

结构与可靠性

某 8 缸中速柴油机冷却系统三相流固耦合传热分析

高 翔¹, 薛冬新¹, 孟 浩², 王洪峰²

(1. 大连理工大学, 辽宁 大连 116024; 2. 大连中车柴油机有限公司, 辽宁 大连 116024)

摘 要: 对某柴油机 8 缸整体冷却水套进行绝热流动模拟, 得到冷却效果最差的一个缸及冷却液的流动边界条件; 对该缸进行单缸气缸盖-冷却水套-气缸套流固耦合计算, 得到了缸盖和缸套温度分布及水套流动及温度场情况; 对该缸加入进、排气进行气-液-固三相流固耦合分析, 得到缸盖温度场和水套温度场情况, 与不考虑进、排气的情况以及与试验测得的工程数据的比较表明: 考虑进、排气时的模拟结果更加接近试验值, 说明该方法更符合实际情况。

关键词: 冷却系统; 三相流固耦合; CFD

中图分类号: TK424.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2016)04-0024-07

Analysis of Gas-Fluid-Solid Three Phase Fluid-Solid Coupling Heat Transfer of Certain Eight-Cylinder Medium Speed Diesel Engine Cooling System

Gao Xiang¹, Xue Dongxin¹, Meng Hao², Wang Hongfeng²

(1. Dalian University of Technology, Liaoning Dalian 116024;

2. Dalian CRRC Diesel Engine Co., Ltd., Liaoning Dalian 116024)

Abstract: In accordance with the adiabatic flow simulation of certain eight-cylinder diesel engine cooling water jacket, the cylinder with the worst cooling effect and the flow boundary condition of the cooling liquid were found out. Single cylinder head-cooling water jacket-cylinder liner fluid-solid coupling calculation of this cylinder was carried out, which delivered the results including the temperature distribution of its cylinder head and cylinder liner, water jacket flow and temperature field. Moreover, taking into account gas intake and exhaust of this cylinder, gas-fluid-solid three phase fluid-solid coupling analysis was carried out, which delivered the results including the temperature field of cylinder head and water jacket. The conditions with and without taking gas intake and exhaust into consideration were compared with each other and finally with the test data, and the results showed that the former condition was closer to the test result, which indicated that the method was closer to the actual situation.

Key words: cooling system; gas-fluid-solid three phase fluid-solid coupling; CFD

0 引 言

近年来, 随着柴油机动力性能的不断增强, 以及对其排放、经济性要求的不断提高, 柴油机热负荷持续加重, 随之对柴油机冷却系统的要求也不断提高^[1]。柴油机工作时, 可燃气体在气缸内燃烧

放出大量热量, 有约三分之一的热量由冷却系统带走。所以冷却水的流动情况, 水套的换热能力直接影响着柴油机的热负荷和工作稳定性^[2]。

本文基于有限元计算, 对某直列 8 缸柴油机进行了整体冷却水套绝热流动模拟, 找到流动效果最差的一个缸, 创建了气缸盖-冷却水套-气缸套流固

收稿日期: 2016-02-29; 修回日期: 2016-04-06

作者简介: 高翔(1989-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为内燃机热管理, E-mail: m18741123646@163.com。

耦合换热模型，并对其进行了耦合换热模拟，获得了缸盖、缸套、水套的温度分布^[3]；在此基础上，将进、排气加入流固耦合计算中，完善了换热模型，更加逼近真实的柴油机工作过程。

1 整体水套三维流动模拟

本文研究的某直列 8 缸中速柴油机缸盖材料为蠕墨铸铁（RuT300），缸套材料为合金铸铁（EMS3）。冷却液为体积比为 50% 的乙二醇水溶液。该机型主要技术参数如表 1 所示。

表 1 整机技术参数

缸径/mm	265
行程/mm	300
额定功率/kW	2 330
额定转速/ (r · min ⁻¹)	1 000
最大扭矩/ (N · m)	22 252
压缩比	15.4
油耗/ (g · (kW · h) ⁻¹)	200

1.1 整体水套模型及网格划分

本文使用 Creo 软件建立了该 8 缸整体冷却水套的三维 CAD 模型，如图 1 所示。模型从左至右依次为 1~8 缸，单缸水套由上到下分为 3 部分，分别为气缸盖水套、连接体水套、气缸套水套。网格划分采用了非结构四面体表面网格、三棱柱边界层网格和六面体核心网格，在火力面鼻梁区进行了网格加密，网格总数为 462 万。图 2 为整体水套网格。

1.2 流动边界条件设定

根据实际试验情况，将入口设置成压力入口，压力值为 431 kPa；出口设置为压力出口，压力值为 276 kPa；其余壁面绝热处理。流动方程选用标准 $k-\varepsilon$ 湍流方程。

1.3 计算结果及分析对比

稳态迭代约 1800 步时获得收敛解。计算所得数据与样机台架试验数据对比见表 2。可见模拟结果和试验数据相对误差较小，模拟比较真实。图 3 所示为整体水套压力分布，由自由端向飞轮端压力逐渐升高，这是因为飞轮端水套封闭，流动阻滞并有局部回流现象。局部来看，各缸中由气缸套水套到连接体水套的压力降低不是很显著；而在鼻梁区气门座环处压力下降非常明显，这是由于此处流通面积很小，液体流速加快，导致压力急剧下降。上部气缸盖水套压力变化很小，说明流动效果不是很

好，对换热有一定的影响。

根据柴油机冷却要求，冷却液平均流速不得低于 0.5 (m · s⁻¹)，鼻梁区等关键冷却部位流速不得小于 1 (m · s⁻¹)^[4]。由图 4 整体水套速度云图可看出：各缸冷却液流动速度都大于 0.5 (m · s⁻¹)。从自由端向飞轮端各缸流速逐渐减小。各缸气缸套水套中冷却液流速都比较快，这是由于冷却液进入气缸套水腔后要绕流至对侧上水孔，流入连接体水套。在鼻梁区气门座环处冷却液达到最高流速平均在 5 (m · s⁻¹) 以上，最高达到 7 (m · s⁻¹)，对进排气门有很好的冷却作用。由连接体通向气缸盖水套的上水孔处流速大于 1.5 (m · s⁻¹)，喷油器得到很好冷却。

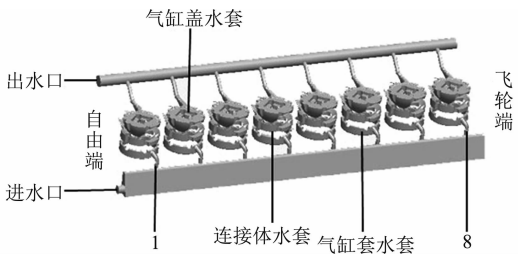


图 1 整体冷却水套几何模型

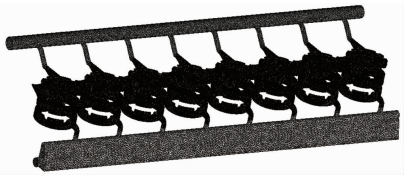


图 2 整体水套网格

表 2 整体水套模拟结果与试验对比

项目	试验结果	模拟结果	相对误差
进口压力/Pa	402 596	406 101	0.871%
出口压力/Pa	275 591	275 790	0.072%
压力差/Pa	127 005	130 311	2.603%
进口流速/ (m · s ⁻¹)	7.102	7.079	-0.324%
出口流速/ (m · s ⁻¹)	3.753	3.848	2.531%
平均流速/ (m · s ⁻¹)	1.58	1.66	5.063%

图 5 所示为整体水套的流线图，由图中可看出：从自由端向飞轮端各缸冷却液回流比例不断加大，其中第 8 缸回流最为严重。回流会对正向流动产生干扰，使上流速度下降，所以从 1 缸至 8 缸，缸体水套入口速度逐渐减小，从而使各缸平均流速逐一变小。表 3 示出了各缸平均流速的计算值。从流线图还可看出：连接体水套的排气侧伸出部发生了流动阻滞，会影响换热，产生局部高温。

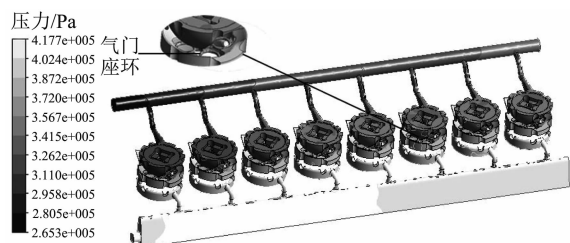


图 3 整体水套压力云图

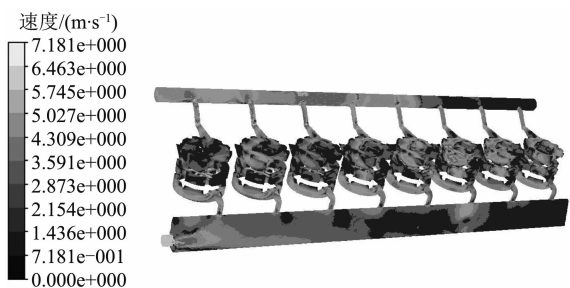


图 4 整体水套速度云图

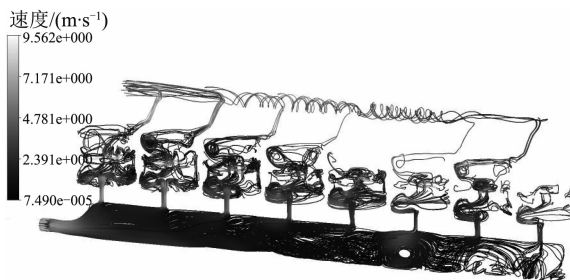


图 5 整体水套流线图

表 3 各缸冷却液平均流速计算值

缸号	速度/(m·s ⁻¹)
1	1.207
2	1.189
3	1.142
4	1.061
5	1.003
6	0.986
7	0.963
8	0.942

由各缸平均流速分布可看出：第 8 缸相对其他缸平均流速最小，流动效果最差，所以可推测第 8 缸换热效果相较其他缸较差。因此，针对第 8 缸进行后续分析。

2 单缸气缸盖-冷却水套-气缸套流固耦合换热分析

2.1 单缸耦合模型及网格划分

在 Creo 中分别对缸盖、缸套和单缸水套模型做适当简化并装配成耦合系统，再分别导出各个部

分的 IGS 文件；对缸盖、缸套和水套分别划分网格，再利用 ICEM 的网格组装功能将各部分网格组装成整体耦合系统网格；在水套中建立流动边界层网格，各部分均采用六面体核心网格，划分好的网格如图 6 所示。



图 6 单缸流固耦合系统网格

2.2 边界条件设定

2.2.1 热边界条件设定

采用 GT-Power 对该 8 L 直列中速柴油机进行工作过程模拟，得到额定工况下第 8 缸缸内燃气的瞬态温度及换热系数随曲轴转角变化曲线，如图 7 所示。

为简化计算过程，采取求当量循环平均值的方法求得平均换热系数 $\bar{h}_g$ 和平均燃气温度 $\bar{T}_g$ ，具体公式如下^[5]：

$$\bar{T}_g = \frac{\int_0^{4\pi} h_g T_g d\theta}{\int_0^{4\pi} h_g d\theta} \quad (1)$$

$$\bar{h}_g = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} h_g d\theta \quad (2)$$

式中： h_g 和 T_g 分别为瞬时换热系数和瞬时温度； θ 为曲轴转角。

由 GT-Power 的模拟数据求得：燃气平均温度为 998 K，平均换热系数为 730 (W · (m² · K)⁻¹)。

因为气缸套内壁活塞下止点以下部分不与燃气直接接触，换热较少，因此，缸套内壁的热边界条件沿轴线方向按如下规律变化^[6]：

$$T_{res}(h) = T_{res}(0)(-0.3274\beta + 1.0025) \quad (3)$$

$$\alpha_m(h) = \alpha_m(0)(-0.5355\beta + 1.1138) \quad (4)$$

式中： $\beta = h/s$ ； $\alpha_m(0)$ 和 $T_{res}(0)$ 分别为燃气平均换热系数和平均温度； s 为内燃机冲程。

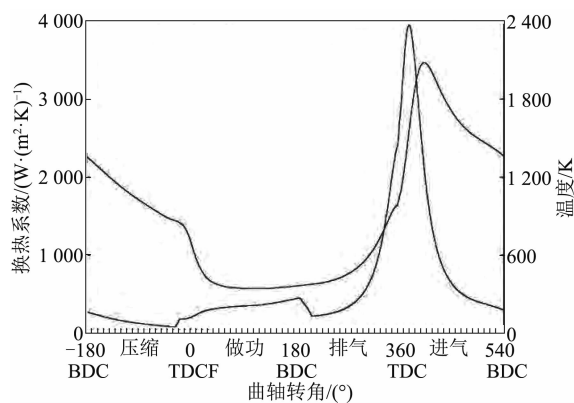


图7 第8缸内燃气温度及换热系数变化曲线

2.2.2 流动边界条件设定

流动边界采用速度入口与压力出口的组合, 由 8 缸整体水套模拟结果得到: 第 8 缸入口流速为 $2.43 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1})$, 入口静压为 395 kPa, 出口总压为 330 kPa; 由试验得入口温度为 352 K。水套壁面与缸盖、缸套内相应的冷却腔壁设置为耦合对, 使其转变为内部边界, 进行流体与固体的数据交互。

2.3 计算结果分析

2.3.1 缸盖和缸套温度分布分析

图 8 所示为整个耦合系统温度分布情况。由图可看出: 缸盖和缸套上部法兰温度分布基本均匀, 且温度较低, 约在 350 ~ 440 K 范围内。缸盖局部温度比较高, 缸套厚法兰以下沿轴线向下温度呈先增后减的趋势。

从图 8 还可以看出: 缸盖火力面排气侧温度较高, 接近 590 K; 进气口中间部位出现了温度集中, 约为 620 K, 排气对火力面排气孔处的冲击使得此处温度较高。排气管装配面温度有明显升高趋势, 排气管装配面温度约为 560 K。

缸套上部厚法兰区域由于有冷却水的冷却, 所以温度较其他区域低了很多。下部薄壁区域因与燃气直接接触且没有水套冷却, 温度急剧上升, 最高达到了 595 K, 活塞下止点后部分不与燃气直接接触, 温度又开始下降。

2.3.2 水套流动及温度场分析

(1) 水套流动分析

图 9 所示为耦合计算过程中水套的流线分布。可以看出: 由气缸套水套到连接体水套的上水孔和鼻梁区冷却环流通截面减小, 流速快, 冷却效果较好; 排气侧伸出部几乎看不到流线, 说明此处流动不畅, 会影响换热; 连接体水套进气侧的尖角处, 由于流到此处的冷却液较少, 也会引起局部高温。

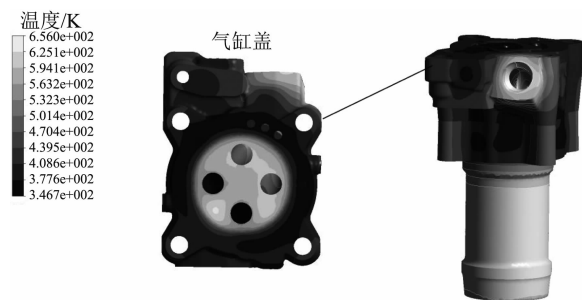


图8 耦合系统温度分布

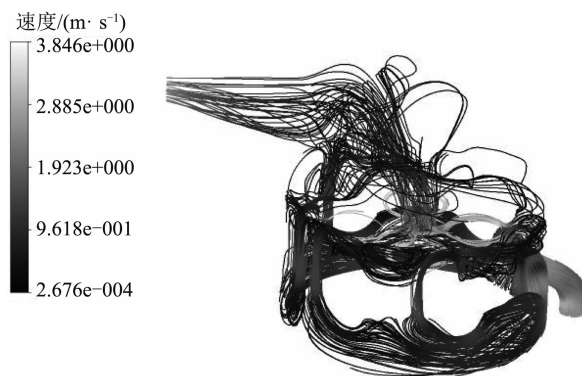


图9 单缸水套流线图

(2) 水套温度分布分析

图 10 所示为水套的温度分布。观察发现: 水套整体温度分布呈现由入口到出口递增的趋势。连接体水套排气侧突出部由于流动阻滞冷却效果较差, 温度较为集中, 最高处达到了 471 K, 平均温度也在 440 K 以上, 远大于冷却液的沸点, 发生了局部沸腾换热。由图中还可看出: 进气侧尖角处温度也较高, 约在 370 ~ 390 K 左右, 这是由于由进气侧气缸套两个上水孔流入的冷却液较少, 尖角处截面较小, 使得流速变缓, 传热恶化。

3 考虑进、排气的固-液-气三相流固耦合

通常的柴油机冷却系统流固耦合模拟基本都省略了进、排气, 而直接将温度条件加在缸盖及气道表面。为了使模拟更接近真实的内燃机工作情况, 本文将进、排气加入耦合系统, 实现固-液-气三相物质协同耦合换热。

3.1 三相耦合模型建立

在 Creo 中建立与缸盖配套的进、排气道模型, 如图 11 所示; 并与第 2 节中的模型装配成三相流固耦合模型, 如图 12 所示。对进、排气道分别划分网格, 加入边界层三棱柱网格; 内部采用六面体核心网格。

3.2 进、排气参数确定



图 10 单缸水套温度分布

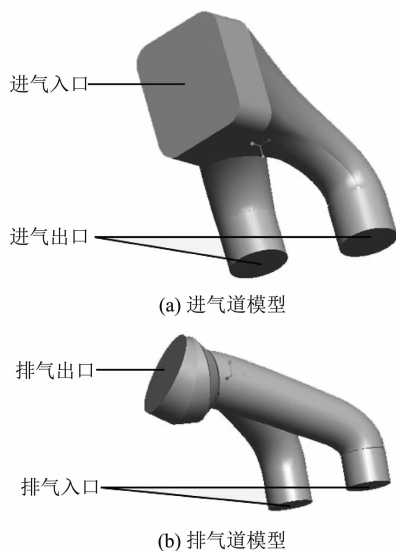


图 11 进、排气道模型



图 12 三相流固耦合模型

由于气体不同于液体有较明显的可压缩性，且气体的物性参数会随着压力、温度等环境因素变化而变化。所以，对进、排气单独进行可压流动模拟，为后续的三相流固耦合提供进、排气入口的速度边界条件。

3.2.1 进气参数确定

根据柴油机工作特点，进气冲程进入缸内的是空气，所以，对进气模拟时流质选为空气。由于是可压流动，采用密度基求解器。在可压流动过程

中，空气的密度、导热系数及黏性等物性参数并不是稳定的值，而是随环境变化而变化的值，所以密度设置为理想可压气体（ideal-gas），定压比热设置为分段多项式型式（piecewise-polynomial），试验关系式如式（5）。

$$C_p = 1.023\,19 - 1.760\,19 \times 10^{-4} T + 4.024\,02 \times 10^{-7} T^2 - 4.872\,68 \times 10^{-16} T^3 \quad (\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}) \quad (5)$$

采用压力入口与压力出口的组合，由试验测得数据及 GT-Power 一维模拟结果得出：进口总压为 340 kPa，出口背压为 240 kPa，进口温度为 333 K。稳态计算 1 753 步时收敛，计算结果如图 13 所示。可以看出：由入口向出口压力递减，速度递增；在气门转角处由于曲率过大，出现了局部流速加快，压力下降的情况。

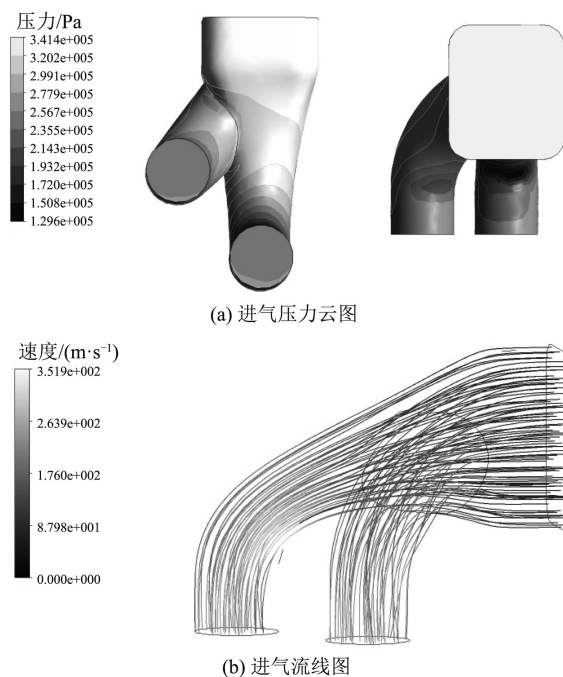


图 13 进气计算结果

分析计算结果得出：进气管入口流速为 $69.6 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1})$ ，进气平均温度为 323.26 K，平均压力为 303 kPa。查阅空气物性参数表， $T = 323.26 \text{ K}$ ， $P = 303 \text{ kPa}$ 时的物性参数如表 4 所示。

表 4 进气物性参数

密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	3.265 7
定压比热 $C_p / (\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K}^{-1}))$	1.010 4
导热系数 $\lambda / (\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1})$	0.017 7
动力黏度 $\mu / (\text{Pa} \cdot \text{s})$	1.971 31e-5

3.2.2 排气参数确定

柴油机的排气为由多种气体混合而成的复杂气体，其中有害污染物主要为 CO 、 HC 、 PM 、 NO_x ，

在排气中所占体积比例很小，只有约 0.82%，排气与空气的主要区别在于 O₂ 的减少，CO₂ 增多，具体排气成分比例见表 5^[7]。

同理采用密度基求解器，设置排气密度为理想可压气体 (ideal-gas)，定压比热设置为分段多项式 (piecewise-polynomial) 型式。入口采用压力入口，由 GT-Power 模拟结果可知：总压值为 422 kPa；出口设为压力出口，由试验测得数据可知背压值为 310 kPa。入口温度设置为 748 K。稳态计算 1 679 步收敛，计算结果如图 14 所示。由压力云图可以看出：由入口进入的排气，到达转弯处时对上产生冲击，使得压力增大，而到达出口时，流通面积增大，压力下降。由速度矢量图可以看出：在出口处由于侧向气道内气体的作用，排气整体被推向一边。

表 5 排气成分比例

成分	比例
N ₂	75.2%
O ₂	12.18%
CO ₂	7.1%
H ₂ O	4.5%
PM	0.35%
CO	0.35%
NO _x	0.12%

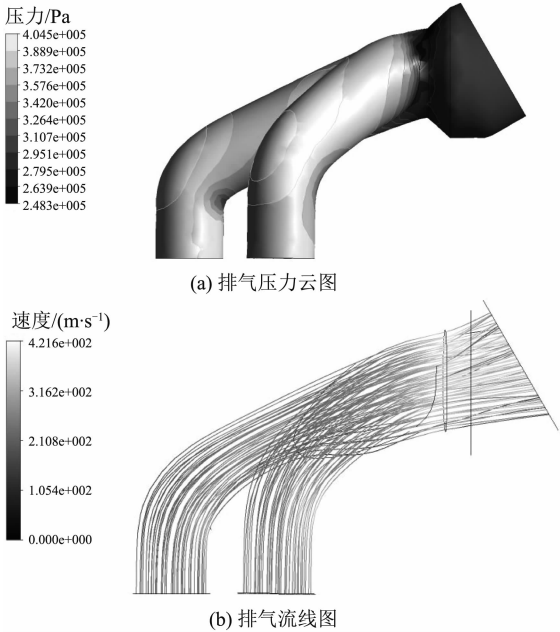


图 14 排气计算结果

分析计算结果，排气管入口流速为 251 (m · s⁻¹)，排气平均温度为 680.19 K，平均压力为 341 kPa。依据此温度、压力参数，进一步确定排气的物性参数。

由分体积定律，混合气体的折合摩尔质量可由式 (6) 计算，再由气体状态方程计算出排气的密度，如式 (7) 所示。

$$M_{eq} = \sum_i x_i M_i \tag{6}$$

$$\rho_{eq} = \frac{PM_{eq}}{RT} \tag{7}$$

气体的定压比热容是一个仅随温度变化的参数，由经验公式 (8) 可求出不同气体在某一温度下的定压热容。

$$C_p = C_0 + C_1 \theta + C_2 \theta^2 + C_3 \theta^3 \tag{8}$$

式中：C₀、C₁、C₂、C₃ 为经验参数，可由气体参数手册查出；θ = T/1 000。

再由混合气体的比热容关系式 (9)，可求得排气在 T = 680.19 K 下的比定压热容^[8]。

$$C_m = \sum_i x_i C_{m,i} \tag{9}$$

由于压强变化对分子动量交换影响甚微，所以压强对气体黏度影响很小。气体黏度与温度的关系可由苏士兰关系式 (10) 求得^[9]。

$$\mu = \mu_0 \frac{273 + s}{T + s} \left(\frac{T}{273} \right)^{\frac{3}{2}} \tag{10}$$

最后求得 T = 680.19 K，P = 341 kPa 下的排气参数，见表 6。

表 6 排气物性参数

密度 ρ / (kg · m ⁻²)	1.756
定压比热 C _p / (kJ · (kg · K ⁻¹))	1.124
导热系数 λ / (W · (m · K) ⁻¹)	0.049 8
动力黏度 μ / (Pa · s)	3.362 68e-5
折合摩尔质量 M _{eq} / (g · mol ⁻¹)	29.095 2

3.3 计算结果分析及比较

3.3.1 缸盖温度分布比较

由于加入进、排气对缸套温度分布影响较小，所以只分析缸盖和水套的温度变化。

对比不考虑进排、气时 (图 15) 和考虑进排、气时 (图 16) 的缸盖温度分布，可以看出：考虑进、排气时火力面排气口附近的温度比直接施加壁面温度条件的情况温升更加明显；同时由于进气的冷却作用，火力面进气阀座附近温度有所降低，特别是两个进气阀座之间的尖角处温度下降比较明显。

分析气缸盖局部温度，由于加入了排气流动换热，且排气在出口处被推向一侧，所以缸盖上排气口右侧温度升高很明显。除此之外，在排气管中两股排气流汇合的区域温度也有明显升高。对比气缸盖进气侧的温度分布情况，可以看出：由于加入了

进气流动, 进气的冷却作用对气缸温度降低起到了一定作用, 进气道处温度相较之前有一定的降低。

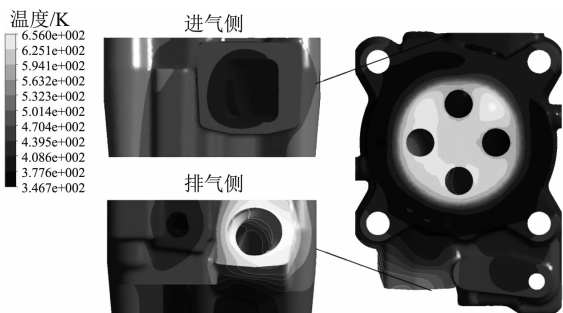


图15 不考虑进、排气时缸盖温度分布

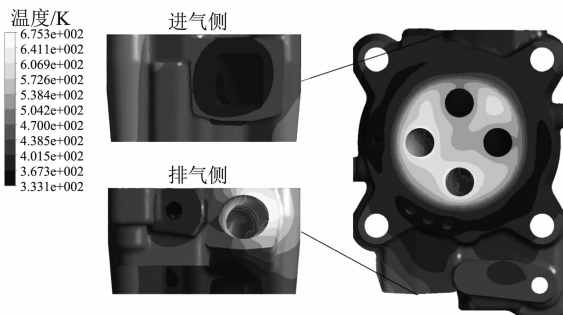


图16 考虑进、排气时缸盖温度分布

3.3.2 水套温度分布比较

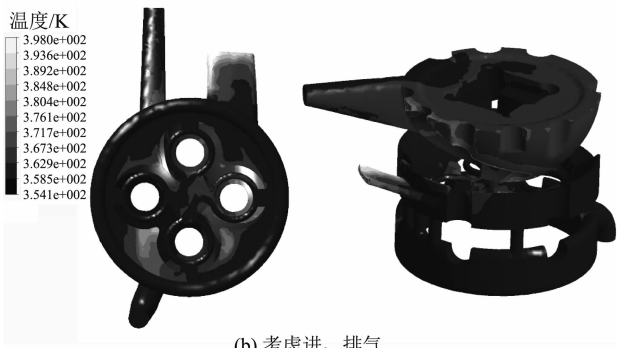
如图17所示, 整体来看, 加入进、排气后上部气缸盖水套温度相较之前有约5 K的升高, 这是由于排气的流动使换热更加顺畅, 换热更多, 温度分布更加均匀。局部来看, 连接体水套排气侧伸出部的末端温度较之前降低了约70 K, 这是因为侧向流动的排气将整个气体在出口处推向一侧, 高温气体主要集中在排气管的右侧, 所以位于排气管底部以下的伸出部接收到的热量就有所减少, 水套温升就不那么剧烈。同时由于进气的冷却作用, 在连接体水套两个进气侧冷却环之间的尖角温度也有20 K的下降。

3.4 缸盖温度有效性检验

如图18所示为缸盖温度试验测点分布情况。将相同位置试验测得的工程数据与模拟得出的计算数据对比, 结果如图19所示。比较试验值和计算值, 首先可见: 二者误差较小, 说明本文的仿真模拟方法对该机型冷却系统传热能够进行有效的分析; 其次对比考虑进、排气和不考虑进、排气的情况, 发现: 考虑进、排气所得的模拟数据更加接近试验值, 说明考虑进、排气的三相流固耦合更符合实际情况。



(a) 不考虑进、排气



(b) 考虑进、排气

图17 水套温度分布对比

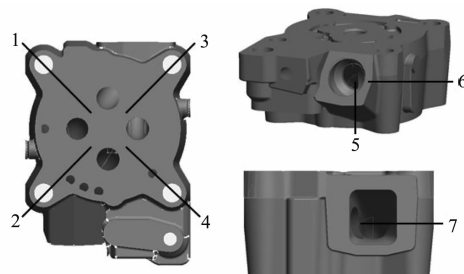


图18 缸盖温度测点分布

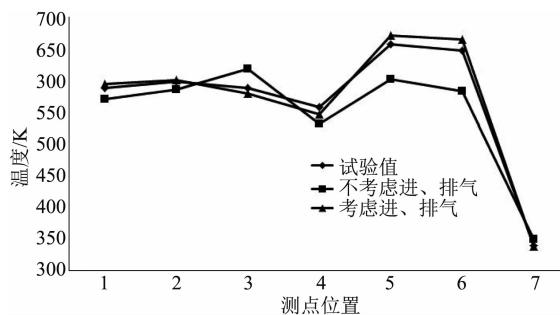


图19 气缸盖温度测量值与计算值对比

4 结 论

(1) 对8缸整体冷却水套进行了绝热流动模拟, 结果表明: 绝大部分范围内流速都大于 $0.5 \text{ (m} \cdot \text{s}^{-1})$, 满足对冷却液流动的要求。每缸冷却液流速从自由端至飞轮端递减, 第8缸最小, 冷却效果最差。

(下转第45页)

合, 颗粒大小为 5 ~ 30 mm 直径为宜, 形成减振层并与大地隔开。

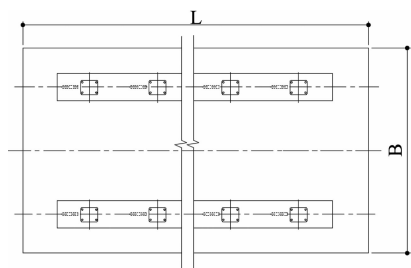


图3 地基基础图

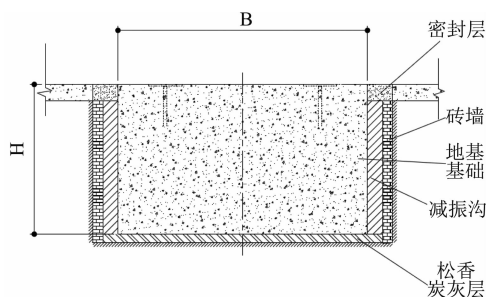


图4 地基基础截面图

总结以上 16V280ZD 柴油发电机组机组地基基础设计:

(1) 柴油发电机组与地基基础之间设置有隔

(上接第 30 页)

(2) 对第 8 缸进行单缸气缸盖-冷却水套-气缸套流固耦合计算表明: 气缸盖火力面鼻梁区温度较高, 进气门之间的尖角处冷却液流动不畅, 温度较高, 达到了 620 K; 排气道温度也比较高, 约为 590 K; 气缸套温度沿轴线从上到下呈先增大后减小的趋势, 在气缸套与机体接触的凸圆环处温度达到最大, 为 603 K。

(3) 第 8 缸单缸流固耦合计算表明: 连接体水套上鼻梁区进气侧尖角温度较高, 最高达到 395 K; 排气侧伸出部末端温度最高, 达到 471 K; 火力面尖角处及排气侧伸出部温度超出了冷却液沸点, 发生了沸腾换热。

(4) 对第 8 缸加入进、排气进行气-液-固三相流固耦合计算, 得到缸盖温度场和水套温度场; 与不考虑进、排气的情况及与试验测得的工程数据进行比对表明: 考虑进、排气时模拟结果更加接近试验值, 说明该方法更符合实际情况。

参考文献

- [1] 于秀敏, 陈海波, 黄海珍, 等. 发动机冷却系统中流动与传热问题数值模拟进展 [J]. 机械工程学报,

振器, 隔振器减轻了柴油机运转时对刚性连接件及地基的破坏。

(2) 地基基础重量的合理选择及周围减振层的设计可以增加机组的动平衡, 减小柴油机振动, 同时可以降低因柴油机振动对周围厂房地基的破坏。

柴油机额定运行时, 以上设计达到的效果是: 机组振动加速度平均值为 $6.0 \sim 7.0 \text{ (mm} \cdot \text{s}^{-2}\text{)}$, 柴油发电机组运行平稳。

3 结 论

16V280ZD 柴油发电机组安装调试方便, 设有检修垫铁, 便于减振器的更换; 地基基础能够保证承受机组的重量和冲击。地基基础周围和底部设置了减振层, 并做了防油水、防崩漏处理, 从而起到了极佳的消振隔振作用。通过以上设计有效降低了柴油发电机组的振动, 保证了柴油机发电机组平稳运行, 提高了柴油发电机组的使用寿命。

参考文献

- [1] 戚墅堰机车车辆厂. 16V280 柴油机 [M]. 北京: 中国铁道出版社, 1996.
- [2] 2008, 44 (10): 162-169.
- [2] Mazdak J, Hamidreza C, Amir M, et al. A fast coupled CFD-thermal analysis of a heavy duty diesel engine water cooling system [C]. IMECE 2008-68163.
- [3] 骆清国, 刘红彬, 龚正波. 柴油机缸体-缸盖-冷却水整体耦合传热仿真研究 [J]. 车用发动机, 2009 (1): 31-35.
- [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, 21 (2): 125-129.
- [5] 俞小莉, 郑飞, 严兆大. 内燃机气缸体内表面稳定传热边界条件的研究 [J]. 内燃机学报, 1987, 5 (4): 324-332.
- [6] 周祺, 薛冬新, 唐斌, 等. 某中速柴油机冷却液流动及流固耦合传热计算分析 [J]. 柴油机, 2013, 35 (1): 17-21.
- [7] 许峰. 内燃机原理教程 [M]. 大连: 大连理工大学出版社, 2011.
- [8] 沈维道, 童钧耕. 工程热力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2007.
- [9] 孙文策. 工程流体力学 [M]. 大连: 大连理工大学出版社, 2007.