

结构与可靠性

某船用柴油机机体主轴承壁的有限元分析和结构优化

石磊¹, 张华兵², 李丽婷², 梁刚²

(1. 海军驻七一一研究所军事代表室, 上海 201108; 2. 七一一研究所, 上海 201108)

摘要: 考虑接触滑移模型, 选取典型特征工况并耦合映射动力学轴承载荷, 开展了轴承孔的变形分析以及结合面的相对滑移和主轴承壁的高周疲劳分析; 以此为依据对某直列 8 缸船用柴油机的机体主轴承壁结构进行了优化设计。结果表明: 优化后的主轴承壁的刚度得到明显改善, 主轴承孔变形更为均匀, 机体和主轴承盖结合面的相对接触滑移得到进一步减小, 降低了微动疲劳磨损的风险。

关键词: 柴油机; 主轴承壁; 相对滑移; 高周疲劳

中图分类号: TK423.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2016)06-0020-05

Finite Element Analysis and Structural Optimization of Main Bearing Block for a Marine Diesel Engine

Shi Lei¹, Zhang Huabing², Li Liting², Liang Gang²

(1. Naval Deputy Office of Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108;

2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: Considering contact slip model, analysis was carried out on the deformation of bearing holes, relative slip of faying face and high cycle fatigue of main bearing block as selecting the typical working condition and mapping dynamic bearing load. Based on the analysis results, structure optimal design was carried out on the main bearing block of a 8-cylinder in line marine diesel engine, which showed that the stiffness of the main bearing block was obviously improved, the deformation of bearing hole was more even, the relative contact slip between engine block and main bearing cap faying face became smaller, thus reduced the risk of fretting fatigue wearing.

Key words: diesel engine; main bearing block; relative slip; high cycle fatigue

0 引言

机体是整个柴油机的重要基础, 工作时主轴承壁除受到螺栓预紧、轴瓦过盈等装配载荷外, 主要承受由曲柄连杆机构带来的轴承负荷以及缸内燃烧压力形成的周期性交变负荷, 其引起的高周疲劳破坏危害极大。主轴承孔变形直接影响到轴承油膜状态, 进而影响曲轴的正常运转。此外机体与主轴承盖的结合面在周期交变载荷作用下产生微动摩擦,

容易引发磨损和疲劳。因此, 机体必须要有足够的强度和刚度, 以保证柴油机运行可靠。

在某款船用直列柴油机系列化设计过程中, 基于 6 缸机的应用经验, 开展了 8 缸机机体主轴承壁的设计优化。本文通过对初始方案的主轴承壁进行有限元计算, 从轴承孔变形, 结合面相对滑移, 高周疲劳强度三个方面进行对比分析, 确定了优化方案。

收稿日期: 2016-05-03

作者简介: 石磊(1982-), 男, 工程师, 主要研究方向为柴油机结构设计分析, E-mail: sparkle9454@163.com。

1 主轴承壁基本结构

该柴油机的机体采用倒挂式主轴承盖结构,通过 2 个主轴承螺柱以及 2 个横向螺柱将主轴承盖紧固于机体,形成一体,整个柴油机共 9 档主轴承,结构形式均相同,主轴承壁结构见图 1。

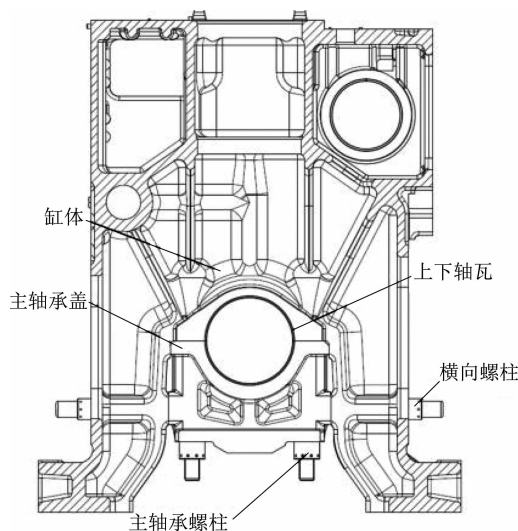


图1 主轴承壁示意图

2 计算模型

2.1 网格模型

研究表明^[1,2]:每档主轴承壁主要受本档轴承载荷及相邻两侧气缸最高燃烧压力作用的影响。计算选取最大主轴承负荷所在的轴承壁及与其相邻两档轴承壁的局部机体,并考虑与其紧密相连的 2 个完整气缸单元作为边界,建立了如图 2 所示的装配有限元模型。

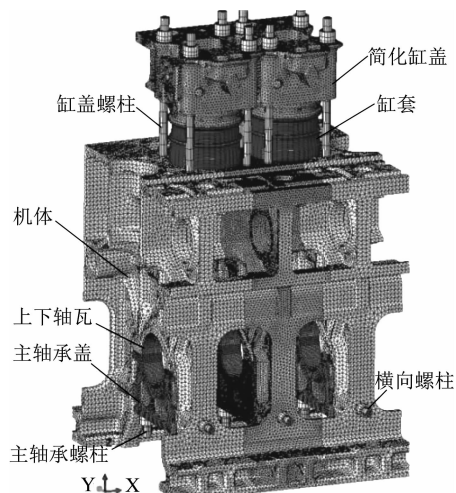


图2 网格模型

中间档是分析评估的重点,故对轴承孔和与轴承盖结合面的受力区域采用加密网格,其余则用较

粗网格,整个计算模型包含 80 万二阶单元、150 万节点。

装配状态时约束缸盖螺栓顶部,工作状态时约束机体底部平面,并在曲轴方向上的一侧约束轴向变形,另一侧耦合轴向变形(见图 3)。

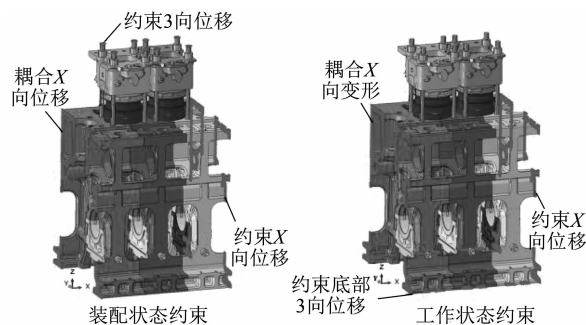


图3 模型约束示意

2.2 材料及接触设置

所有零件材料均设为线弹性材料,按不同零件设定相应材料的杨氏模量及泊松比。

采用 ABAQUS 有限元软件进行计算,其中主轴承盖结合面的滑移分析采用滑动摩擦模型(图 4),具体如下:

$$F_{\tau} \leq -\mu F_n \quad (1)$$

式中: μ 为摩擦系数, F_n 为接触面的法向力, F_{τ} 为接触面的切向力,当大于式(1)就会发生滑移。

按最恶劣的装配状态考虑:轴承盖-机体为最大侧隙接触,轴瓦-机体为最小过盈接触,缸套-机体为最大间隙接触,其它远离轴承孔的接触处理为绑定。接触关系示意图 5。

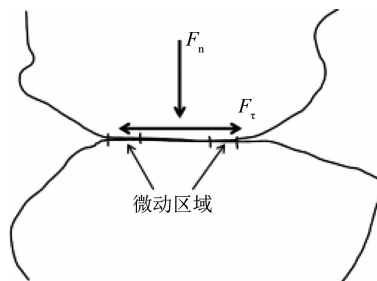


图4 滑动摩擦模型

2.3 主轴承孔圆度修复

将螺栓预紧力施加到相应的 2 个主轴承螺柱、2 个横向螺柱以及对应的气缸盖螺栓上。由于在螺栓未预紧状态时网格模型中主轴承孔为正圆,而预紧后主轴承孔会失圆(见图 6 虚线)^[3],为模拟实际机体在螺栓预紧状态下主轴承孔为正圆的情形,采用自行开发的 Python 程序对失圆后的主轴承孔节点坐标变换为正圆(见图 6 实线)。

2.4 载荷施加

基于 AVL EXCITE 软件完成曲轴动力学计算, 得到该柴油机超负荷工况下 9 档主轴承在一个循环内的载荷。通过对比分析 9 档轴承载荷一个工作循环内的最大值, 发现第 8 档轴承受载最大, 最恶劣, 其变化历程见图 7。故将第 8 档轴承载荷对应于计算模型的中间档主轴承壁, 将第 7、9 档轴承载荷对应于两侧主轴承。

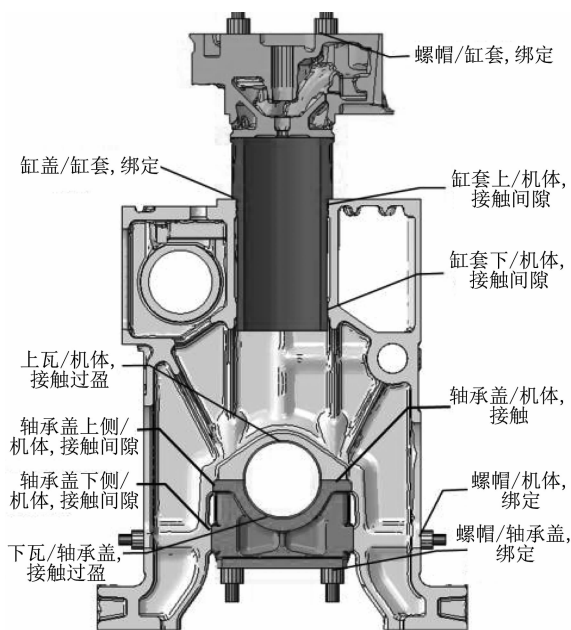


图 5 接触关系示意图

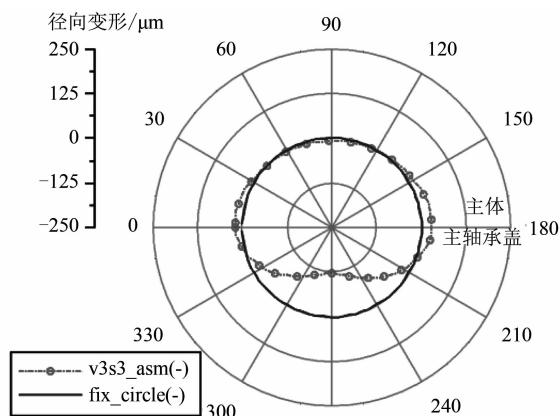


图 6 装配状态-第 8 档轴承孔变形

根据第 8 档轴承力和相邻 7、8 缸的最高燃烧压力在一个时间历程中的峰值, 挑选出了 5 个典型特征时刻 (见图 7)。

假设轴承与轴颈之间油膜压力按 120° 内余弦规律分布, 轴向按三次多项式分布。通过自行开发的 Python 载荷映射程序将上述 5 个典型时刻的主轴承分布影射至轴瓦内表面, 模拟油膜压力, 映射分布如图 8。同时将相邻的 7、8 缸对应的 5 个时

刻最高燃烧压力施加到火力面。

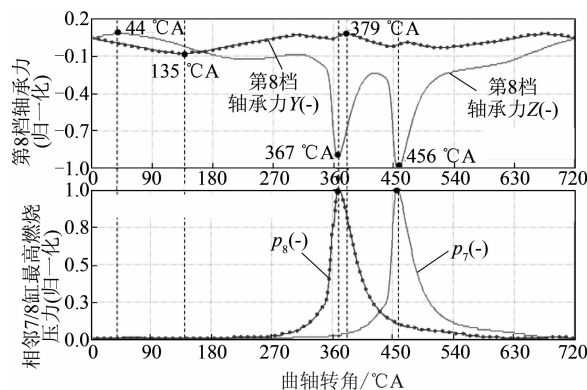


图 7 第 8 档-轴承力及相邻缸压变化曲线

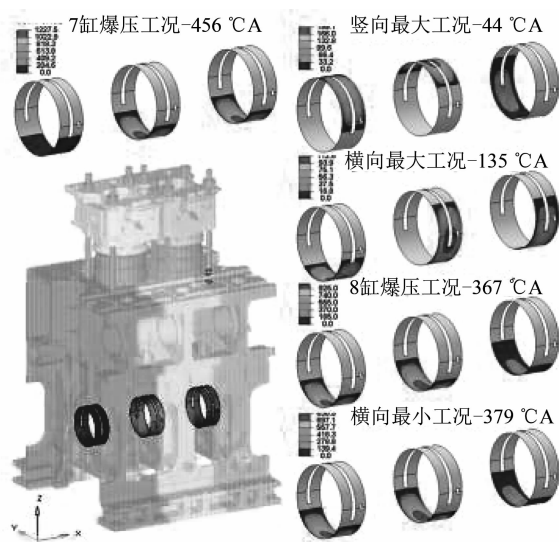


图 8 5 个典型特征时刻轴承映射分布

3 计算工况

按表 1 所示的计算工况开展计算, 分别模拟装配和实际受力状态。

表 1 计算工况列表

工况名称	边界约束	施加载荷
S1-主轴承预紧工况	装配状态	主轴承螺栓预紧力
S2-横向预紧工况		S1 + 横向螺栓预紧力
轴承孔整圆处理		改变节点不变应力
S3-缸盖螺栓预紧		S2 + 缸盖螺栓预紧力
S4-安装轴瓦工况		S3 + 轴瓦过盈量
5 个典型时刻工况	工作状态	S4 + 对应时刻的轴承载荷 + 爆压

4 初始方案计算结果

4.1 轴承孔变形

通过计算获得了中间档 (第 8 档) 轴承孔分别在相邻 2 缸发火时的变形情况, 见图 9。轴承孔上部、下部有不同程度的拉伸变形, 整体变形呈

“葫芦形”; 其中第 7 缸发火时轴承孔下部的变形量约为上部的 4 倍。

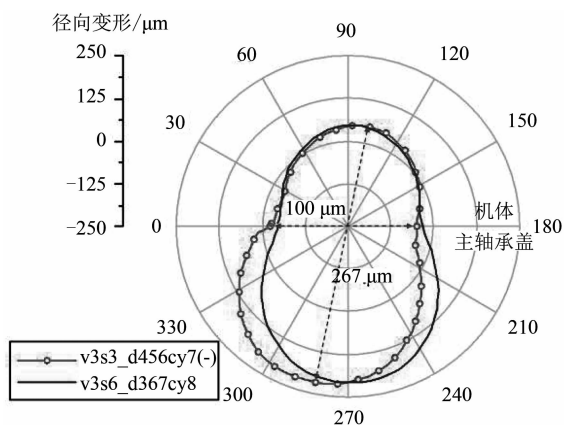


图 9 原始方案的第 8 档轴承孔变形

4.2 接触滑移

机体与主轴承盖结合面的微动程度采用相对滑移幅值来表征^[4,5]，定义为接触面上 2 个方向的滑移幅值差的平方和，见下式：

$$CSLIP_r = \sqrt{(CSLIP1_{\max} - CSLIP1_{\min})^2 + (CSLIP2_{\max} - CSLIP2_{\min})^2} \quad (2)$$

通过工作状态结果后处理，获得了初始方案机体与主轴承盖结合面的相对滑移幅值分布（图 10），结合面局部部位相对滑移超出了设计判据。

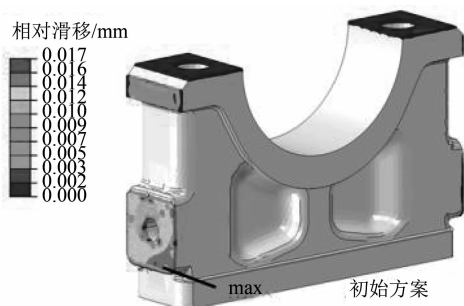


图 10 初始结合面的相对滑移

4.3 高周疲劳分析

基于材料 S-N 的多轴疲劳算法进行疲劳强度分析。将 5 个典型时刻应力状态结果导入疲劳分析软件，构成一个完整计算循环，考虑平均应力和应力梯度修正，材料疲劳参数和表面处理方式，存活率、离散度等因素，进行高周疲劳计算。其中机体、主轴承盖采用灰铸铁的材料海格图，见图 11。

机体与主轴承盖的高周疲劳安全系数分布见图 12，安全系数最小值为 2.35，分布在图示机体的加强筋部位。主轴承盖安全系数相对较小区域分布在下部及与机体横向结合区域。

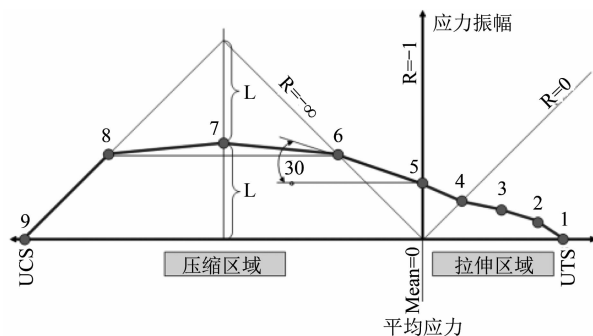


图 11 灰铸铁材料海格图

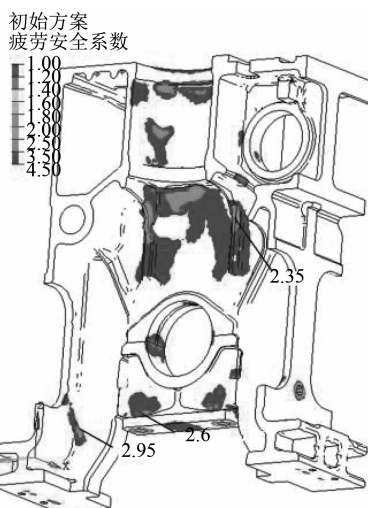


图 12 初始方案的安全系数分布

5 优化方案计算与分析

5.1 优化方案

根据初始方案的计算结果，尽管高周疲劳强度满足设计要求，但主轴承孔工作状态呈现“葫芦形”变形，机体与主轴承盖的最大相对滑移超出设计要求。说明主轴承盖刚度偏弱，机体刚度较强，在主轴承孔附近机体、主轴承盖刚度匹配不够合理。

结构优化的目标为：在高周疲劳安全裕度不降低，重量不增加的前提下，通过优化机体和主轴承盖使主轴承孔的工作变形更为均匀，保证机体与主轴承盖之间相对滑移的安全裕度。

故优化重点针对主轴承盖，通过增加高度，加大支撑筋等方法增加其刚度；对机体，则在主轴承孔附近应力值较低、安全系数较高的横隔板和侧板裙部进行局部减薄来适当降低刚度。设计优化方案见图 13，优化后的单档主轴承壁减重 5.5 kg。

5.2 轴承孔变形

优化局部刚度后，第 8 档轴承孔在相邻 7、8 缸发火时的变形见图 14。可见主轴承孔下部的变

形明显减小,与机体上部轴承孔的变形比较协调,整体呈上下拉伸的“椭圆形”变形。上下拉伸变形比降为原方案的 60%,而横向收缩变形减小约 50%,可靠工作的安全裕度得到提高。



图 13 优化前后机体、主轴承盖的结构对比

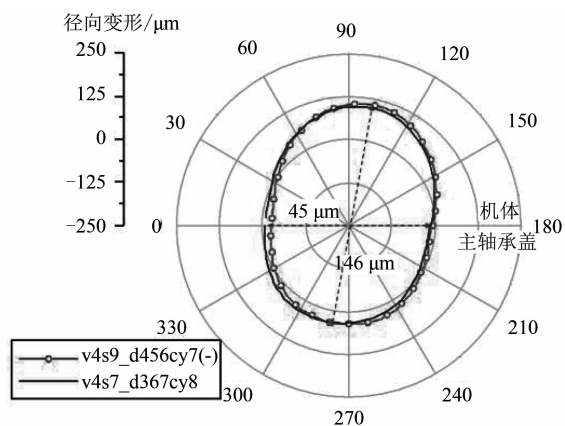


图 14 优化后的第 8 档轴承孔变形

5.3 接触滑移

随着机体、主轴承盖的刚度匹配优化,结合面的相对滑移幅度得到明显改善,数值降低到 65% (见图 15),达到了设计判据的要求,避免了由于微动摩擦引发磨损和疲劳的风险。

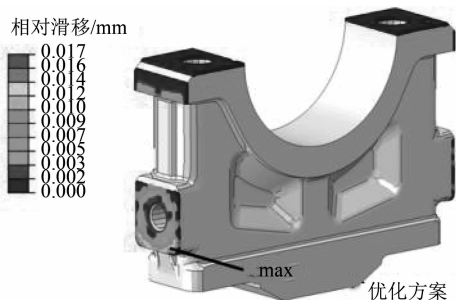


图 15 优化后结合面的相对滑移

5.4 高周疲劳分析

优化后的机体和主轴承盖的疲劳强度基本与初始方案相当,安全系数分布区域 (图 16) 与初始方案相似,最小安全系数出现于机体同一部位,数

值与初始方案很接近。在局部减薄的横隔板部位,安全系数稍有降低但仍处于较大数值 (大于 4.5);在局部减薄的侧板裙部,最小安全系数由 2.95 降低到 2.55,满足设计要求。而优化后的主轴承盖最小安全系数稍有提升。

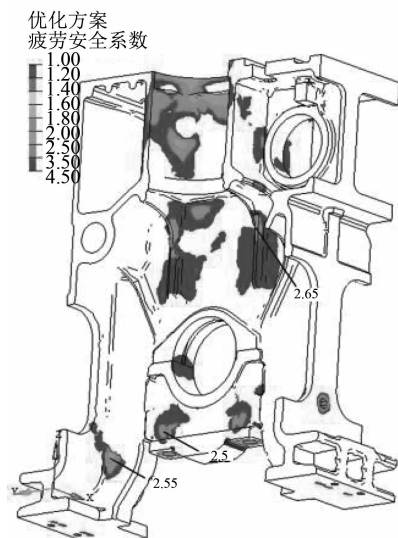


图 16 优化后的疲劳安全系数分布

可见,通过优化局部结构满足了设计要求,达到了以下效果:

- (1) 优化后的主轴承壁刚度略有降低;
- (2) 高周疲劳安全系数的最小值保持相当水平,安全系数分布区域基本相似;
- (3) 轴承孔的变形较原方案的变形均匀,横向收缩量减小约 50%,竖向拉伸量减小约 60%;
- (4) 主轴承座结合面的接触滑移得到改善,降低为 65%,避免了微动疲劳磨损的风险。

6 结 论

通过建立接触滑移有限元模型,耦合动力学轴承载荷,开展了机体主轴承壁的轴承孔变形、结合面相对滑移、高周疲劳强度的优化分析,得到以下结论:

- (1) 采用自行开发的 Python 程序,可实现主轴承圆度修复处理,获取机体与主轴承盖结合面相对滑移幅值分布,为船用柴油机机体主轴承壁刚度评估提供了工具。
- (2) 优化后的主轴承壁刚度匹配合理,强度满足设计要求,实现了优化目标。
- (3) 为提高主轴承结构可靠性设计提供了参考和借鉴。

(下转第 37 页)

消防水泵和轴带电机, 船员担心两轴系功率不均, 导致船舶航行时偏航。事实是: 该船采用了可调距螺旋桨, 在两舷主机转速相同, 螺距相同的情况下, 两轴系功率是相同的。为彻底打消船员关于轴功率不平衡的顾虑, 且有助于早期发现主推进系统异常故障, 在该船上安装了一套轴功率监测系统。

3.3.1 轴功率监测系统原理

轴功率是通过间接测量轴系扭矩和转速后计算得出。轴系扭矩通过粘贴在轴系上的应变片测得, 扭矩信号无线发射到固定的接收器; 轴系转速通过转速传感器测得; 通过设置轴功率监测机箱, 读取轴系扭矩、轴系转速并计算出轴功率数值。

3.3.2 轴功率监测系统设备组成及特点

轴功率在线监测系统是一个多通道、非接触式遥测系统, 可以实时监测船舶推进轴系的转速、扭矩、功率及功率匹配状态。轴功率监测系统由应变片、转速传感器、无线发射和接收模块、保护罩、机旁监测机箱等组成, 如图 4 所示。

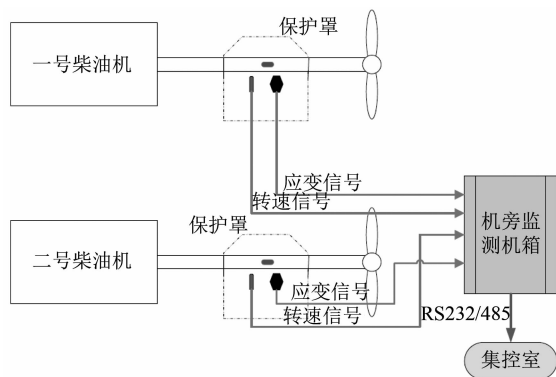


图 4 轴功率监测系统组成

轴功率监测系统的主要特点有: 体积小、精度高、动态范围大、量程配置灵活、安装无须对轴体进行机械改造和拆解; 同时, 配合数字无线遥测技术, 具有极强的抗干扰能力, 可在保证精度和频响的前提下, 很好地满足在线监测的需要。其所有的监测信号送入轴功率实时监测器进行运算、显示、设置、存储和报警等处理, 适用于对轴系进行长时间连续监测^[5]。

4 结 论

本文针对唐山 1 000 吨级船主推进系统的差异性需求, 对该系统中的主推进冷却系统、艏轴艏管润滑、轴功率平衡等进行了优化设计。目前该船已投入使用 2 年, 主推进系统运行正常, 且维护简便。该船主推进优化设计可为类似船舶主推进系统设计提供借鉴和参考。

参考文献

- [1] 周庆波, 谭琨, 邱爱华, 等. 某船双机并车主推进系统集成设计研究 [J]. 柴油机, 2014, 36 (6): 26 - 29.
- [2] 中国船舶及海洋工程设计研究院. 唐山 1000 吨级船主推进系统设计 [R]. 2011.
- [3] MAN Diesel & Turbo. L27/38 - VBS Project Guide [R]. 2012.
- [4] 商圣义. 民用船舶动力装置 [M]. 北京: 人民交通出版社, 1996.
- [5] 中国船舶重工集团公司第七一一研究所. 轴功率监控系统使用说明书 [R]. 2012.

(上接第 24 页)

参考文献

- [1] 郑康, 郝志勇, 张焕宇. 柴油机机体强度分析与主轴承座疲劳寿命预测 [J]. 汽车工程, 2013, 35 (4): 358-363.
- [2] 杨万里, 许敏, 邓晓龙, 等. 发动机主轴承座结构强度分析研究 [J]. 内燃机工程, 2007, 28 (1): 31-34.
- [3] 王磊, 廖日东. 安装状态下柴油机主轴承孔及主轴瓦变形计算研究 [J]. 内燃机工程, 2013, 34 (6): 70-75.
- [4] 赵俊生, 杜平, 樊文欣. 柴油机连杆衬套微动特性研究 [J]. 机械强度, 2015, 37: 209-213.
- [5] CHO S S, SHIN C S, LEE C S, et al. Assessment of an engine cylinder head-block joint using finite element analysis [J]. International Journal of Automotive Technology, 2010, 11 (1): 75-80.