

结构与可靠性

船用柴油机主轴承盖对轴承油膜润滑的影响研究

李 梅, 武宪磊, 巫立民, 梁 刚

(七一一研究所, 上海 201108)

摘 要: 基于 AVL Excite PU 软件, 采用弹性流体动力学耦合有限元法对某 20V 船用柴油机主轴承油膜进行了仿真分析。研究了不同材料、不同结构的主轴承盖对油膜润滑工作状态的影响。结果表明: 同样结构的主轴承盖, 采用铁材料比钢材料对轴承润滑更加有利; 主轴承盖承压面两侧挖槽, 在保证刚度的前提下, 可以有效降低主轴承边缘压力峰值和平均热载峰值。

关键词: 船用柴油机; 主轴承盖; 结构; 油膜

中图分类号: TK423.3⁺1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2017)03-0025-03

Research on the Effects of Main Bearing Caps on Bearing Oil Film Lubrication

Li Mei, Wu Xianlei, Wu Limin, Liang Gang

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: Based on AVL Excite PU software, the main bearing oil film of a 20V marine diesel engine was analyzed using elastic hydrodynamics coupling with FEA method. How the different materials and different structures of main bearing caps worked on the working performance of oil film lubrication was studied. The results indicated that the main bearing caps with the same structure could get better lubrication performance using iron as the material than using steel; slotting the pressure surface of the main bearing could effectively reduce edge pressure peak and average thermal load and keep the stiffness level unchanged.

Key words: main diesel engine; main bearing cap; structure; oil film

0 引 言

柴油机主轴承是主要的摩擦副之一, 承受着很高的动载荷, 工作条件恶劣。随着柴油机强化指标不断提高, 主轴承承受越来越重的载荷, 这对轴承油膜的工作特性提出了更高的要求。对柴油机主轴承而言, 设计目标是使主轴承能在负载更高, 油膜更薄的条件下工作^[1]。轴承盖是主要承受轴承载荷的零件, 对轴承油膜润滑的工作特性有较大的影响。

传统评价轴承工作特性的指标是比压, 该指标仅反映负荷的影响, 对于油膜实际形成的因素, 如有效角速度、轴承间隙、轴承工作温度、滑油黏度等无法考虑。随着润滑理论和有限元技术的进步,

目前已采用多学科耦合计算柴油机动压滑动轴承油膜。弹性流体动力学 (EHD) 耦合有限元技术计算主轴承油膜的模型中包含了动压滑动轴承润滑基本方程和粗糙接触方程, 考虑了油膜与轴承座之间的载荷传递作用, 轴瓦与轴颈的弹性变形引起的轴承间隙变化, 轴颈的轴心轨迹引起的轴承间隙变化, 也考虑了轴承工作过程中的几种润滑形式, 如轴承副干摩擦、混合摩擦、液体摩擦、边界摩擦, 是较为精准的计算模型。利用该模型计算得到的最大油膜压力、热载等结果比传统的指标比压更能真实地反映轴承的润滑特性。本文采用该模型计算某 20V 柴油机主轴承的油膜工作特性, 对比了不同材料、不同结构轴承盖的轴承油膜工作特性; 计算结果反映了不同支撑刚度的轴承盖对油膜的影响; 为

收稿日期: 2016-10-12;

作者简介: 李梅(1980-), 女, 工程师, 主要研究方向为内燃机结构设计及仿真, E-mail: limei@csic711.com。

确定轴承盖优化设计方案提供了依据。

1 柴油机整机多体动力学建模

主轴承油膜 EHD 计算模型的轴承摩擦副间作用方式包括：完全液动润滑、混合润滑和粗糙干接触。计算公式如下。式 (1) 为扩展的雷诺方程，方程左边两项描述了径向滑动轴承沿周向和轴向的油膜压力分布，方程右边描述了轴颈在轴承孔中心的旋转效应和挤压效应。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{12\eta} h^3 \theta \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{12\eta} h^3 \theta \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \theta \frac{u_1 + u_2}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + h \frac{u_1 + u_2}{2} \frac{\partial \theta}{\partial x} + \frac{\partial(\theta h)}{\partial t} \quad (1)$$

式中：\$p\$ 为压力；\$\theta\$ 为填充率；\$h\$ 为间隙高度；\$\eta\$ 为黏度；\$u_1\$ (\$u_2\$) 为轴颈 (瓦) 的周向速度；\$x\$ (\$z\$) 为周向 (轴向) 坐标；\$t\$ 为时间。

主轴承 EHD 计算油膜厚度 \$h(\theta)\$ 的公式如式 (2) [2]。

$$h(\theta) = h_{\min}(\theta) + \Delta h(\theta) + \delta h(\theta) + \sigma h(\theta) \quad (2)$$

式中：\$\Delta h\$ 为刚性轴颈和衬套表面各点油膜厚度与 \$h_{\min}\$ 的差；\$\delta h\$ 是表面粗糙度引起的油膜厚度；\$\sigma h\$ 是与压力分布相关的弹性位移函数。

粗糙接触压力 \$P_a\$ 表达式如式 (3)，其中：弹性系数 \$\kappa\$ 越大，粗糙接触压力越大；弹性系数与弹性模量及粗糙度有关。

$$P_a = \kappa F_{\frac{1}{2}}(H_s) \quad (3)$$

式中：\$H_s\$ 为膜厚比；\$F_{\frac{1}{2}}(H_s)\$ 为与膜厚比相关的方程；\$\kappa\$ 为弹性系数。

计算对象为 20V 柴油机主轴承，采用 AVL EXCITE PU 发动机专业软件建立整机的多体动力学模型，模型包括弹性体、刚体、连接体三种类型。为保证计算精度，同时尽量减小计算规模，机体部件、曲轴采用弹性体 (图 1)；活塞、连杆部件采用简化模型。

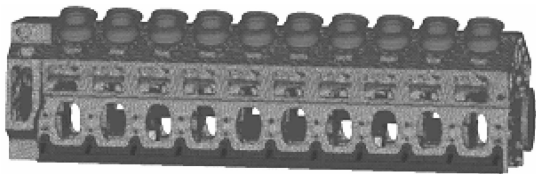


图 1 机体与曲轴弹性体模型

主轴承 EHD 多体动力学计算模型如图 2 所示。建模过程主要包括：有限元模型前处理、弹性体模型动静态缩减、动力学模型建模、EHD 轴承单元建模。机体有限元模型包括：缸体、主轴承盖、缸

套、支脚、轴瓦、轴承盖及螺栓，单元数为 1 217 499，节点数为 2 172 220。曲轴建模采用三维自动识别工具 Autoshaft 和 Shaftmodel 轴系建模工具，建立曲轴动力学结构模型，并计算刚度及质量矩阵。EHD 轴承单元设置主轴瓦油槽、油孔、轴瓦表面粗糙度等形貌参数及滑油特性等，使计算模型能尽量反映轴承油膜形成的影响因素。

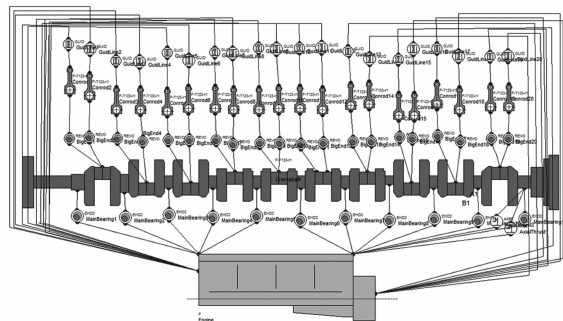


图 2 主轴承 EHD 多体动力学模型

2 主轴承盖设计方案

高指标柴油机的主轴承所承受的载荷和冲击都比较大；而对于多缸、长轴的 20V 柴油机来说，曲轴整体的弯曲变形较大，主轴承两端的主轴承边缘载荷较大。因此，设计了不同结构的主轴承盖，控制轴承盖的径向支撑刚度分布，以保证轴承盖刚度满足承载要求，并能缓冲载荷冲击。

轴承盖的结构设计方案见图 3，方案二、三的外形尺寸相同；方案一的轴承盖除了底部大圆弧结构外，高度与方案二、三相同；承压面两侧边缘处的凹坑尺寸不同；方案四与前三个方案相比，最主要的区别是在凹坑中间部位增加了加强筋，轴承盖总高度与方案二、三相同。根据以上方案特点，方案一整体支撑刚度最好，方案二次之，方案三和方案四最弱。

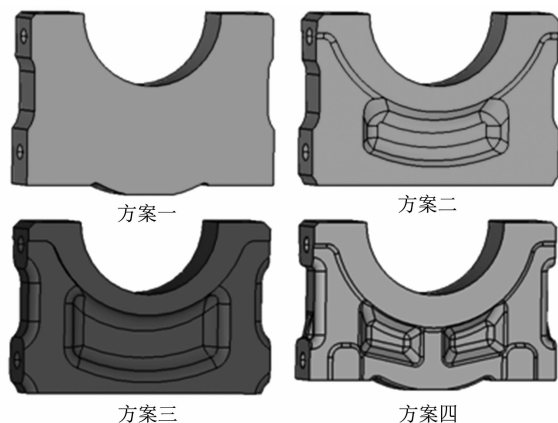


图 3 主轴承盖结构设计方案

3 主轴承油膜润滑计算结果

3.1 不同材料主轴承盖的油膜计算结果

相同结构设计方案的主轴承盖,采用不同材料时其刚度不同。铁材料的弹性模量比钢材的小19%,即结构相同的主轴承盖,钢质主轴承盖比铁质主轴承盖抵抗变形的能力强、刚度大。采用如图3所示方案二的主轴承盖,分别计算钢质、铁质主轴承盖的油膜润滑。轴承压力如图4所示(从自由端到飞轮端的编号分别为1~11号主轴承),与铁质主轴承盖相比,采用钢质主轴承盖时,第2、5、9主轴承的总压力升高,峰值压力最大值升高了11.3%。

采用不同材料主轴承盖的轴承热载结果如图4所示。第1档和第11档主轴承热载较高。与铁质主轴承盖相比,采用钢质主轴承盖时,第1档和第11档轴承的热载升高幅度较大,第11档主轴承的热载升高最多,达71.9%,且幅值为2 200 ($\text{mW} \cdot \text{mm}^{-2}$),已经超出了正常范围。

主轴承刚度增大,受到载荷冲击后,变形相对小,轴承中的油膜厚度小,油膜吸收载荷的能力弱,加上曲轴的弯曲变形,两端的主轴承内侧通常粗糙接触较多、热载较高。综合比较主轴承油膜的总压力和热载,该20 V柴油机主轴承盖采用铁材料更好。

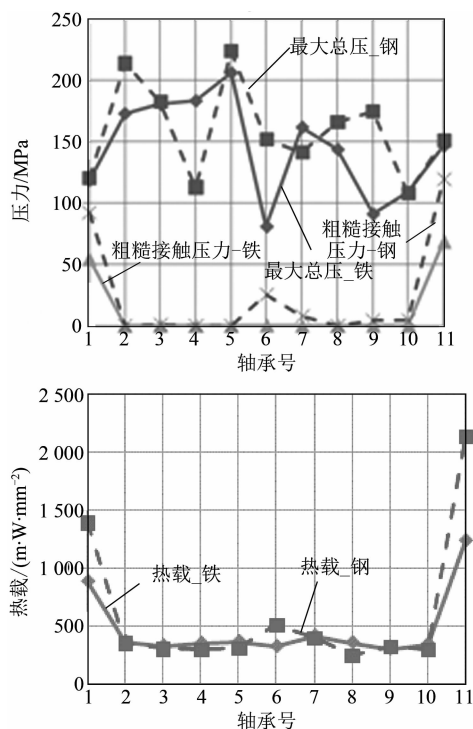


图4 各档主轴承压力和热载(不同轴承盖材料)

3.2 不同结构主轴承盖的油膜计算结果

根据3.1节的分析,同样结构的主轴承盖,刚度越大,两端的主轴承油膜边缘热载越高,但刚度不足又对可靠性设计带来隐患。为了研究不同轴承盖结构方案的可行性,分别采用图3的主轴承盖结构方案进行轴承油膜润滑计算。计算结果如图5所示,显示:总压峰值出现在第5主轴承;各档主轴承的总压峰值从高到低依次为方案一、四、二、三;方案一在承载方向上的刚度最大,总压峰值最高,为238 MPa;方案二、三的总压峰值较接近,为214 MPa,比方案一减小了10%。

各档主轴承热载峰值出现在第11档,从高到低依次为方案一、四、二、三,其中方案四和方案二较为接近,方案三的热载比方案一降低了53%,比方案四降低了30.2%、比方案二降低了29.9%。

主轴承总压峰值在中间主轴承最低;第5档主轴承总压最高;两端的主轴承即第1档和第11档主轴承热载最高。

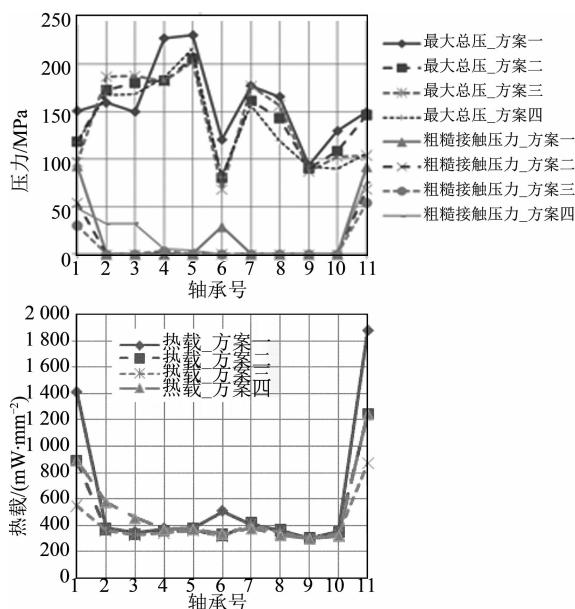


图5 各档主轴承压力和热载(不同轴承盖结构)

第11档主轴承的热载分布如图6所示,热载较高的区域集中在轴承内边缘(即远离飞轮端的一边);不同轴承盖结构方案对主轴承热载分布影响不大,但对热载的峰值影响较大。

4 结论

通过对比计算分析20 V柴油机不同材质、不同结构主轴承盖的油膜润滑情况,研究了主轴承盖对油膜润滑的影响。

(下转第34页)

3.2 调整监控窗口

通过一段时间的试生产,优化拧紧参数等,改进工艺方案。燃油道螺塞的拧紧角度监控范围最终调整为 $9^{\circ} \sim 22^{\circ}$ 。满足功能要求。

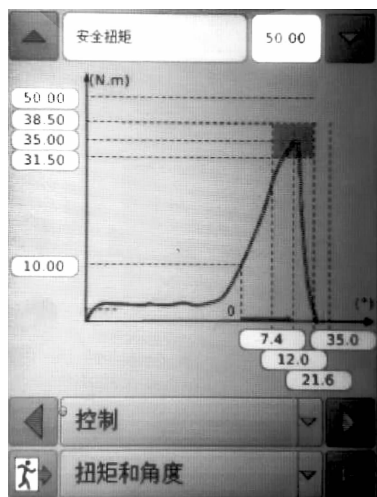


图 6 设备参数控制界面

(上接第 27 页)

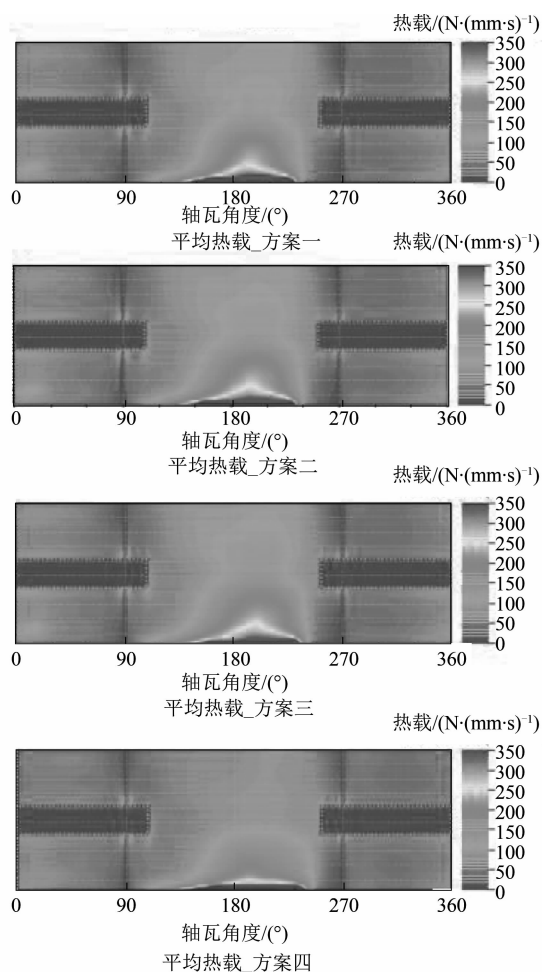


图 6 第 11 档主轴承平均热载 (不同轴承盖结构)

4 结 论

未来的装配行业发展趋势是精细化、数字化和自动化。目前很多企业都已购置了带有角度监控的拧紧设备,硬件上具备能力。本文介绍的方法有效易行,其他类似密封连接结构的安装也可借助此方法进行过程控制,进一步提高软连接或中性连接的装配水平,提高装配过程质量控制能力,达到节省生产过程中的管理和人员成本,降低质量风险的目的。

参考文献

- [1] 杨重法. JMP 统计分析教程 [M]. 海口: 海南出版社, 2011.
- [2] DEUTZ 公司. H 0385-6 丝堵的拧紧力矩和图纸标注 [S]. 2007.
- [3] 国家技术监督局. 螺纹紧固件紧固通则: GB/T 16823. 2 [S]. 北京: 中国标准出版社, 1997.

(1) 轴承盖的径向支撑刚度对两端的主轴承边缘热载和峰值压力影响较大,但对分布影响不明显。本文所计算的 20 V 曲轴较长,柔度较大,两端的主轴承边缘载荷相对较高,轴承盖径向支撑刚度越大,轴承边缘的粗糙接触越多,摩擦引起的热载会导致主轴承温度升高,对可靠性带来隐患。

(2) 该 20V 柴油机主轴承盖选用铁材料比钢材料更合适。选用钢材料时,柴油机自由端和飞轮端的主轴承平均热载较高;而选用铁材料后,总压峰值降低了 11.3%,平均热载下降了 41.8%。

(3) 主轴承盖边缘处挖槽,使轴承边缘的刚度降低,弹性变形增大,可以有效降低轴承的边缘压力峰值和轴承平均热载峰值。对比不同主轴承盖的结构设计方案,该设计使主轴承总压峰值最大降低了 13%,热载峰值最大降低 53%。

参考文献

- [1] 刘利平. 不同工况下内燃机曲轴轴承润滑性能的研究 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2010.
- [2] 童宝宏, 桂长林, 孙军, 等. 计入热变形影响的内燃机主轴承热流体动力润滑分析 [J]. 机械工程学报, 2007, 43 (6): 180-185.
- [3] CHAMMAS R E, CLODIC D. Combined cycle for hybrid vehicles [C]. SAE 2005-01-1171, 2005.