

基于流-固耦合分析的某型柴油机冷却水套开发

The cooling jacket design of diesel engine based on FSI

谢普康 林好利 商潭苏 陈洪涛

(洛阳拖拉机研究所有限公司, 洛阳 471039)

摘要: 利用三维 CAE 软件 Star-ccm+及 Ansys 参与了我所某款高速轻型柴油机的冷却水套开发。首先运用 Star-ccm+对整个冷却水套进行优化, 初步获得较为理想的冷却流场分布, 并提取该方案的缸盖热边界条件, 即流体壁面温度及换热系数; 将提取的热边界条件映射到有限元面网格, 并运用有限元技术将其与缸盖体单元进行耦合, 先后计算出缸盖的温度场及热应力分布, 结合缸盖热应力分析结果, 对冷却水套及缸盖固体区域进行优化, 重复前面仿真工作, 直到整个水套流场及缸盖热应力分布合理。

关键词: 水套; 热边界; 耦合; 缸盖; 映射; 热应力

Abstract: In this paper, a cooling jacket of high speed and light-duty diesel engine was designed based on Star-ccm+ and Ansys. Firstly, we used star-ccm+ to optimize the cooling jacket structure and exported the temperature and HTC of cooling jacket wall as thermal boundary of cylinder head FEA. Secondly, the thermal boundary was mapped to FEA surface mesh. Thirdly, the temperature and thermal stress results of cylinder head would be gotten based on coupling analysis. Finally, it was necessary to modify the cylinder head structure based on coupling results, until the values of cylinder head flow field and thermal stress are acceptable even think about repeating the CAE analysis work which described above.

Keywords: cooling jacket; thermal boundary; coupling; cylinder head; mapping; thermal stress

1 前言

随着柴油机强化程度的提高, 发动机热负荷也越来越大, 尤其是高温部件, 比如缸盖、缸套及排气管等, 改善这些部件的热负荷对提高发动机寿命及可靠性具有重要意义。其中缸盖及缸套热负荷问题可以通过冷却水套的合理布置及固体结构的合理设计得到改善, 所以开展发动机冷却水套的优化设计及缸盖的热应力分析具有重要意义。

本文开展的流-固耦合分析是指首先对水套进行 CFD 分析, 优化水套结构, 改善整个水套区域的速度场及压力场, 根据经验对关键区域(缸体高热负荷区、缸盖三角区等)的速度场、压力场进行判断, 找出合理的水套布置方案; 随后从优化方案仿真结果中提取缸盖水套壁面温度及换热系数; 接下来将提取的缸盖水套壁面热边界条件映射到有限元面网格, 并将其与缸盖体网格进行耦合热分析; 最后根据耦合热分析结果对水套区域及缸盖固体区域进行改进, 重复前述计算, 直到水套流场及缸盖热应力分布合理。

运用流-固耦合方法, 不仅可以通过水套流场分布间接评价冷却水套设计是否合理, 还可以通过缸盖热分析对冷却水套进行本质评价。本文涉及的柴油机是一款高速轻型车用柴油

机，其主要参数如下表 01 所示：

表 01 发动机主要性能参数列表

发动机布置	直列四缸,四气门, 增压中冷
发动机排量	3.0L
额定功率	45kw/L@3600RPM
缸径×冲程	96mm×105mm
最大扭矩	416N·m

由于该款发动机主要装配到工程车上，要求发动机空间紧凑，功率密度高，这不仅对发动机附件布置设计人员提出了很高的要求，也让发动机主要部件（比如缸体/缸盖等）设计人员面临很大挑战。

2 计算模型搭建

2.1 冷却水套 CFD 计算

2.1.1 计算网格划分

CFD 计算的初期水套模型是基于概念设计阶段提供的缸体、缸盖、缸垫及 EGR 进行搭建的，如下图 01（左）所示；计算域体网格使用 STAR-CCM+中自带的网格划分工具分区域进行多面体划分，网格单元基本尺寸为 5mm,其中一些关键区域（缸垫水孔、缸盖油嘴附近、机冷器及 EGR 冷却器区域等）进行了网格细化，为了能够准确地捕捉到缸盖高热负荷区（缸盖下层）的壁面换热信息，同时兼顾总体网格数量，对缸体、缸垫、缸盖下层及上层分别插入 3 层、5 层、5 层及 3 层边界层，网格总数达到 154 万，如图 01（右）所示。

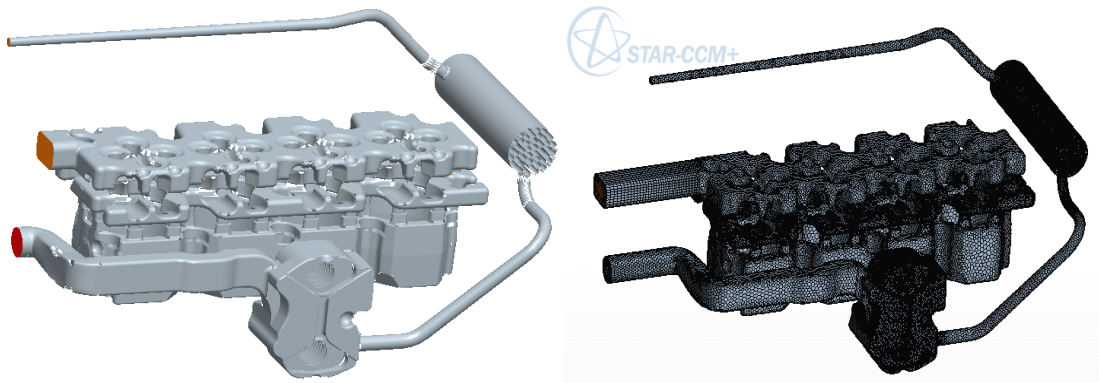


图 01 CFD 计算几何模型（左）及网格模型（右）

2.1.2 物理模型选择及边界条件设置

在网格模型搭建完成之后，还需要对 CFD 物理模型进行选择，主要属性设置如图 02 所示。由于考察水套的核心是计算域内速度场、压力场的合理分布及各缸上水均匀性，另外水的比热容大，水套同一区域的温度梯度波动范围小，所以图 02（右）中稍微粗略的温度边界不会影响到水套性能的评价。



图 02 CFD 物理模型选择及边界条件设置

2.1.3 CFD 计算结果分析

通过近千次的迭代,各残差监视曲线降到 $1\text{E}-04$ 以下并趋于平稳,认为计算收敛,可以对计算获得的计算域速度场、压力场及换热系数等进行分析,并基于 CFD 分析结果对水套结构尺寸进行优化,残差监视收敛曲线如下图 03 所示。

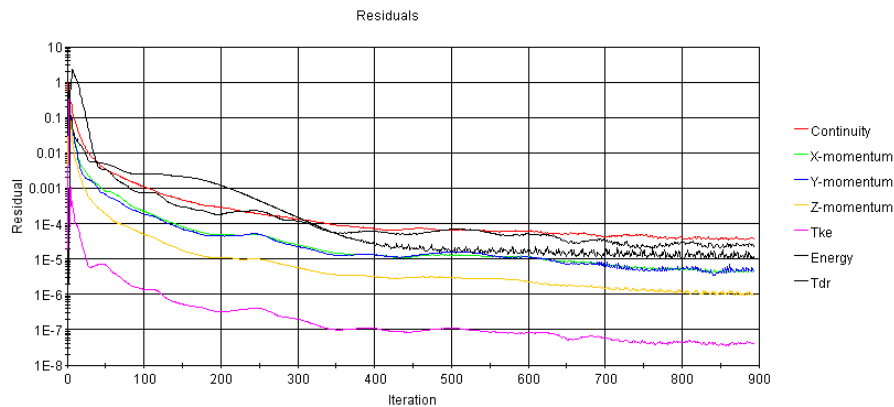
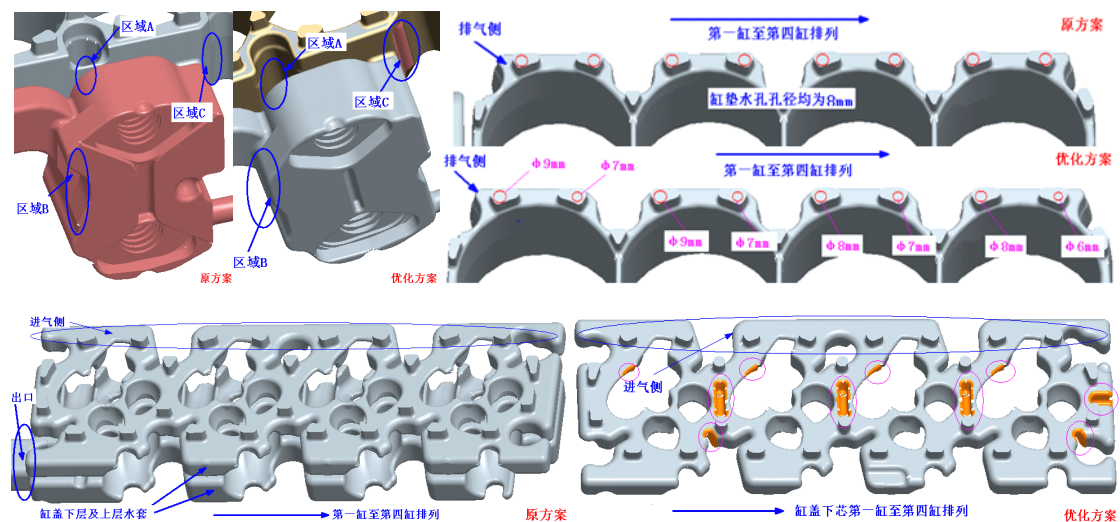


图 03 CFD 残差监视收敛曲线

通过对水套模型重复修改及 CFD 计算,获得了较好的水套流场性能,由于受篇幅所限,文中仅列出方案优化前后的几何模型对比,如图 04 所示(仅列出关键位置修改前后对比)。



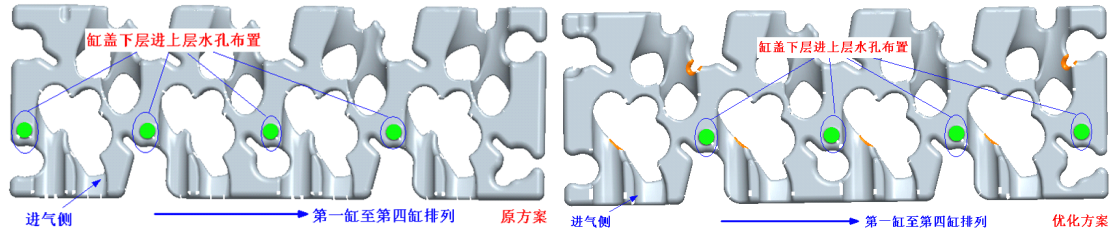


图 04 方案优化前后几何模型比较

图 4 中区域 A、B、C 的修改分别提高了缸体 2、3 缸间流体绕流速度、机冷器散热片间速度场均匀及方向性、前后两缸缸体冷却介质分布均匀性；缸垫水孔孔径调整后，不仅使得各缸上水均匀性及缸体各缸高热负荷区速度场得到了明显改善，同时使得 EGR 冷却分支流量降低到总水泵流量的 21.3%（37L/min 是 EGR 供应商要求的,大约为总流量的 20.6%）；缸盖水套的修改最为关键，其中下层水套增加了一些凸台（椭圆标注），缸盖水套下层进上层水孔位置调整，这些修改使缸盖高热负荷区的速度场得到明显改善。为更加方便比较方案修改前后的计算结果变化，下面将通过数值计算结果云图比较进一步进行说明。

下图 05 显示机冷器区域修改（B 位置）后，散热片间速度场更为合理，速度方向性也有改善；图 06 及图 07 说明去除螺栓搭子与缸体壁间间隙（A 位置）及机冷器与缸体连接位置增加导流板（C 位置）后，缸套周边速度场及缸体区域迹线云图均有明显改善；图 08 及图 09 缸盖速度场及换热系数云图说明缸盖流场相关结构设计及缸垫水孔孔径布置也合理。

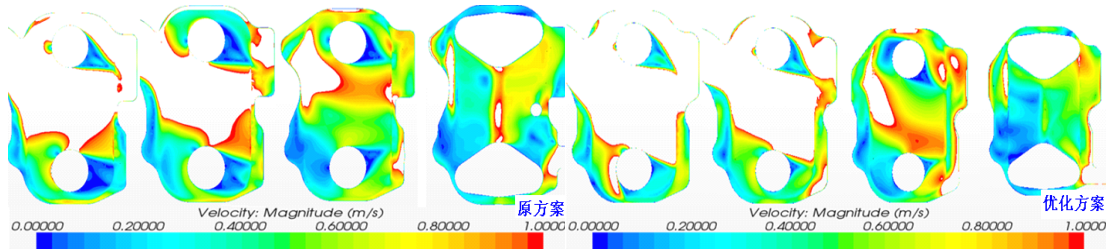


图 05 机冷器散热片间速度场云图对比（第 2、4、6、8 片）

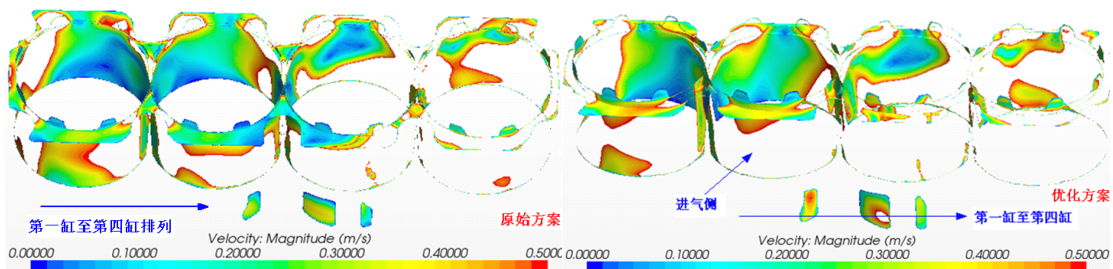


图 06 缸套周边区域速度场云图对比

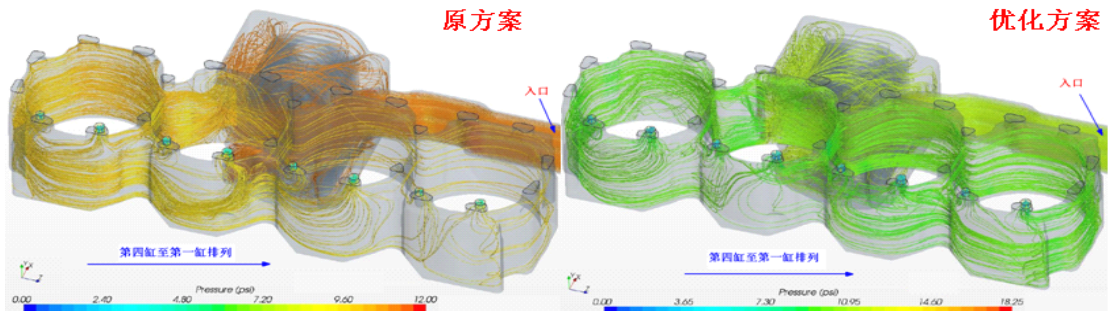


图 07 CFD 计算域（缸体及机冷器部分）流场迹线示图对比

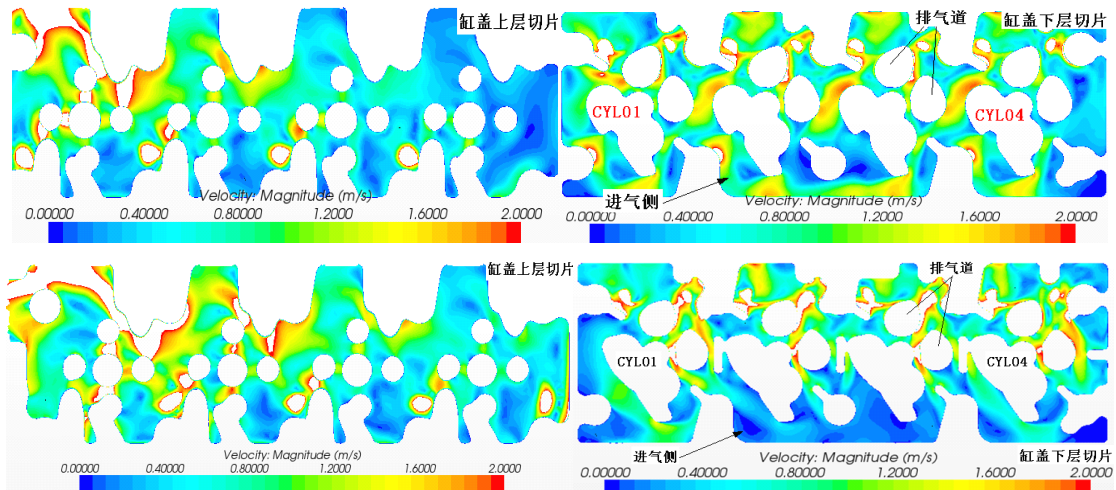


图 08 缸盖上/下层切片云图（上排：原方案；下排：优化方案）

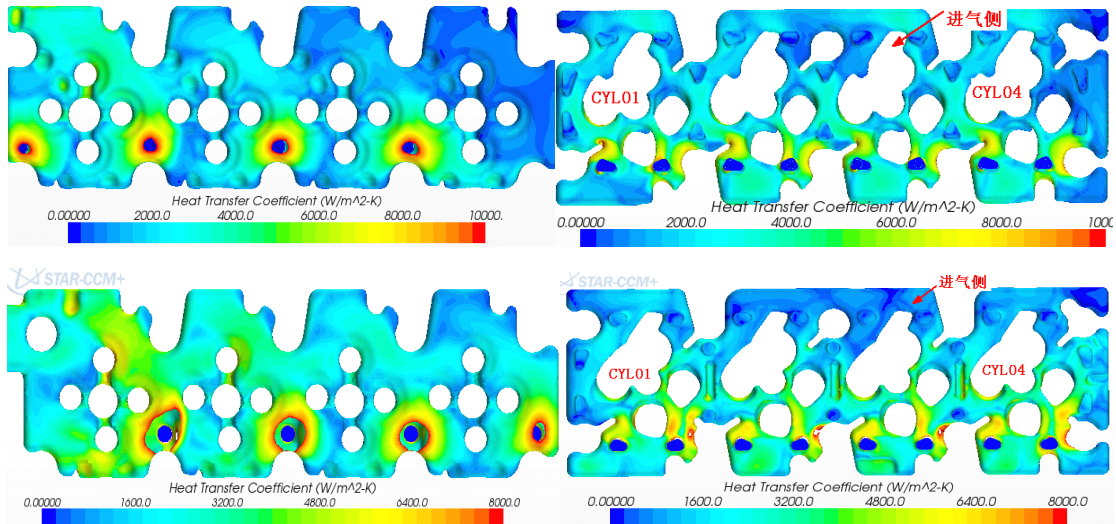


图 09 缸盖上/下层水套换热系数云图（上排：原方案；下排：优化方案）

为进一步说明优化方案更为合理，下面还通过比较各缸缸垫上水孔、EGR 分水孔及缸盖下层进入上层水孔流量，具体参见下表 02 所示。从表 02 中可以看出优化方案较原方案上水均匀性有明显改善，EGR 部分分水量也更为合适。

表 02 各缸缸垫上水孔、EGR 分水孔及缸盖下层进入上层水孔流量（kg/s）

方 案	第一缸		第二缸		第三缸		第四缸		EGR
	孔_01	孔_02	孔_03	孔_04	孔_05	孔_06	孔_07	孔_08	孔_09
原 方 案	0.2558	0.2079	0.2733	0.2279	0.3752	0.2591	0.3776	0.2679	0.7562
优化方案	0.3658	0.2200	0.3726	0.2188	0.3595	0.2204	0.3716	0.2308	0.6386
方 案	缸盖下层进入上层水孔流量								
	前 端	一二缸间		二三缸间		三四缸间		末 端	—
原 方 案	0.7125	0.6144		0.5031		0.4146		—	—
优化方案	—	0.7084		0.6033		0.5379		0.5100	—

2.2 缸盖 FEA 分析

2.2.1 模型搭建及边界/约束条件设置

通过上一节基于 CFD 的水套分析，仅对水套进行了流场优化，最终结构设计是否合理还必须进行零部件的热应力分析。由于缸盖承受着巨大的热负荷，所以对其进行热应力分析十分必要。

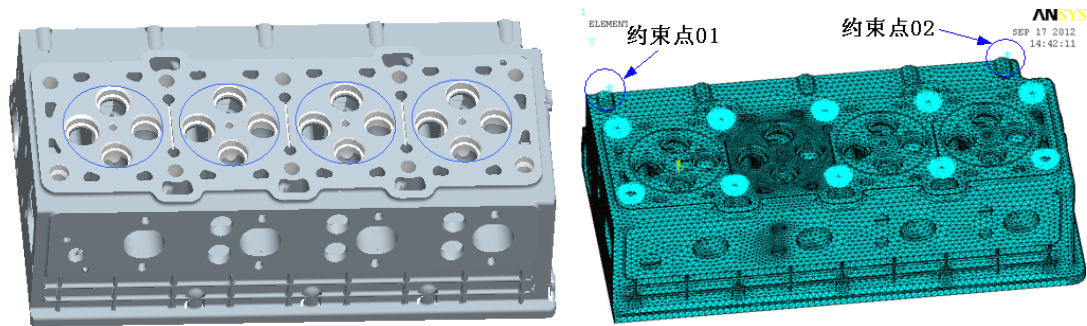


图 10 优化缸盖几何模型及网格（施加约束）模型

下面对基于 CFD 优化后的缸盖进行热应力分析，上图 10 为基于 CFD 优化后的缸盖几何模型及网格模型。在网格模型示图上显示了施加约束位置，同时设定分析条件为额定工况下第二缸发火，所以第二缸区域进行了网格加密。

根据同类型柴油机试验测试数据及中心数据库，确定了缸盖 FEA 分析所需的边界条件（由于保密要求，数据略有调整）及材料属性，如下表 03 及表 04 所示。

表 03-1 缸盖 FEA 分析部分边界条件列表

缸盖区域划分	换热系数 (w/mm ² -K)	温 度 (K)	压力(Mpa)	施加约束
缸盖暴露 in 环境区域	1.22e-8	307		
缸盖水套表皮	CFD 计算结果 Mapping			
火力面上燃烧密封带	6.15e-3	400	175	
火力面上环带燃烧区域	15.455e-4	1021		
火力面上油嘴燃烧区域	1.925e-3	1021		
火力面上承受缸压区域			18	
火力面上排气门间区域	15.455e-4	1021		
排气道内表面（气侧）	6.02e-4	845		

表 03-2 缸盖 FEA 分析部分边界条件列表（续）

喷油器安装孔表面	4.2e-4	357		
缸盖与缸垫接触密封区	2.14e-3	369		
缸盖螺栓孔火力面区域				对称约束
进排气门间火力面区域	1.735e-3	1026		

进气门间火力面区域	1.735e-3	1026		
因喷油器压板力造成喷油器承受匹配压力表面	4.19e-3	427	52.6	
进气道内表面（气侧）	8.14e-4	320		
缸盖上约束 01 点				Ux=Uy=0.0
缸盖上约束 02 点				Uy=0.0
进排气门导管所有表面	4.12e-5	380	76	

表 04 缸盖材料属性列表

材 料	弹性模量 MPa	泊松比	热传导率 w/(m.K)	热膨胀系数 mm/(mm.K)	抗拉强度 MPa
合金铸铁	0.985E+05	0.26	47	1.30E-05	310

2.2.2 缸盖 FEA 计算结果分析

将上表中所列计算边界条件加载到基于 CFD 优化后的缸盖有限元模型上进行热应力分析。结合 FEA 结果对缸盖模型进行修改（仅对下层水套进行了修改），具体修改位置如下图 11，图中橙黄色为根据热应力分析结果进行修改的位置。

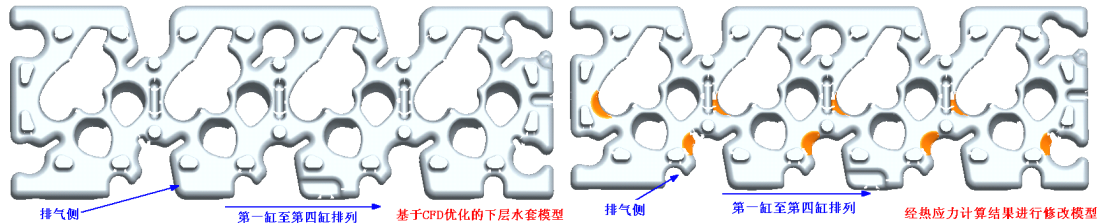
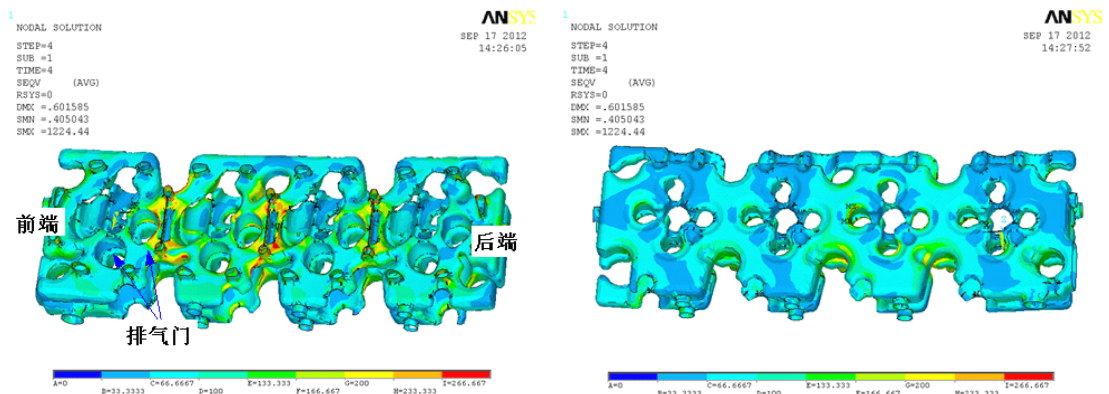


图 11 缸盖下层水套模型（左图：基于 CFD 优化后；右图：基于 FEA 优化后）

将基于 FEA 优化后的水套重新进行 CFD 计算（不作阐述），随后再次对修改的缸盖作热应力分析，下图 12 为基于第一次 FEA 结果修改的缸盖模型的温度场及热应力结果。



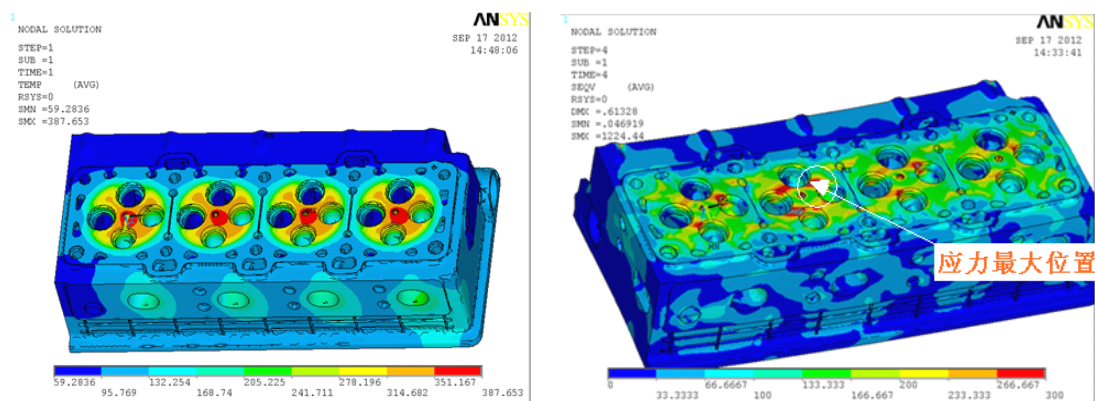


图 12 最终缸盖模型 FEA 结果云图

（上排：缸盖水套表皮热应力场；下排：缸盖体温度场及热应力场）

图 12 显示水套经过优化后，缸盖火力岸区域最高温度为 387°C ，位于喷油孔附近，火力岸区域平均温度大约为 350°C ，低于最高限值 400°C ，这说明缸盖冷却充分，水套设计合理；图中还显示水套修改位置的应力分布明显改善，缸盖最大应力位于两排气门间桥梁区域，大约为 300Mpa ，根据我们的强度和疲劳经验判据认为缸盖结构设计合理。

小 结

- 1) 通过 CFD 计算获得水套优化方案，各方面的评价指标（速度场、压力场及换热系数、各水孔上水分量均匀性）均表现合理；
- 2) 通过对优化缸盖的热应力分析，进一步对缸盖进行了细节修改，使得缸盖水套在满足 CFD 评价的基础上，还满足了缸盖的热应力要求。

参考文献

1. 邓帮林 等《基于双向流固耦合的汽油机排气歧管热应力分析》 内燃机学报 2011
2. 骆清国 等《柴油机气缸盖流固耦合传热分析研究》 兵工学报 2008
3. 李婷《发动机耦合系统中稳态固流耦合传热问题的数值仿真研究》 浙大硕士论文 2006
4. 陈红岩 等《柴油机活塞缸套冷却系统固流耦合传热研究》 农业机械学报, 2006