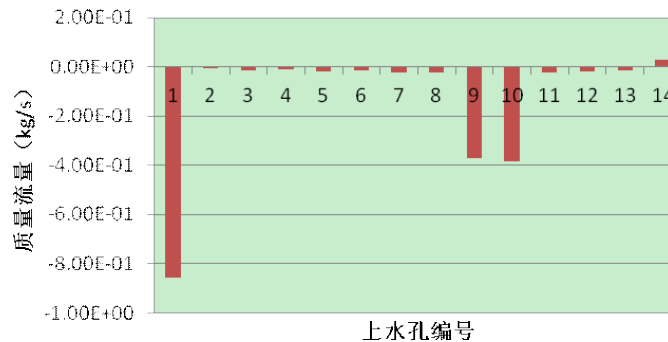


图 32 A 方案冷却水套上水孔质量流量分布

由图 33 可知，B 方案 1~14 号个上水孔冷却液都是由缸体流向缸盖。2 号上水孔质量流量最小，占总质量流量的 0.51%；1 号上水孔质量流量最大，占总质量流量 36%。

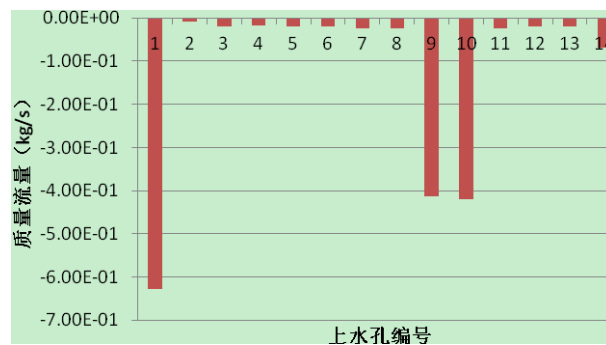


图 33 B 方案冷却水套上水孔质量流量分布

图 34 和图 35 是 A、B 方案进口处流向缸体及缸盖的冷却液质量流量，在 A 方案进口附近冷却液有 49%流向缸盖，有 51%流向缸体；在 B 方案进口附近冷却液有 36%流向缸盖，有 64%流向缸体。

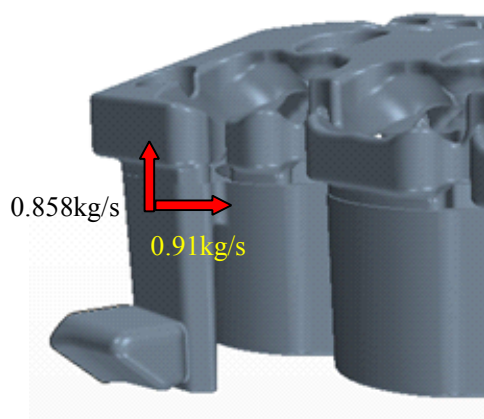


图 34 A 方案进口处流向缸体及缸盖的冷却液质量流量

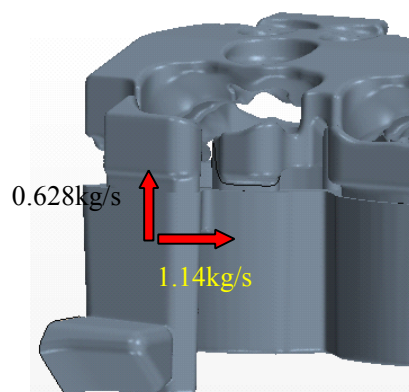


图 35 B 方案进口处流向缸体及缸盖的冷却液质量流量

3.4 压力损失分析

图 36 和图 37 是 A、B 方案冷却水套压力分布，从图中可以看出，冷却水套的压力损失主要表现在冷却液的入口拐弯处及缸盖流动面积变化较大的地方。进口流速 104L/min 时，A 方案水套进口和出口的平均压力损失为 26.7kPa；B 方案水套进口和出口的平均压力损失为 32.2kPa。

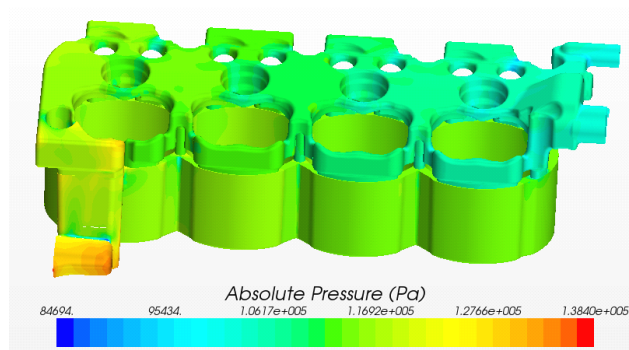


图 36 A 方案冷却水套压力分布

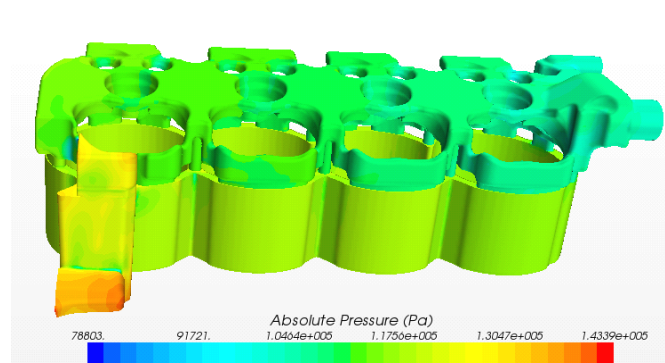


图 37 B 方案冷却水套压力分布

在冷却液入口附近作截面 1(距离缸体水套顶面为 44mm)和截面 2(距离缸体水套顶面为 14mm)，如图 38 和图 39 所示。A 方案截面 1 与进口处的平均压差为 11.38KPa，占总压力损失的 42.6%；截面 1 与截面 2 之间的平均压差为 0.41KPa。

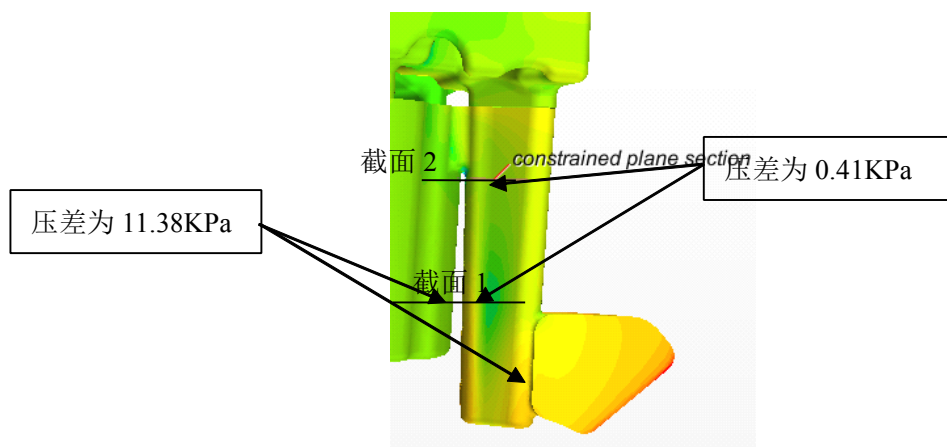


图38 A 方案水套进口附近压力分布

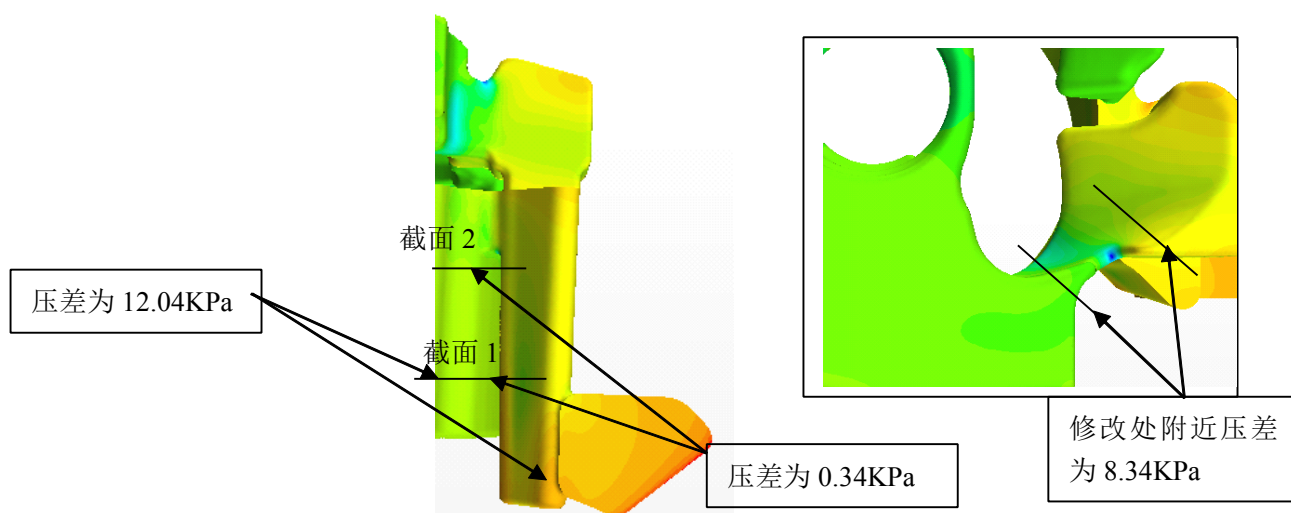


图 39 B 方案水套进口附近压力分布

B 方案所作的截面 1 与进口处的平均压差为 12.04KPa，占总压力损失的 37.3%；截面 1 与截面 2 之间的平均压差为 0.34KPa。可见，两款水套进口的拐弯对总的压力损失影响很大；B 方案修改处的前后压差为 8.34KPa，占总压力损失的 25.9%。

4 结论

通过以上计算对比分析可得：

(1) A 方案水套一缸缸盖靠近 2 号上水孔附近冷却液流速很低；一缸缸体水套进气侧底部及外侧冷却液流速较低；二缸缸盖排气侧存在流动死区；1 号上水孔附近出现回流漩涡。对于 B 方案来说，靠近 2 号上水孔及二缸缸盖排气侧冷却液速度分布比修改前的 A 方案好些；1 号上水孔附近也出现回流漩涡。

(2) A 方案 14 号上水孔冷却液出现从缸盖流向缸体的现象；2 号上水孔质量流量最小，1 号上水孔质量流量最大；在进口附近，冷却液有 49%流向缸盖，有 51%流向缸体。修改后的 B 方案水套

各上水孔的冷却液都是从缸体流向缸盖；2 号上水孔质量流量最小，1 号上水孔质量流量最大；在进口附近，冷却液有 36%流向缸盖，有 64%流向缸体。

（3）A 方案整个冷却水套进出口平均压力损失为 26.7KPa，进口附近的截面 1 与进口的平均压力损失为 11.38KPa。B 方案整个冷却水套进出口平均压力损失为 32.2KPa，进口附近的截面 1 与进口的平均压力损失为 12.04KPa。B 方案修改处的前后压差为 8.34KPa。

综上所述，B 方案水套与原方案 A 相比，进出口压力损失增加了 5.5KPa，进排气鼻梁区的冷却液流速稍低一些；但是，B 方案二缸缸盖排气侧、一缸缸体底部及侧面冷却液流速分布相对 A 方案得以改善，14 号上水孔也没出现冷却液从缸盖流向缸体的现象，整个流场分布更均匀些。

参考文献

- [1] 王福军. 计算流体动力学分析：CFD 软件原理与应用[M]. 北京：清华大学出版社，2004.
- [2] 于江林. 基于 STAR-CD 柴油机冷却水套流场传热分析 [R]. CDAJ-China, 2010.

