

车用发动机气缸盖冷却水腔 CFD 仿真分析

CFD Analysis of Cooling Water-Jacket in Cylinder head for Automotive Diesel Engine

景国玺, 李鹏, 张丽强

(中国北方发动机研究所)

摘要:对某重车柴油机的单缸冷却水腔进行了 CFD 模拟, 对冷却水腔的整体流动均匀性和压力损失进行了分析评估, 并对缸盖火力面各通道等关键区域的冷却液流速和换热系数进行了详细分析。模拟计算结果表明, 冷却水腔的压力损失较大, 各关键区域冷却液流量分配合理, 冷却状态良好。

关键词:柴油机, 缸盖, 冷却水腔, CFD, STAR-CCM+

Abstract: The cooling water-jacket of one diesel engine was studied by CFD simulation. The whole flow uniformity of the cooling water-jacket and the pressure loss were evaluated in this paper, and the flow velocity and heat transfer coefficient of the cooling water through the cooling water-jacket around the main cooling region such as the channels near fire deck. The simulation results show that the pressure loss of the cooling water-jacket is high, the flow capacity of the cooling water flowing along the water-jacket distributes equitably, and the main region are fully cooled.

Key words: diesel engine; cylinder head; cooling water-jacket; CFD; STAR-CCM+

1 引言

气缸盖结构复杂, 承受着极高的热负荷和机械负荷, 随着发动机功率提升, 缸盖热负荷问题日益突出。缸盖各部分的温度分布也很不均匀, 合理控制缸盖热负荷是缸盖设计所考虑的首要问题, 冷却水腔设计及性能评估至关重要。本文主要针对某车用 6 缸机的单缸冷却水腔进行 CFD 模拟分析, 得到了关键部位压力损失、流量分配及冷却情况, 同时, 为缸盖温度场计算提供边界条件。

2 单缸冷却水腔 CFD 仿真分析

2.1 计算模型说明

2.1.1 计算网格模型

CFD 仿真分析基于通用流体分析软件 STAR-CCM+进行, 水腔几何模型及整体 CFD 网格模型如图 1 所示, 局部修正和细化网格模型如图 2 所示, 网格采用多面体网格, 共 260624 单元。

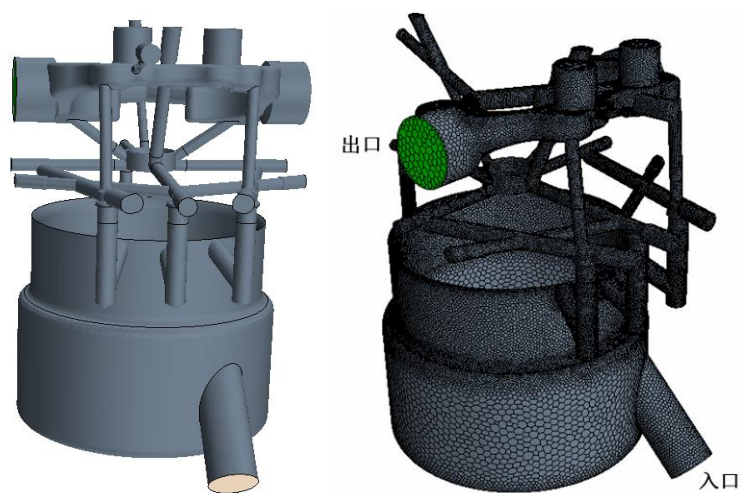


图 1 水腔几何模型（左）及 CFD 网格（右）

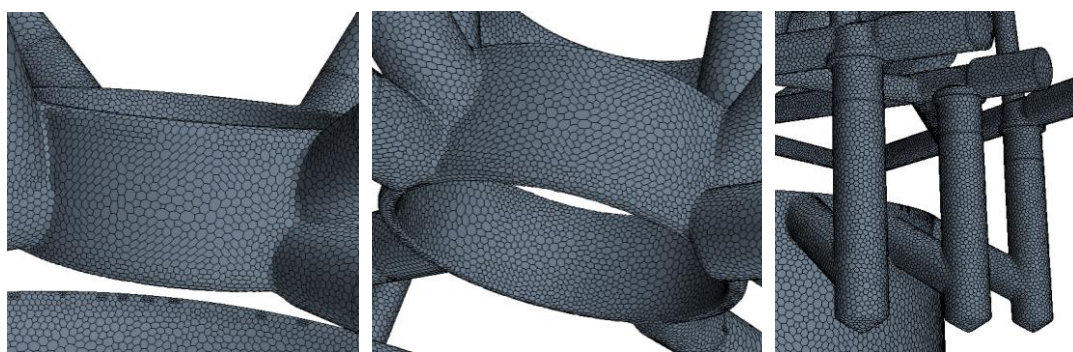


图 2 水腔模型局部网格细化

2.1.2 边界条件

初始值定义： $P_0=101325.0\text{ Pa}$ ， $T_0=90^\circ\text{C}$ ；

入口边界：质量流量；

出口边界：Flow-Split Outlet；

壁面条件：滑移壁面。

2.1.3 计算工况

本文主要对表 1 所示工况进行了水腔流动情况模拟，各工况下入口边界如表 1。

表 1 计算工况说明

计算工况	整机水流量(m ³ /h)	进水质量流量 (Kg/s, 水密度为 997.561Kg/m ³)	进水温度 (℃)
2600r/min	2	0.5542	45
2800r/min	2.2	0.6096	45
3200r/min	2.5	0.6928	45
3600r/min	2.8	0.7759	45

2.2 仿真分析结果及说明

通过 CFD 仿真分析,可以得到水腔内冷却水的压力分布、流速分布、水流通过各截面的流量,水腔表面的局部换热系数等结果。由于各工况下水腔结构相同,冷却水压力、流速、流量等结果在数值上有很大差异,但在整体分布情况大致相同,因此本文将重点对 3600r/min 转速工况进行详细说明。

2.2.1 压力损失分析

冷却水在水腔内循环流动过程中,必须克服流动阻力,损失一部分能量,称为流动能量损失,通常用水头损失或压力损失来评价,本文主要采用压力损失来评价。压力损失等于各管段的沿程损失和各局部损失的总和。沿程损失主要与流体的粘度、流速、流态和管径有关,局部损失主要与流动雷诺数、流速和几何形状有关。

通过 CFD 仿真计算,得到各转速下单缸水腔进出口压力损失如表 2 所示,其中,进出口压力取值为截面面积的平均压力,该单缸机压力损失随着流量增大而增大,3600 r/min 工况下呈现最大值 50.1KPa。对于高速重载发动机,当冷却管道内流速达到 3 至 6 米每秒时,气缸体和气缸盖阻力为 4 到 7 米水柱(1 米水柱约为 9.807KPa),该单缸冷却水腔压力损失在此范围内,但数值仍然偏高。

表 2 单缸水腔进出口压力损失

计算工况	进出口压力损失 (KPa)	进出口压力损失 (米水柱)
2600r/min	26.0	2.7
2800r/min	31.3	3.2
3200r/min	40.2	4.1
3600r/min	50.1	5.1

3600r/min 计算工况下水腔压力分布如图 3 所示,从图中可以看出,水腔进口压力最大,至出口压力逐渐减小,出现压力损失较大区域在缸体至缸盖上水孔以及缸盖火力板冷却水孔至顶部水腔通

道处。为分析水腔各处压降，对各主要水流通道截面平均压力进行了对比分析，各主要特征截面如图 4 所示，相对进口处压降数值如表 3 所示。

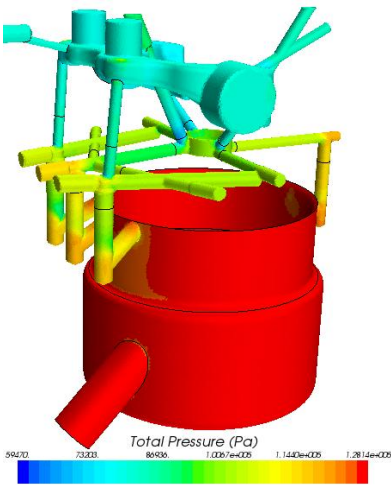


图 3 压力分布云图（3600r/min）

表 3 特征点截面相对入口压力损失（单位：KPa）

计算工况	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9
2600 r/min	7.1	5.3	7.6	3.9	15.9	14.6	11.3	10.8	15.0
2800 r/min	8.5	6.4	9.3	4.8	19.1	17.6	13.8	13.1	18.1
3200 r/min	10.8	8.2	12.0	6.2	24.5	22.5	17.7	16.9	23.1
3600 r/min	13.5	10.1	14.7	8.0	30.5	28.2	22.0	20.9	28.8
计算工况	P10	P11	P12	P13	P14	P15	P16	P17	P18
2600 r/min	14.0	14.8	6.9	13.6	13.4	11.5	11.1	24.6	24.3
2800 r/min	16.9	17.7	8.4	16.7	16.3	13.9	13.6	29.7	29.4
3200 r/min	21.7	22.4	10.9	21.4	21.0	17.9	17.7	38.0	37.7
3600 r/min	27.1	27.9	14.0	26.5	26.2	22.6	21.8	47.6	47.0

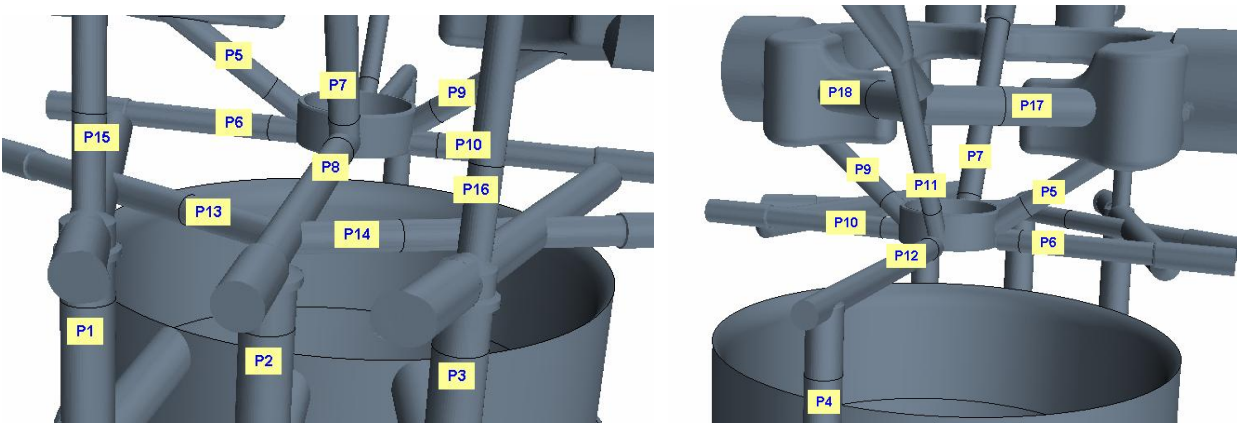


图 4 水腔特征点分布图

2.2.2 冷却水腔流量分配特性

通过图 4 中各流通截面的冷却水流量如表 4 所示，表中数据仅为数值大小，流动方向与流速有关，流量最小值出现在截面 13 和截面 14 处。

表 4 上水孔流量及其它特征点流量分布（单位：Kg/s）

计算工况	P10	P11	P12	P13	P14	P15	P16	P17	P18
2600 r/min	0.1752	0.1243	0.1698	0.0849	0.0933	0.0509	0.1024	0.1323	0.0823
2800 r/min	0.1928	0.137	0.1872	0.0926	0.1022	0.0562	0.115	0.1495	0.0917
3200 r/min	0.2188	0.1561	0.2132	0.1047	0.1158	0.0639	0.1306	0.1696	0.1034
3600 r/min	0.2449	0.1747	0.2385	0.1178	0.1309	0.0713	0.1415	0.1867	0.1158
计算工况	P10	P11	P12	P13	P14	P15	P16	P17	P18
2600 r/min	0.0497	0.0398	0.0849	0.0027	0.0053	0.1216	0.1148	0.1189	0.0791
2800 r/min	0.0547	0.0443	0.0926	0.0059	0.0067	0.1307	0.1258	0.1277	0.0835
3200 r/min	0.062	0.0505	0.1047	0.0048	0.0087	0.1501	0.1425	0.1462	0.0957
3600 r/min	0.0704	0.058	0.1178	0.0037	0.0083	0.1699	0.1598	0.1666	0.1086

根据质量流量守恒规则，对该单缸机特定水腔，各截面质量流量满足下列关系式：

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (1)$$

$$Q = Q_5 + Q_7 + Q_9 + Q_{11} + Q_{15} + Q_{16} \quad (2)$$

$$Q_1 = Q_6 + Q_{13} + Q_{15} \quad (3)$$

$$Q_2 = Q_8 - Q_{14} - Q_{13} \quad (4)$$

$$Q_3 = Q_{10} + Q_{14} + Q_{16} \quad (5)$$

$$Q_4 = Q_{12} \quad (6)$$

$$Q_5 + Q_7 + Q_9 + Q_{11} = Q_6 + Q_8 + Q_{10} + Q_{12} \quad (7)$$

式中， Q 为入口总质量流量。经验证各工况下仿真结果满足以上关系式。

各主要截面质量流量占总流量比例如表 5 所示，从缸体水腔至缸头上水孔的流量分布情况见表 4，从流量分配比例来看，第 1 孔和第 3 孔相对第 2、4 孔流量较大；缸盖火力面至缸头顶部通道占总流量比例如表 6 所示，通过截面 15、16 的水流量比例较大，通过截面 11 的流量最小，从整体比例来看，排气侧所占流量相对进气侧大，流量分配比较合理。

表 5 缸体上水孔流量分配比例表

工况	流量 (Kg/s)					相对总流量所占比例			
	Q1	Q2	Q3	Q4	Q	Q1/Q	Q2/Q	Q3/Q	Q4/Q
2600 r/min	0.1752	0.1243	0.1698	0.0849	0.5542	31.61%	22.43%	30.64%	15.32%
2800 r/min	0.1928	0.137	0.1872	0.0926	0.6096	31.63%	22.47%	30.71%	15.19%
3200 r/min	0.2188	0.1561	0.2132	0.1047	0.6928	31.58%	22.53%	30.77%	15.12%
3600 r/min	0.2449	0.1747	0.2385	0.1178	0.7759	31.56%	22.52%	30.74%	15.18%

表 6 缸体上水孔流量分配比例表

工况	流量 (Kg/s)						相对总流量所占比例					
	Q5	Q7	Q9	Q11	Q15	Q16	Q5/Q	Q7/Q	Q9/Q	Q11/Q	Q15/Q	Q16/Q
2600 r/min	0.0933	0.1024	0.0823	0.0398	0.1216	0.1148	16.84%	18.48%	14.85%	7.18%	21.94%	20.71%
2800 r/min	0.1022	0.115	0.0917	0.0443	0.1307	0.1258	16.77%	18.86%	15.04%	7.27%	21.44%	20.62%
3200 r/min	0.1158	0.1306	0.1034	0.0505	0.1501	0.1425	16.71%	18.85%	14.92%	7.29%	21.67%	20.56%
3600 r/min	0.1309	0.1415	0.1158	0.058	0.1699	0.1598	16.87%	18.24%	14.92%	7.48%	21.90%	20.60%

2.2.3 冷却性能分析

研究表明，如果冷却不充分，冷却表面局部区域可能出现过渡沸腾，即冷却表面开始产生蒸汽泡（局部温度大致为 120℃至 145℃），若热负荷继续增加，以致局部区域出现膜状沸腾，将严重影响冷却水与壁面之间的换热，造成零件温度上升。根据 AVL 公司经验值及相关研究可知，在热负荷较高的火力面区域，冷却液的流速在 0.5m/s 以上不会形成膜状沸腾，因此，火力面冷却液流速高于 0.5m/s 将作为本文冷却性能的判据之一。但实际情况中，缸盖关键区域冷却水流速设计值应在 2m/s 左右或者更高。

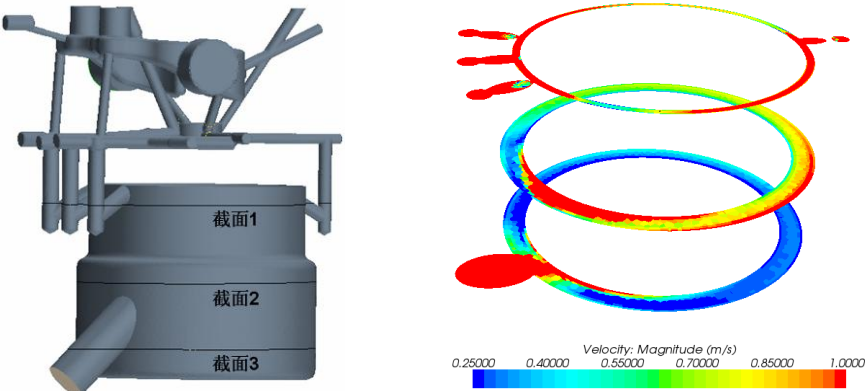


图 5 缸体水腔切片水流速度幅值分布

图5所示为缸体水腔不同高度截面的速度分布云图(速度幅值),图中红色区域值大于等于1 m/s,蓝色区域流速小于0.25 m/s,虽然部分区域速度小于0.25m/s,但整体速度较高,水腔冷却充分。

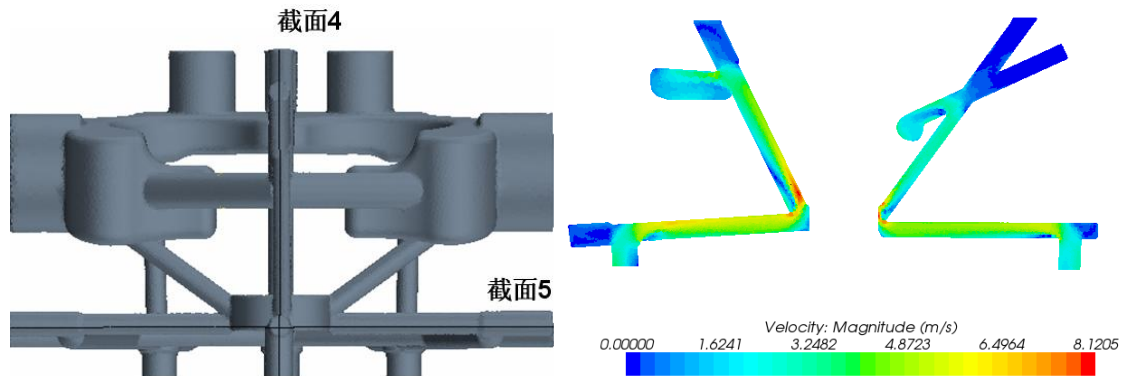


图6 缸盖水腔切片4示意图及水流速度分布

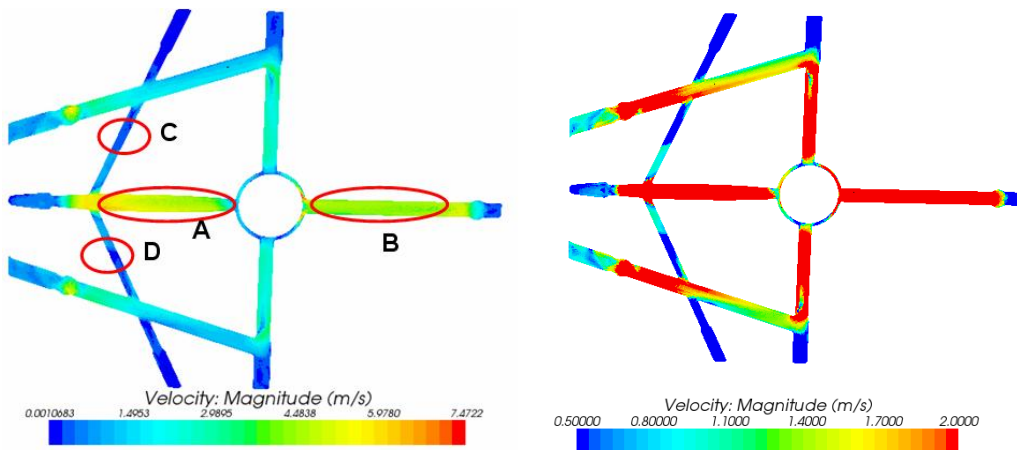


图7 缸盖切片6处速度分布(左图尺度:最小值-最大值,右图尺度:0.5~2m/s)

图6和图7所示为缸盖水腔截切片意图及水流速度分布,从图中可知,截面5上速度最大值约为8.1 m/s,关键区域大于3 m/s。图7中左右图尺度不同,其中右图中,显示为红色区域的流体速度大于2m/s,结合图7左图可以看出,除C区和D区外关键区域流速高于0.5 m/s,主要在1~4 m/s之间,其中,A区和B区速度大于4 m/s,C区和D区流速较低,C区截面13处平均流速为0.54 m/s,D区截面14处平均流速为0.38 m/s。由此可见,除了C区和D区外火力面冷却通道流速高,冷却非常充分。

为便于分析,将缸盖冷却水腔分为6部分,如示意图8所示。由前述分析可知,1区3区与2区过渡的截面13和截面14处流量较小流速较低,PA、PB、PC截面处压降分别为25.9KPa、20.2Kpa和24.7 Kpa,压降越小表示该处压力相对较大,因此有部分冷却液从2区流向1区和3区。源于结构的对称性,PB与PA、PC截面处压差较小,导致此处流速较低。

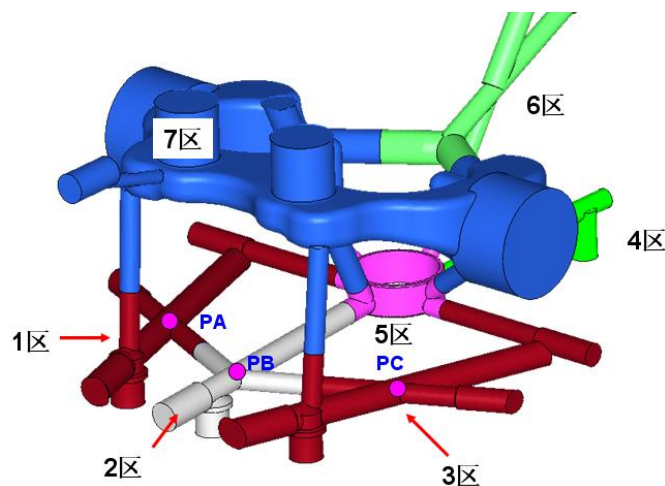


图 8 缸盖水腔分区示意图

图 9 所示 5 区喷油器周围冷却水腔切片示意图与该截面的流速大小分布云。从图中可以看出，该区域流速较高，截面平均流速为 2.03m/s，满足冷却要求。

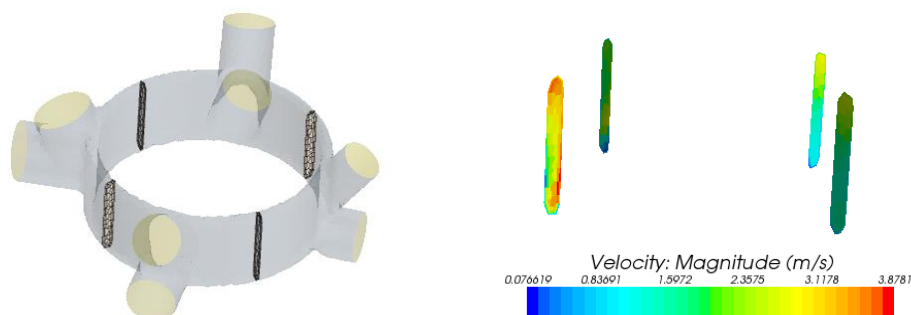


图 9 缸盖 5 区截面速度分布

2.2.4 水腔表面换热系数

热传递主要基于三种方式进行：热传导、热对流和热辐射。发动机冷却液与所冷却零部件主要以表面对流传热为主。表面对流传热的热流量大小等于表面换热系数、热交换面积和冷却介质与冷却零件表面温度差值的乘积。表面换热系数表示对流换热能力的大小，主要与流动类型（自然对流或强迫对流）、流动速度、液体有无相变、壁面的几何形状大小及位置和流体的热物流参数有关。对发动机冷却水腔来说，表面换热系数与流速关系密切，冷却液流速为 1m/s 大致对应换热系数为 5000 W/(m² K)。

3600r/min 工况下水腔表面换热系数如图 10 所示，整体来看，换热系数分布较为合理，关键区域换热系数在 10000 W/(m² K)以上。

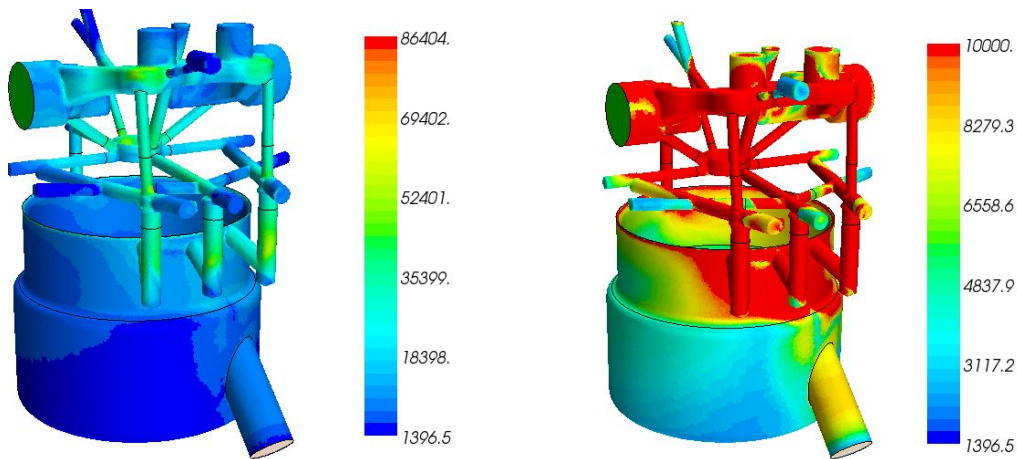


图 10 表面换热系数(左图尺度: Min~Max, 右图尺度: Min~10000 W/(m² K))

计算工况下水腔表面换热系数如表 7 所示, 从表中可见, 缸盖水腔内表面平均换热系数高于缸体水腔内表面换热系数, 随着流量 (对应转速) 增加换热系数增加, 各工况下水腔表面换热系数较大, 冷却性能良好。

表 7 计算工况下水腔表面平均换热系数对比 (单位: W/(m² K))

	2600r/min	2800r/min	3200r/min	3600r/min
缸体水腔内表面	4882	5194	5680	6183
缸盖冷却水腔表面	12142	13241	14657	16194

3 结论

对某重车柴油机的单缸冷却水腔进行了 CFD 模拟, 对冷却水腔的整体流动均匀性和压力损失进行了分析评估, 并对缸盖火力面各通道等关键区域的冷却液流速和换热系数进行了详细分析。模拟计算结果表明, 冷却水腔的压力损失较大, 各关键区域冷却液流量分配合理, 冷却状态良好。