

结构与可靠性

大功率 V 型柴油机主轴承座结构强度模拟分析

毛平安, 黄第云, 蓝宇翔, 杨占林

(广西玉柴机器股份有限公司, 广西 玉林 537005)

摘要: 建立了包括机体、主轴承座、曲轴、轴瓦及紧固螺栓的大功率 V 型柴油机主轴承座有限元分析模型, 分别对螺栓预紧、轴瓦过盈、动压力三种工况下, 主轴承座的应力和疲劳、轴瓦背压以及主轴承孔变形等情况进行分析。进一步的疲劳分析表明: 设计方案中的主轴承座满足结构强度要求。

关键词: 大功率 V 型柴油机; 主轴承座; 结构强度; 有限元分析

中图分类号: TK423.3⁺1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2019)04-0030-05

Simulation Analysis on the Structure Strength of
Main Bearing Seat of a Large V Type Diesel Engine

Mao Pingan, Huang Diyun, Lan Yuxiang, Yang Zhanlin

(Yuchai Machinery Co., Ltd., Guangxi Yulin 537005)

Abstract: The FEM model of a large V type diesel engine was established, including engine body, main bearing seat, crankshaft, bearing and fastening bolt. The stress and fatigue of main bearing seat, bearing back pressure, deformation of main bearing hole were analyzed under three conditions respectively, which were bolt pretightening, bearing interference, dynamic pressure. Further fatigue analysis show that the new designed main bearing seat meets with the requirement of structure strength.

Key words: large power V type diesel engine; main bearing set; structure strength; FEM analysis

0 引言

大功率 V 型柴油机运行过程中, 在 V 型两列气缸压力的交替作用下, 主轴承座承受剧烈的交叉载荷。与直列发动机有所不同, 这些载荷包括: 螺栓预紧载荷、轴瓦过盈载荷、曲轴动载荷以及热负荷等。对主轴承座的评价内容也较复杂, 包括: 各工况下的变形情况、各工况下的应力情况、滑移表面的滑动情况等。因此, 在内燃机设计阶段, 须对主轴承座进行多工况分析, 评估其结构强度及变形等指标^[1-4]。

1 机型参数及分析模型

所分析的大功率 V 型柴油机技术参数如表 1

所示。

表 1 发动机技术参数

型号	12VP
型式	V 型 12 缸、四冲程、水冷、 增压、空对空中冷
功率/kW	1 100
压缩比	17.5:1
着火顺序	左 1-5-3-6-2-4 右 6-2-4-1-5-3
点火方式	电控

1.1 计算模型

计算有限元模型包括气缸体、主轴承盖、上下主轴承瓦、主轴承螺栓、横拉螺栓、缸盖螺柱、曲轴。为了方便计算及根据实际受力情况, 模型分别选取第 1、2、6、7 主轴承座 (即 MB1、MB2、

收稿日期: 2018-09-16; 修回日期: 2019-01-04

作者简介: 毛平安(1977-), 男, 工程师, 主要研究方向为柴油机设计, 13877554113@163.com。

MB6、MB7)，然后通过实体合并，作为一个整体进行分析；曲轴简化为直径等于主轴颈的圆柱体。有限元网格用 Simlab 和 HyperMesh 软件划分，单元类型采用 10 节点四面体 C3D10M。在 Abaqus/CAE 里施加边界条件，用 Abaqus 求解。模型的节点数及单元数见表 2。总单元数 1 324 480，总节点数 2 289 516。

表 2 各零件单元数和节点数

零件	单元数 (合计)	节点数 (合计)
气缸体	664 984	1 175 748
主轴承盖	137 172	237 064
主轴瓦	42 204	71 216
主轴承螺栓	108 432	184 920
横拉螺栓	28 040	47 544
缸盖螺栓	300 204	502 164
曲轴	43 444	70 820

1.2 边界条件

首先须计算出作用在主轴承座上的载荷，可通过 AVL-excite 的 EHD（弹性液体动力学）计算得到。定义载荷的坐标方向（如图 1），原点在后端主轴承中心， x 向由前端指向后端，垂直方向为 z 向。定义坐标：原点在后端主轴承中心， x 向为左侧气缸方向， y 向为右侧气缸方向。

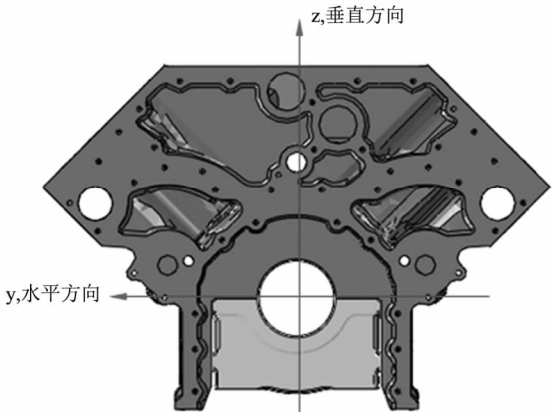


图 1 载荷坐标系

根据分析需要，每档轴承须得到 4 种工况峰值，如图 2 ~ 图 3。

在各档主轴承中心创建参考点 rp ，该点与该档曲轴在两轴承中间的端面处圆心位置 1/3 半径区域建立 MPC（Multi-point constraints）连接，即各档轴承载荷通过各档 rp 点来施加，以 V 型左右两缸的轴承力的合力方向作为施加方向，如图 4。

2 应力分析

主要分析框架承受螺栓预紧力后，框架和刚体

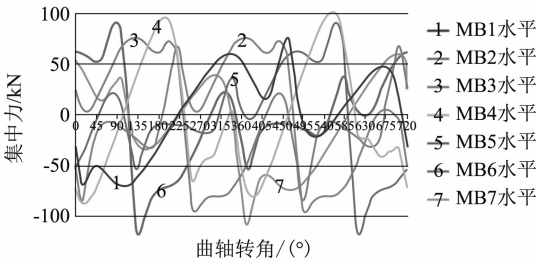


图 2 水平方向各档轴承集中力曲线

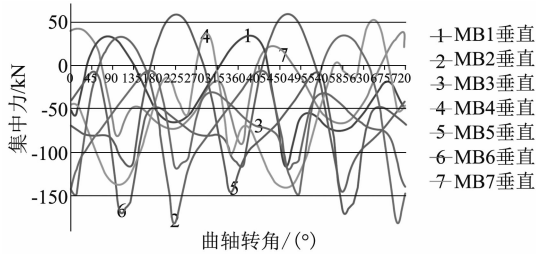


图 3 垂直方向各档轴承集中力曲线

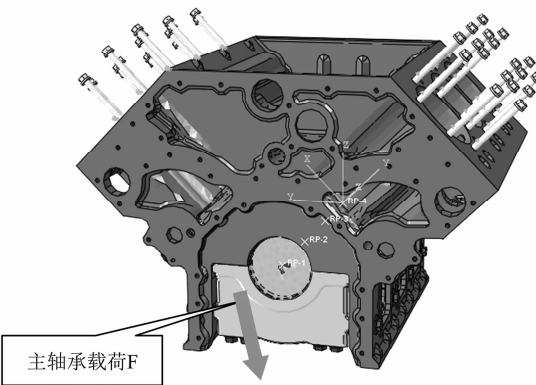


图 4 边界条件示意图

局部区域的变形和应力情况。施加螺栓预紧载荷后，主轴承孔会产生较大的变形（图 5）。轴瓦过盈工况主要分析主轴承座的应力、变形及轴瓦背压情况，考核主轴承在该工况下的强度、轴孔变形及轴瓦滑移情况（图 6）。

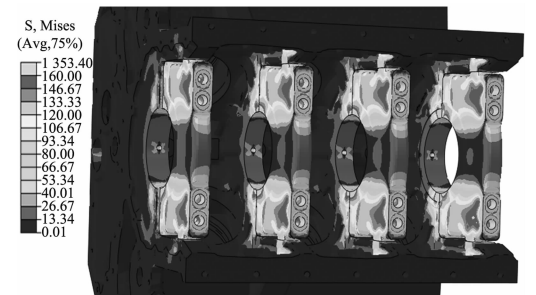


图 5 横拉螺栓预紧力工况应力云图

曲轴系承受的最大载荷为最高燃烧压力，该压力最终将通过曲轴传递至主轴承座。因此，要校验主轴承座承受发动机最高燃烧压力时的变形和强度

情况。对一个循环工况下 28 个曲轴转角轴承载荷进行应力分析, 图 7 为曲轴转角为 19° 时的应力云图, 其它转角因篇幅有限未列出。

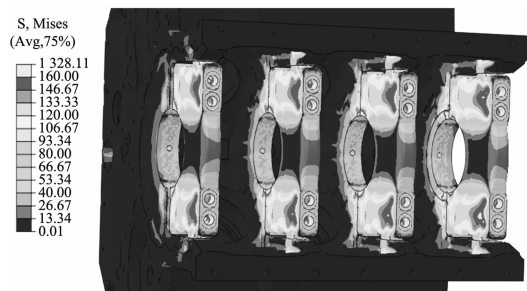


图 6 最大轴瓦过盈工况应力云图

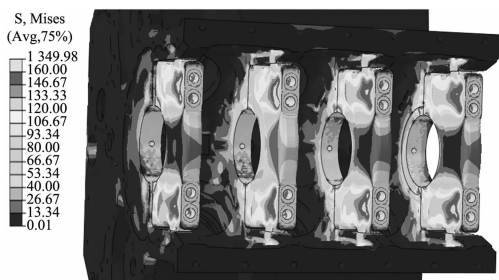


图 7 曲轴转角 19° 时的应力云图

3 疲劳分析

将应力结果导入 FEMFAT/TransMAX 模块, 计算高周疲劳。循环工况为上述应力分析中的 28 个曲轴转角轴承载荷步。图 8 为气缸体材料 HT250 参数设置 (存活率 97.5%), 图 9 为主轴承盖材料 QT600 参数设置 (存活率 97.5%)。

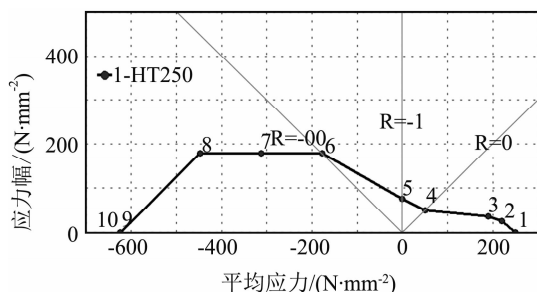


图 8 气缸体材料疲劳曲线

根据疲劳计算结果 (图 10 和图 11), 气缸体主轴承座左后端安全系数及主轴承盖安全系数均大于 1.1 (国际著名发动机咨询机构 AVL 公司的推荐值), 符合设计要求。

4 轴瓦背压及主轴承孔变形

按照最小过盈量计算得出主轴承瓦的背压, 如图 12 所示, 可以看出: 轴瓦大部分区域背压大于

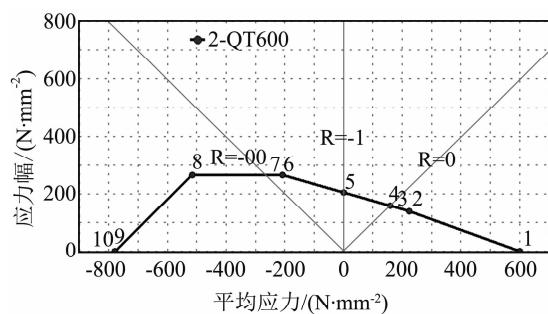


图 9 主轴承盖材料疲劳曲线

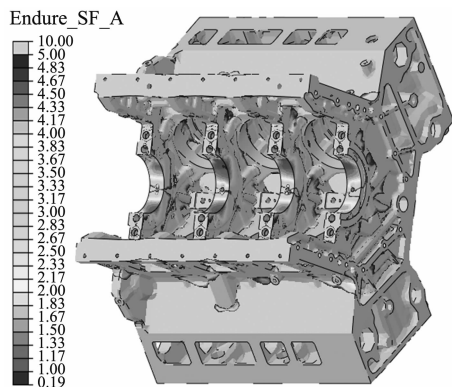


图 10 气缸体主轴承座左后端安全系数云图

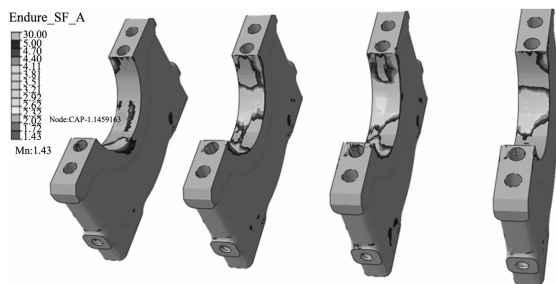


图 11 主轴承盖安全系数云图

9.8 MPa, 满足大于 8 MPa 标准要求。



图 12 最小过盈工况下轴瓦背压

主轴承孔变形与其受到的合力大小与方向 (定义见图 13) 有关, 本文选取最大合力的工况点进行分析。各档主轴承孔变形情况如图 14 ~ 图 19 所示, 在结果文件 ODB 中主轴承座孔中心位置建立圆柱坐标系, 按图所示圆周方向依次选取气缸体、主轴承盖上节点为路径 (注: 每档须选择两

条对称路径，一条靠近气缸体前端，另一条靠近气缸体后端)，及气缸体和主轴承盖在圆柱坐标系下的 U1 变形，将气缸体和主轴承盖上直径方向上对应两节点的变形相加，得到主轴承座孔径向变形量。

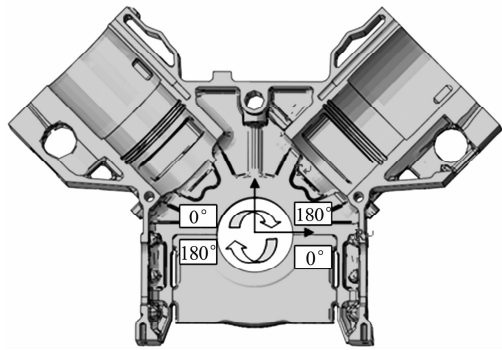


图 13 主轴承孔变形方位

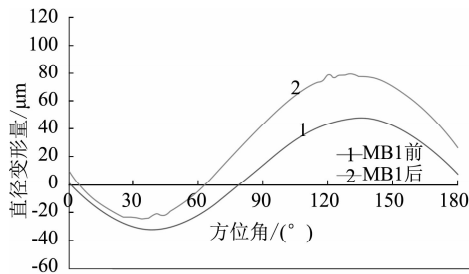


图 14 CA464 第 1 档主轴承孔变形

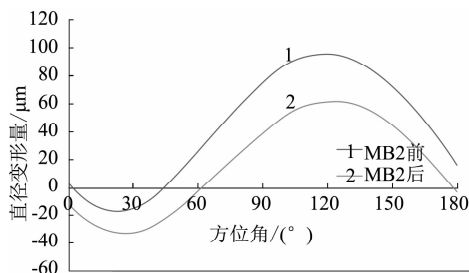


图 15 CA224 第 2 档主轴承孔变形

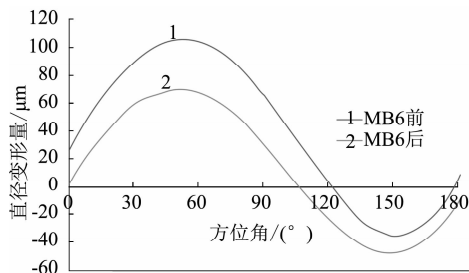


图 16 CA127 第 6 档主轴承孔变形

在以上变形曲线中可以看到：第 6 缸水平负方向（向右）最大载荷工况（CA137）下的径向收缩量最大，其变形云图如图 20。

主轴承孔/主轴颈（带轴瓦）径向装配间隙为

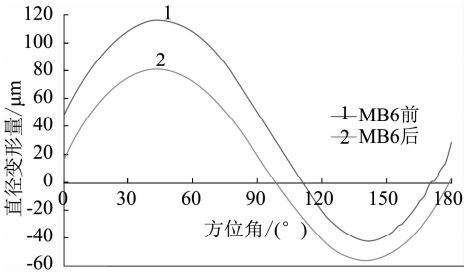


图 17 CA137 第 6 档主轴承孔变形

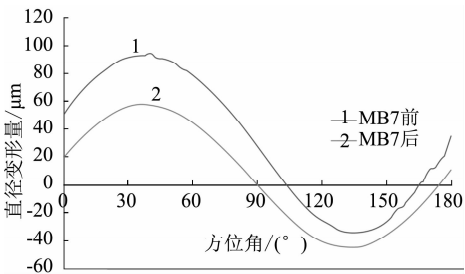


图 18 CA371 第 7 档主轴承孔变形

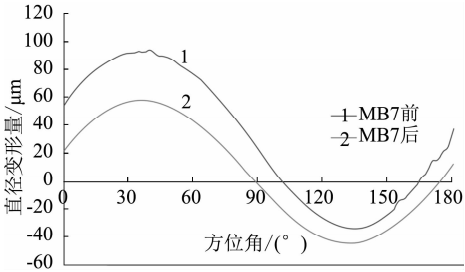


图 19 CA375 第 7 档主轴承孔变形

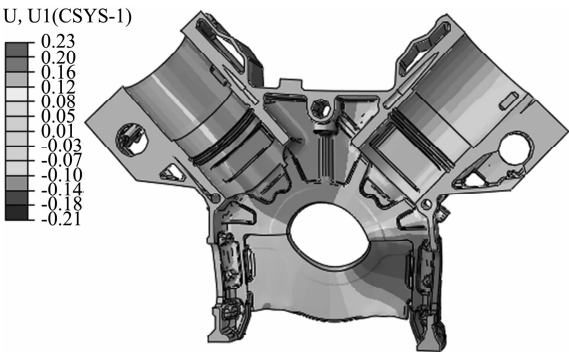


图 20 CA137 第 6 档主轴承孔变形云图（×200）

0.07 ~ 0.14 mm。根据评价标准，主轴承孔最大径向变形不能大于主轴颈与主轴瓦之间最小配合间隙的 80%，即 56 μm。各档主轴承孔最大径向收缩量（反映轴承孔变形情况）如表 3。可见各档收缩量均符合设计要求。

表 3 各档主轴承孔最大径向收缩量

档位	MB1	MB2	MB6	MB7
收缩量/μm	31.62	33.23	55.96	44.79
极限/μm	56			

5 结 论

本文对大功率 V 型柴油机主轴承座进行了强度分析, 得出各工况下主轴承座的应力和疲劳情况, 并对主轴承座的强度及主轴承孔的变形情况进行了评价。对 V 型机主轴承座结构强度的分析及发动机设计有一定的指导意义。

参考文献

[1] 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.

[2] 石磊, 张华兵, 李丽婷, 等. 某船用柴油机机体主轴承壁的有限元分析和结构优化 [J]. 柴油机, 2016, 38 (6): 20-25.

[3] 束永平, 周博, 覃韬. 螺栓预紧力下柴油机主轴承孔及主轴承瓦的变形研究 [J]. 机械设计与制造, 2016 (9): 247-249.

[4] 王磊, 廖日东. 内燃机主轴承承载特性研究 [J]. 车用发动机, 2013 (5): 61-66.

(上接第 29 页)

至此完成了该问题的跟踪分析, 可将排气凸轮疲劳原因锁定为: 挺柱体导向块间隙过大, 挺柱体上下运动过程中发生倾斜, 改变了凸轮与滚轮的接触状态, 导致接触应力超过了材料的疲劳极限, 从而发生疲劳失效。

5 结 论

综上分析, 可将凸轮副表面接触疲劳失效分析的方向总结如下: (1) 凸轮及从动件质量问题。检查原材料的偏析、带状组织及夹杂等, 重点关注凸轮及从动件的表面粗糙度、硬度及淬硬层深度是否合格等。(2) 实际使用中是否存在过大的接触应力。仿真评估凸轮型线设计是否合理, 重点排查

影响凸轮及从动件接触状态的零部件加工及配合间隙设置是否符合设计要求。

参考文献

[1] 刘小林. 发动机凸轮异常磨损问题研究 [D]. 北京: 清华大学, 2014.

[2] 张栋. 失效分析 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2005.

[3] 闫军朝, 李洪昌, 胡建平, 等. 柴油机配气机构运动学与动力学分析 [J]. 车辆与动力工程研究, 2016, 32 (2): 148-151.

[4] 王亦军, 程迪. 机车柴油机凸轮表面损伤成因分析及改进措施 [J]. 铁道技术监督, 2008, 36 (6): 22-24.