

增压中冷柴油机缸套热态变形研究

毕玉华¹, 向 熔¹, 雷基林¹, 申立中¹, 张佩毅¹, 宋国富²

(1. 昆明理工大学云南省内燃机重点实验室, 昆明 650500; 2. 昆明云内动力股份有限公司, 昆明 650500)

摘 要: 缸套承受不均匀的热负荷而产生的失圆变形, 主要影响缸套与活塞组件间的密封、摩擦/磨损以及排放性能。控制缸套的变形与失圆, 对降低机油耗, 改善摩擦性能以及降低排放, 具有重要的意义。该文应用流固耦合传热方法, 建立了缸盖-冷却液-缸套-缸体耦合传热模型, 在对冷却液流动特性以及缸套、缸盖关键点温度测试的基础上, 研究了缸套的稳态传热温度场分布以及热态变形规律。研究表明: 受各缸冷却水套流动与热负荷不均匀的影响, 各缸缸套温度场分布不均匀, 从缸套顶部到底部温度逐渐降低, 相邻两缸间的缸套顶部温度高于其他部位, 最高温度出现在 3、4 缸间的缸套顶部; 各缸缸套综合热变形是不均匀的, 1、4 缸自由端综合热变形较大, 最大综合膨胀变形位于第 4 缸 90°位置(飞轮方向), 最大综合收缩变形位于第 1 缸 90°位置(1、2 缸间); 缸套不同截面径向变形呈现与综合变形不同的变化趋势, 缸套中部与冷却液接触, 主要呈现膨胀变形, 上部与下部受缸体结构约束, 膨胀变形较小; 各缸呈现不均匀的“豌豆”形径向变形, 其中 2、3 缸对称, 1、4 缸对称; 缸套主推力面与次推力面径向变形量相对较小, 各缸的变形差异也较小。

关键词: 柴油机; 气缸; 变形; 流固耦合; 温度分布

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2014.07.005

中图分类号: TK422

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2014)-07-0034-08

毕玉华, 向 熔, 雷基林, 等. 增压中冷柴油机缸套热态变形研究[J]. 农业工程学报, 2014, 30(7): 34-41.
Bi Yuhua, Xiang Rong, Lei Jilin, et al. Study on cylinder liner hot deformation of turbocharged inter-cooled diesel engine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2014, 30(7): 34-41. (in Chinese with English abstract)

0 引 言

随着内燃机强化程度的不断提高, 最大爆发压力与升功率大幅度提高, 零部件热负荷问题越来越突出。零部件长期在高温下工作时, 会产生材料强度降低、摩擦副润滑条件恶化以及应力、应变不均匀等问题, 从而影响到内燃机的工作可靠性、耐久性甚至排放性能^[1-11]。缸套作为薄壁零件, 在工作过程中, 虽然有冷却液冷却, 但由于高温燃气影响以及冷却不均匀的影响, 缸套内表面持续受到较大的周向压应力, 而外表面受到拉应力, 造成不同部位不均匀的变形。多缸机缸套热负荷尤其严重, 对应的缸套热态变形问题也更加突出^[1,12-14]。热负荷使缸套产生不规则变形, 不仅影响缸套的强度, 更主要影响缸套与活塞环间的密封、摩擦/磨损以及排放性能^[15-19], 因此研究缸套热变形, 对提高密封性能和改善排放具有重要意义。

缸套热变形研究一般采用试验研究与数值计

算 2 种方式。由于试验测试布点有限, 工作量大, 因此在零部件温度场分析中, 广泛采用测试与分析相结合的方法, 通过调整边界温度和传热系数, 获取与试验点温度吻合的温度场, 从而计算出零部件热应力与热变形^[14,20-21]。随着 CFD (计算流体力学) 技术的发展及其在内燃机领域的广泛应用, 将固流接触面上难以确定的外部边界条件和流体传热耦合, 使计算的准确性大大提高。刘捷等^[18]采用流固耦合传热的方法, 研究不均匀冷却流场对缸套失圆影响; 李婷等^[20]利用整体固流耦合的方法, 对单缸机的活塞-缸套-冷却水流固耦合系统的传热特性进行数值仿真; 王希珍等^[22]采用热电偶方法测量了柴油机缸套的温度, 并对缸套温度场和热变形进行了综合评定; 王虎等^[23]研究了热负荷对缸套失圆的影响。研究表明: 采用流固耦合传热分析方法是解决零部件热负荷分析以及冷却系统流动传热问题的理想途径, 为解决冷却不均匀性带来的缸套失圆问题提供分析方案。

本文以 4100QBZL 增压中冷柴油机湿式缸套为研究对象, 设计了冷却液流动参数与温度的测试方案, 通过台架试验, 确定了计算的边界条件, 对缸盖-冷却水-缸套-缸体流固耦合系统进行传热计算与分析, 研究冷却水流动特性、缸套温度场以及缸

收稿日期: 2013-08-13 修订日期: 2014-02-20

基金项目: 国家自然科学基金项目(51366006); 科技人员服务企业行动项目(2009GJF30001); 人才培养基金项目(2008PY014)资助

作者简介: 毕玉华(1967-), 女, 教授; 研究方向: 内燃机现代设计。昆明 昆明理工大学云南省内燃机重点实验室, 650500。

Email: yuhuabi97@sina.com

套热变形的特点，提出控制缸套热变形的技术措施。

1 流固耦合传热分析理论

缸套热变形分析属于三维不可压缩紊流流动的固流耦合稳态传热问题，流体的流动与传热计算遵循连续性方程、动量方程、能量方程及紊流方程，固体的导热计算遵循稳态的温度控制方程，固体的热应力与热变形计算遵循热弹性力学的基本方程^[1]。

流固耦合的计算思想是将固体传热计算和计算流体力学计算结合，将固流接触面上难以确定的外部边界条件转化为系统内边界，通过对 2 个面的耦合，实现固体传热和流体传热的耦合，并由此计算得到所需的温度场、流场结果^[23-25]。选择分区求解-边界耦合法，通过流体 AVL FIRE 分析软件进行冷却水套计算流体动力学 (CFD) 分析，通过结构分析软件 ABAQUS 进行气缸盖、缸体与缸套装配体的有限元热分析，研究缸套热态变形特点。

2 边界条件的测试与分析

对冷却水套流量以及关键点的压力进行了台架测量，为 CFD 分析提供准确的边界条件。在台架上进行缸套、缸盖关键点温度测试，为后期温度场计算提供验证依据。

2.1 冷却水套水流试验

测试工况选择 4100QBZL 柴油机外特性工况，台架测试获得的冷却液流量与出口压差随转速变化的曲线见图 1。可见：中低转速时，流量随转速的呈线性增加，当柴油机转速大于 2 800 r/min 时，冷却液温度升高，冷却液的粘度随温度的升高而减小，泄漏损失增加，容积效率下降，造成流量增幅下降；随着发动机转速增加，沿程阻力损失与局部阻力损失增加，转速与冷却液进出口压力差的关系呈线性^[26]。

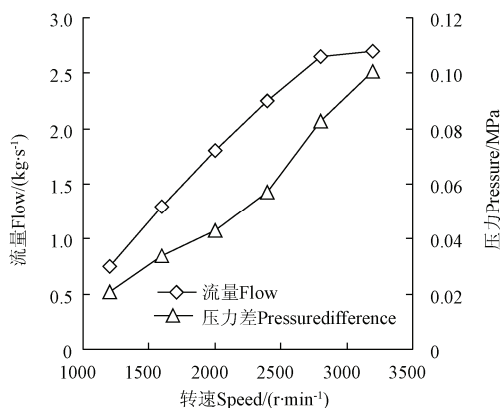


图 1 冷却水套水流试验

Fig.1 Flow test for cooling water jacket

2.2 缸套、缸盖温度测试

2.2.1 缸套温度测试

缸套温度测试选择接触式热电偶测温法^[27]，图 2 为额定功率工况下 1 缸缸套各测点温度值。设定活塞次推力面方向的角度为 0°，飞轮端方向为 90°，主推力面为 180°，皮带轮方向为 270°。对应 4 个方向，在缸套外侧轴向布置 5 个测点，分别为活塞上止点时第 1 环对应的位置、活塞上止点时油环对应的位置、活塞二分之一行程第 1 环对应的位置、活塞四分之三行程第 1 环对应的位置、活塞下止点顶面对应的位置。从缸套顶部到活塞下止点位置，各测点温度逐渐降低；由于所有测点都被冷却液环绕冷却，所以缸套温度最高点与最低点间温度相差较小，平均相差 28℃。

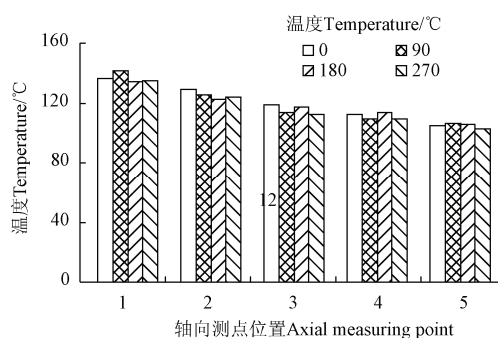


图 2 标定功率工况下 1 缸缸套各测点温度

Fig2 1st cylinder liner temperature of measuring point under calibration power conditions

2.2.2 缸盖温度测试

选择硬度塞测温法^[27]，在标定功率工况进行缸盖温度场测试。测点主要选择 1 缸火力面位置，测点数据：

1) 鼻梁区各测点温度值差异较大，靠近火力区测点热负荷大，冷却效果差，温度较高，最高温度为 320℃，最低温度为 157.5℃。

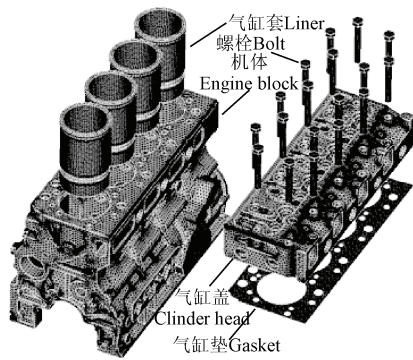
2) 排气门座圈测点温度比进气门座圈测点温度平均高 14.5℃，最高温度为 295℃。

3 流固耦合系统分析模型

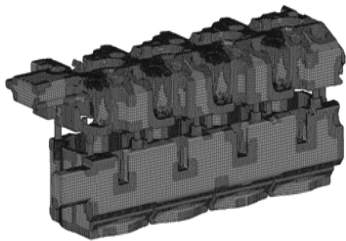
3.1 流固耦合系统模型建立

应用 UG 软件创建了增压中冷柴油机的缸盖、缸套、缸体和冷却水套进行三维实体模型。采用网格与实体适应性强的 SimLab 软件对缸盖、缸套以及机体模型进行网格划分，装配模型与网格划分模型见图 3a。对冷却水套模型做了简化，这里不考虑水泵的影响，同时省略了过渡圆角、倒角等，对缸盖水套鼻梁区等流动关键区域不作任何简化。冷却水套网格采用 AVL FAME 进行混合网格划分，对

缸盖水套鼻梁区等关键位置进行了网格细化，水套网格模型如图 3b 所示。



a. 机体几何模型
a. Engine block geometric model



b. 冷却水套网格模型
b. Cooling water jacket mesh model

图 3 冷却水套模型

Fig.3 Cooling water jacket model

3.2 材料属性

缸盖和缸体材料均为 HT250，气缸套材料为钒钛铸铁，缸盖螺栓材料为 40Cr，气缸垫材料选择 1Cr17Ni7，并假设计算变形量不超出线性变形区域，将气缸垫的性能参数简化为常数。

表 1 AB 段燃气侧热边界条件

Table 1 Thermal boundary conditions of gas side at AB section

距缸套顶面距离 Distance to liner top surface /mm	换热系数 Transfer coefficient/ (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	介质温度 Medium temp/K	距缸套顶面距离 Distance to liner top surface/mm	换热系数 Transfer coefficient/ (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	介质温度 Medium temp/K
0~10	605.8	905	50~60	438.8	576
10~20	520.1	782	60~70	424.4	550
20~30	475.3	650	70~80	417.2	462
30~40	452.5	613	80~90	406.9	440
40~50	440.1	596	90~105	397.3	435

② 其他段边界条件

BC（活塞下止点以下部分）、DE、FG（与冷却水接触部分）的换热系数分别为 215、1524、4500 W/(m²·K)，对应介质温度分别为 473、358、368 K。

2) 缸盖与燃气接触的燃烧室表面

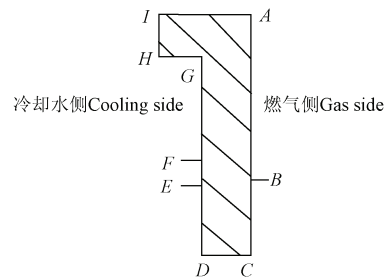
采用本田研发中心推荐的方法确定气缸盖火力面的换热系数，将燃烧室表面划分为 7 个区域，如图 5 所示^[28]。根据试验测得的缸盖温度场与计算的缸盖温度场数据，反复修正各区域加载的对流换热系数与环境温度，最终得到气缸盖火力面每个分

3.3 传热边界条件

传热边界条件主要考虑缸内气体传热边界条件，进、排气道传热边界条件，流固耦合面边界条件、自由表面热边界条件等。

1) 缸套传热边界条件

活塞行程内的缸套总热量由以下 3 部分组成：燃气以对流与热辐射方式的传热；燃气通过活塞环传入的热量；活塞与缸壁摩擦传热的热量。缸套的热边界条件采用加载换热系数与介质温度的第三类边界条件，在缸套上进行分区加载热边界条件^[12,20]，具体分区见图 4。



注：A-I 代表缸套分区。

Note: A-I represent the partitions of cylinder liner.

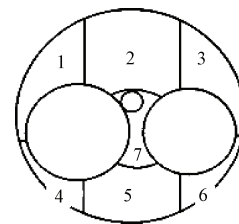
图 4 气缸套边界模型

Fig.4 Cylinder liner boundary model

① AB 段边界条件（缸套与燃气接触段）

应用经验公式，分别计算缸套燃气侧换热系数与当量燃气温度随缸套高度的变化^[1,6,20]。沿着缸套轴线方向对缸套表面 AB 段进行分区，通过缸套的实测温度反复试算，最后得到每个分区的平均换热系数和平均燃气温度见表 1。

区所加载的环境换热系数和温度，见表 2。



注：1-7 代表缸盖分区。

Note: 1-7 represent the partitions of cylinder head

图 5 火力面区域分布

Fig.5 Fire surface area distribution

表 2 各区域换热系数与环境温度
Table 2 Regional heat transfer coefficient and ambient temperature

区域	1	2	3	4	5	6	7
换热系数 Transfer coefficient/ (W·m ⁻² ·K ⁻¹)	501	545	522	474	582	537	955
温度 Temperature/K	920	928	927	925	930	1 044	1 078

3) 进、排气道传热边界条件

根据参考文献推荐值^[28]，计算时选取进气道表面换热系数为 250 W/(m²·K)，进气道环境温度为 334 K；排气道表面换热系数为 350 W/(m²·K)，排气道环境温度为 773 K。

4) 流固耦合面边界条件

根据测试数据，设定缸盖平均温度为 393 K，机体平均温度为 373 K。

5) 自由表面热边界条件

参考同类机型的经验数据，各表面的热边界条件取值如下^[28]：缸盖与机体换热系数取 50 W/(m²·K)，环境温度为 298 K。

6) 流体流动边界条件

选择标定工况计算，假定冷却液在水套内流动为不可压缩的黏性湍流运动。

根据标定功率工况试验，缸体水套入口流量为 1.86 kg/s，温度为 353 K。设定湍动能为 1 m²/s²，湍动能尺度为 1 mm。水流出口任何物理量的梯度设为 0。

4 计算结果及分析

4.1 冷却水套流场与传热

图 6 为各缸缸体冷却水套流速、温度及换热系数分布云图，可见：由于各缸冷却水套结构差异，造成流动不均匀与冷却不均匀，从 1 缸到 4 缸的冷却水套平均流速依次降低，温度依次上升，其中排气侧温度大于进气侧温度；在冷却液流动过程中，其流动阻力主要体现在：机油冷却器和分水孔的沿程流动阻力，机体水腔、上水孔和气缸盖水腔的流动阻力及中间各缸向两侧流动时造成的扰动及碰撞阻力，其中 1 缸距冷却液入口和出口较近，流动阻力相对较小，2 缸至 4 缸的冷却水要由 1 缸出水口流出，流动阻力相比略大，但由于各缸流动路径相似，平均压力损失相差不大；缸体水套的平均换热系数为 4 480 W/(m²·K)，各缸存在换热系数与流速分布不均匀的问题，由于 3 缸位于依次发火的中间缸，距离冷却液入口与出口较远，热负荷最大，平均换热系数最小，4 缸换热系数次之，1 缸换热系数最高。

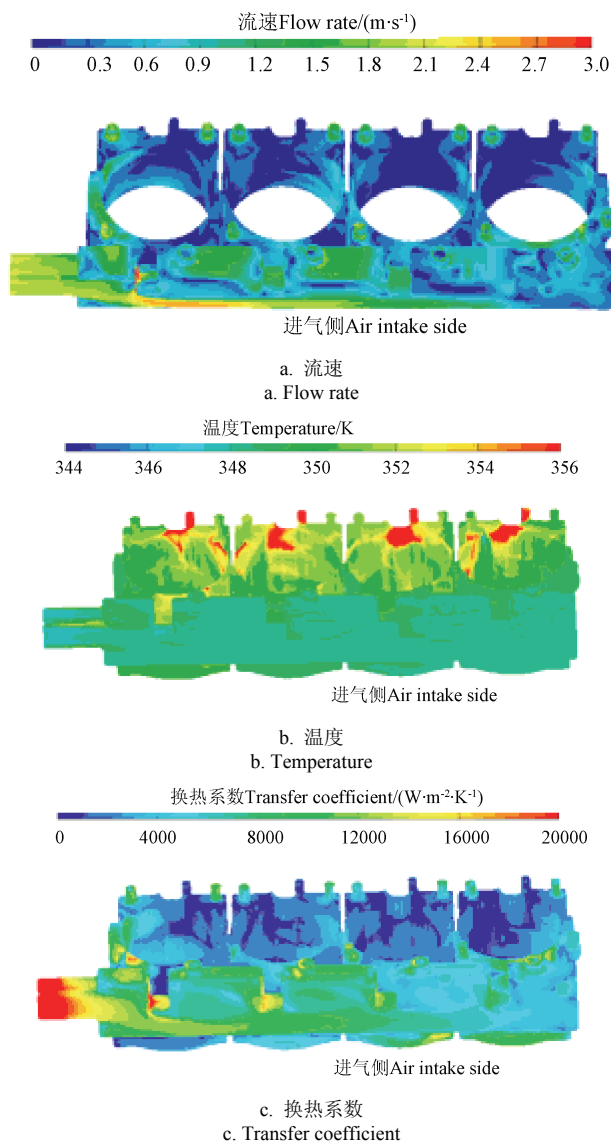


图 6 缸体水套流动与传热特性

Fig.6 Flow and heat transfer characteristics of cylinder water jacket

综上所述，各缸流速、温度以及换热系数分布不均匀，造成了各缸缸套热负荷的不均匀。为了实现各缸流动以及冷却均匀性，需要研究影响冷却水套冷却的主要因素，优化冷却液流动路径与冷却水套结构^[25,27]。

4.2 缸套温度场

缸套温度场分布如图 7 所示，提取缸套次推力面轴向温度变化见图 8。可见：缸套顶部到底部，温度逐渐降低，温度变化呈现 3 个分区特征。缸套顶部到 20 mm 为第 1 区，由于高温燃气对缸套第 1 区的传热影响较大，而缸套周围无冷却液环绕冷却，因此缸套温度高，温度梯度大，轴向温度梯度平均为 48℃；缸套 20~120 mm 为第 2 区，主要是位于活塞行程内，燃气经活塞传给缸套内壁面，冷

却液带走的热量从此区域传出，虽然高温燃气持续对缸套第 2 区传热，但强度减弱，因此缸套温度变化平缓，温度梯度变小，温度梯度平均为 28℃；缸套 120~190 mm 为第 3 区，活塞在下止点时第 1 环以下的壁面在整个循环内始终被活塞覆盖，不与燃气直接接触，壁面温度主要受曲轴箱温度的影响，由于缸套第 3 区没有冷却液冷却，沿轴向长度先是温度略有上升，随后由于与曲轴箱空气接触，热负荷下降，温度略有下降，各缸温度变化基本相同；对比缸套不同特征线的温度，由于主推力面与次推力面对应的冷却水套冷却液流动阻力较小，对流换热强，因此缸套主推力面与次推力面的温度相比 90°与 270°特征线低。

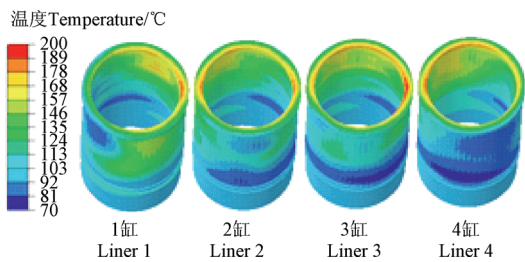


图 7 缸套温度场整体分布
Fig.7 Liner overall distribution of temperature field

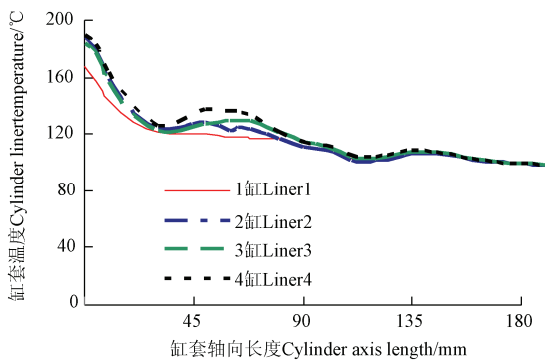


图 8 缸套温度场轴向分布图
Fig.8 Cylinder axial temperature distribution

4.3 缸套热变形分析

提取缸套综合热变形（轴向变形与径向变形叠加）见图 9 所示，可知：受缸体刚度分布不均以及冷却水套流动特性不均匀的影响，各缸缸套综合热变形是不均匀的；1 缸缸套 90°位置和 4 缸缸套 270°位置为两缸连接部位，温度高，承受的热负荷大，缸体对缸套变形约束较大，因此出现较大的收缩变形，最大值位于 1 缸缸套 90°位置，为 -0.131 mm（负号代表收缩变形）；1 缸 270°位置和 4 缸 90°位置为缸体自由端，温度低，承受的热负荷小，缸体对缸套变形约束较小，因此出现较大综合膨胀变形，最大值位于 4 缸缸套 90°位置，为 0.216 mm。

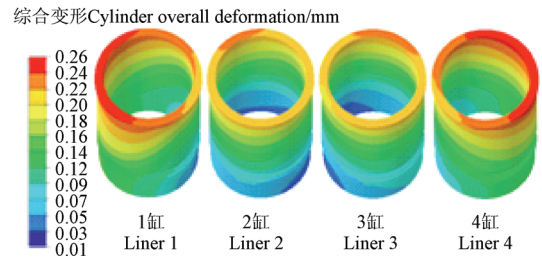
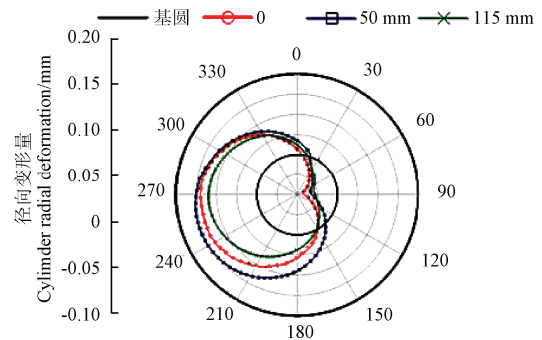
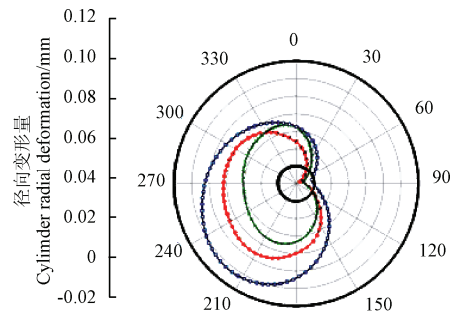


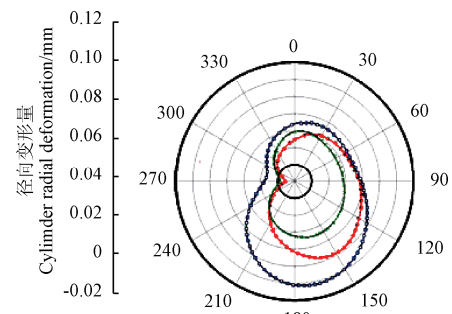
图 9 缸套综合变形
Fig.9 Cylinder overall deformation



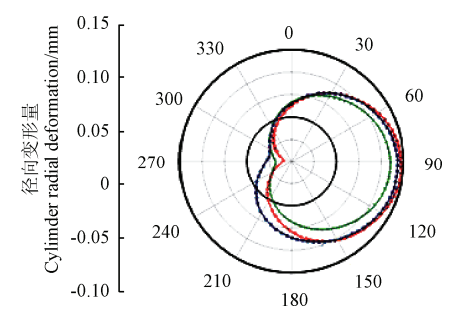
a. 1 缸 Liner1



b. 2 缸 Liner2



c. 3 缸 Liner3



d. 4 缸 Liner4

图 10 缸套径向变形
Fig.10 Cylinder radial deformation

分别距离缸套顶部 0、50、115 mm 截取 3 个截面，提取各缸缸套的径向变形拟合成极坐标曲线见图 10，沿 0~180°特征线（次推力面-主推力面）提取 1 缸不同轴向位置的径向变形，拟合曲线见图 11。可见：4 个缸缸套不同截面均呈现不均匀的“豌豆形”径向变形，其中 2、3 缸对称，1、4 缸对称；缸套不同截面径向变形呈现与综合变形不同的变化趋势，各缸套与冷却液接触部位，温度梯度较大，膨胀变形较大，而缸套上部与下部受缸体连接部位刚度的限制，加之温度梯度变化小，膨胀变形较小；由于缸套主推力面与次推力面冷却液流动速度较高，对应的缸套壁面温度相对较低，因此缸套径向变形量相对较小，各缸的变形差异也较小；缸体刚度与冷却水套流动特性是决定缸套变形的主要因素，其中缸体结构刚度的影响更为显著。

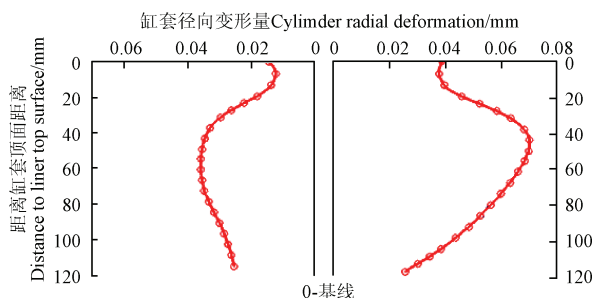


图 11 1 缸缸套轴向变形 (0~180°)

Fig.11 Axial deformation of 1st cylinder (0~180°)

综上所述，解决缸套热态变形带来的失圆问题，需要提高缸体的结构刚度，优化冷却液流动路径与冷却水套结构，从而改善缸套冷却不均匀。

5 结论

1) 由于各缸冷却水套结构差异，造成流动不均匀与冷却不均匀，从 1 缸到 4 缸的冷却水套平均流速依次降低，温度依次上升，各缸存在温度与流速分布不均匀的问题；3 缸热负荷大，平均换热系数最小，4 缸换热系数次之，1 缸换热系数最高。

2) 受冷却水套在各缸流动不均匀与热负荷的影响，缸套在相邻两缸之间的温度高于其他部位，最高温度出现在 3、4 缸之间顶部，缸套最高温度为 195℃；缸套温度沿轴向分布呈现明显的“3 区”分化现象，第 1 区温度高，梯度大，轴向温度梯度平均为 48℃；第 2 区温度变化平缓，有冷却液环绕冷却，温度梯度变小，轴向温度梯度平均为 28℃；活塞下止点以下的第 3 区温度梯度较小，而且各缸温度及变化基本相同。

3) 各缸缸套综合热变形是不均匀的；1 缸缸套 90°位置和 4 缸缸套 270°位置为两缸连接部位，温

度高，承受的热负荷大，缸体对缸套变形约束较大，因此出现较大的收缩变形，最大值位于 1 缸缸套 90°位置，为 -0.131 mm（负号代表收缩变形）；1 缸 270°位置和 4 缸 90°位置为缸体自由端，温度低，承受的热负荷小，缸体对缸套变形约束较小，因此出现较大综合膨胀变形，最大值位于 4 缸缸套 90°位置，为 0.216 mm。

4) 缸体刚度与冷却水套流动特性是决定缸套变形的主要因素，其中缸体结构刚度的影响更为显著。解决缸套热态变形带来的失圆问题，需要提高缸体的结构刚度，优化冷却液流动路径与冷却水套结构，从而改善缸套冷却不均匀。

[参 考 文 献]

- [1] 肖永宁, 潘克煜, 韩国埏. 内燃机热负荷和热强度[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [2] 陆际清, 沈祖京, 孔宪清等. 汽车发动机设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992.
- [3] Ito A, Shirakawa H, Nakamura M, et al. A study on the mechanism of lubricating oil consumption of diesel engines -1st report: the effect of the design of piston skirt on lubricating oil consumption[C]//SAE Paper 2005-01-2169.
- [4] Nakamura M, Hayashi H, Ito A. A study on the mechanism of lubricating oil consumption of diesel engines -2nd report: mechanism of oil film generation on piston skirt[C]//SAE Paper 2005-01-2167.
- [5] Nakamura M, Hayashi H, Ito A. A study on the mechanism of lubricating oil consumption of diesel engines -3rd report: effect of piston motion on piston skirt oil film behavior[C]//SAE Paper 2006-01-3349.
- [6] 周龙, 白敏丽, 吕继组, 等. 用耦合分析法研究内燃机活塞环—气缸套传热润滑摩擦问题[J]. 内燃机学报, 2008, 26(1): 69—75.
Zhou Long, Bai Minli, Lü Jizu, et al. Study of heat transfer, lubrication and friction of piston ring-l iner in internal combustion engines u sing the coupled methods[J]. Transactions of CSICE, 2008, 26(1): 69—75. (in Chinese with English abstract)
- [7] Usui M, Murayama K, Oogake K, et al. Study of oil flow surrounding piston rings and visualization observation[C]// SAE Paper 2008-01-0795.
- [8] 仲志全, 李华宇, 尹琪. 发动机运行工况对机油耗影响的试验研究[J]. 内燃机工程, 2004, 25(5): 69—71.
Zhong Zhiquan, Li Huayu, Yin Qi. Experimental study Of the effects of engine operating conditions on oii consumption[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2004, 25(5): 69—71. (in Chinese with English abstract)
- [9] 吴东兴, 夏兴兰, 卜安珍, 等. 柴油机机油耗的模拟分析[J]. 现代车用动力, 2008(2): 31—35.
Wu Dongxing, Xia Xinglan, Bu Anzhen, et al. Simulation

- of lubrication oil consumption in diesel engine[J]. *Modern Vehicle Power*, 2008(2): 31—35. (in Chinese with English abstract)
- [10] Ito A, Tsuchihashi K, Nakamura M. A Study on the mechanism of lubricating oil consumption of diesel engines -4th report: the measurement of oil pressure under the piston oil ring[C]//SAE Paper 2006-01-3440.
- [11] Kurbet S N, Malagi R R. Review On effects of piston and piston ring dynamics emphasis with oil consumption and frictional losses in internal combustion engines[C]//SAE Paper 2007-24-0059.
- [12] 姚仲鹏, 王新国. 车辆冷却传热[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2001.
- [13] Franz Maassen, Franz Koch, Markus Schwaderlapp. Analytical and empirical methods for optimization of cylinder liner bore distortion[C]//SAE Paper, 2001-01-0569.
- [14] 王兆文. 重载车用柴油机缸盖内冷却水流动分析及强化传热研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2008.
Wang Zhaowen. Research on the coolant flow and heat transfer enhancement in cylinder head of heavy-duty vehicle diesel engine[D]. Wuhan: Journal of Huazhong University of Science and Technology, 2008. (in Chinese with English abstract)
- [15] 柳迟隆, 村田聆. 内燃機関用シリンダブロック[C]//エンジンテクノロジー, 2000(2): 82—87.
Takashi Yanagisawa, Satoshi Murata. Cylinder block for internal combustion engines[C]//Engine Technology, 2000(2): 82—87. (in Chinese with English abstract)
- [16] Franz Koch, Paul Decker, Malte Loeprecht. Cylinder liner deformation analysis measurements and calculations[C]// SAE paper 980567: 1—10.
- [17] 杨陈, 郝志勇, 陈馨蕊. 热负荷对柴油机结构强度及密封性能的影响[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2010, 44(4): 756—760.
Yang Chen, Hao Zhiyong, Chen Xinrui. Thermal load influence on stress intensity and sealing performance of diesel engine[J]. *Journal of Zhejiang University: Engineering Science*, 2010, 44(4): 756—760. (in Chinese with English abstract)
- [18] 刘捷, 付光琦, 徐玉梁, 等. 缸套变形对柴油机颗粒物排放影响的试验与模拟[J]. 农业机械学报, 2008, 39(2): 6—10.
Liu Jie, Fu Guangqi, Xu Yuliang. Studies and simulation on influence of cylinder liner distortion on particulate matter emission in diesel engine[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2008, 39(2): 6—10. (in Chinese with English abstract)
- [19] 谷芳, 崔国起, 吴华杰. 基于流固耦合模型的柴油机冷却系统优化设计[J]. 汽车工程, 2012, 34(8): 675—678.
Gu Fang, Cui Guoqi, Wu Huajie. Thermal load influence on stress intensity and sealing performance of diesel engine[J]. *Automotive Engineering*, 2012, 34(8): 675—678. (in Chinese with English abstract)
- [20] 李婷, 俞小莉, 李迎, 等. 基于有限元法的活塞-缸套-冷却水系统固流耦合传热研究[J]. 内燃机工程, 2006, 27(5): 41—45.
Li Ting, Yu Xiaoli, Li Ying et al. FEA based piston-liner-coolant system fluid-solid coupling heat transfer[J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2006, 27(5): 41—45. (in Chinese with English abstract)
- [21] 雷基林, 申立中, 毕玉华, 等. 增压中冷柴油机活塞温度场试验研究[J]. 内燃机工程, 2007, 28(5): 41—44.
Lei Jilin, Shen Lizhong, Bi Yuhua et al. Experimental research on piston temperature field of a turbocharged intercooled diesel engine[J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2007, 28(5): 41—44. (in Chinese with English abstract)
- [22] 王希珍, 严兆大, 周军. 柴油机缸套热负荷评估的分析及实验研究方法[J]. 内燃机工程, 2001, 22(4): 62—65.
Wang Xizhen, Yan Zhaoda, Zhou Jun. Analytical and experimental method of thermal load estimation for diesel engine cylinder liner[J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2001, 22(4): 62—65. (in Chinese with English abstract)
- [23] 王虎, 桂长林, 赵小勇. 考虑冷却流场的缸套失圆耦合分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(4): 24—29.
Wang Hu, Gui Changlin, Zhao Xiaoyong. Numerical simulation of cylinder non-circular thermal deformation considering flow of cooling water[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2008, 39(4): 24—29. (in Chinese with English abstract)
- [24] 陈红岩, 李迎, 李孝禄. 柴油机流固耦合传热仿真研究[J]. 中国计量学院学报, 2006, 17(4): 284—288.
Chen Hongyan, Li Ying, Li Xiaolu. Simulation study on the fluid-solid coupled heat transfer of diesel engines[J]. *Journal of China Jiliang University*, 2006, 17(4): 284—288. (in Chinese with English abstract)
- [25] 杨万里, 许敏, 辛君, 等. 发动机缸盖耦合热应力分析[J]. 内燃机工程, 2007, 28(2): 47—50.
Yang Wangli, Xu Ming, Xin Jun et al. Coupling thermal stress analysis of engine cylinder head[J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2007, 28(2): 47—50. (in Chinese with English abstract)
- [26] 徐劲松, 毕玉华, 申立中, 等. 增压中冷柴油机冷却水套流动特性研究[J]. 汽车工程, 2010, 32(11): 956—961.
Xu Jinsong, Bi Yuhua, Shen Lizhong, et al. A study on the flow characteristics in cooling water jacket of turbocharged inter-cooled diesel engine[J]. *Automotive Engineering*, 2010, 32(11): 956—961. (in Chinese with English abstract)
- [27] 严兆大. 内燃机测试技术: 修订版[M]. 浙江: 浙江大学出版社, 1993.
- [28] Shohei Mikami, Koichi Ogino, Mitsumasa Sorazawa. Development of evaluation method for low-cycle fatigue

Study on cylinder liner hot deformation of turbocharged inter-cooled diesel engine

Bi Yuhua¹, Xiang Rong¹, Lei Jilin¹, Shen Lizhong¹, Zhang Peiyi¹, Song Guofu²

(1. Yunnan Province Key Laboratory of Engines, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China;

2. Kunming Yunnei Power Co., Ltd, Kunming 650500, China)

Abstract: Deformation of the cylinder liners, which was caused by inhomogeneous mechanical and thermal loads, mainly affects the performances of sealing, lubrication and wearing between piston assembly, and the cylinder liners and emission performance. It is significantly important for reducing oil consumption, oil emissions, and improving friction properties to control cylinder liner deformation and out-of-roundness. The characteristics of deformation caused by mechanical load was researched in the author's previous work. Therefore, there is a need to find out the distortion of liner caused by thermal load. In the present study, a coupled heat transfer model of the cylinder heads, the cooling water jacket, the cylinder liners, and the engine body of four cylinders, in-line, water cooling, turbocharged inter-cooled diesel engine was established by using the fluid-solid coupling heat transfer method. In this model, the external boundary conditions, which are difficult to determine on the fluid and solid contact faces, were translated into internal boundary conditions. The heat transfer in the solid and fluid was coupled by coupling the surfaces of the solid and fluid. Thus, the expected results of temperature distribution and coolant flow can be computed. The flow characteristics of coolant and the key point temperatures of the cylinder liners and cylinder heads were tested to correct the boundary conditions of flow and heat transfer. On the basis of correctional boundary conditions of heat transfer, the flow characteristics in the water jacket and heat transfer in the cylinder liners and cylinder heads were analyzed. Then, the steady-state heat transfer temperature distribution and the characteristics of thermal deformation of the cylinder liners were obtained.

The results indicate that the coolant flow and cooling are uneven due to the difference of water jackets for each cylinder. The flow velocity is gradually reduced from the first to the fourth cylinder, and the temperature is gradually increased. The temperature of the exhaust side is higher than that of the intake side. The temperature distribution of each cylinder liner is uneven because of inhomogeneous coolant flow and thermal load. The temperature of the top of the cylinder liners, which is located between two adjacent cylinders, is higher than the other parts of cylinder liner (the highest temperature is 195°C, which is located at the top of the third and fourth cylinder liners). Temperature gradually decreases from the top to the bottom of the cylinder liners. The temperature at the top of the liners, which has contact with the bodies, is high, and the temperature gradient is large. The temperature gradient decreases in the middle area of the liners surrounded by coolant. The temperature and gradient at the bottom area of the liners for each cylinder liner, which is located under the bottom dead center of the pistons, are similar. The synthetic thermal deformation of each cylinder liner is not uniform; deformations of the first and the fourth cylinder liner are larger. The maximum expansion of hot deformation is 0.216mm and located at 90° of the fourth cylinder on the flywheel end. The largest shrinkage deformation is -0.131mm and located in between the first and second cylinder. The trend of deformation at the radial section of the liners is different from the trend of synthetic deformation. The middle area of the liners, surrounded by coolant, mainly presents expansion deformation. Expansion deformation of the top and bottom of each liner, constrained by the body, is smaller. Each cylinder shows inhomogeneous radial deformation, which is just like the shape of a pea, and there is a symmetry between the second and the third cylinders, and between the first and the fourth cylinders respectively. Deformation of main and minor thrust face for each cylinder liner is relatively less, and the difference of deformation of each liner is also smaller.

Key words: diesel engines; cylinders; deformations; fluid-solid coupling; temperature distribution

(责任编辑: 鲍洪杰)