

铸铝气缸盖结构强化研究

庞 威

(广西玉柴机器股份有限公司工程研究院, 广西 南宁 530000)

摘 要: 针对铸铝气缸盖底板变形冲缸垫, 顶板变形开裂的故障, 借助有限元分析得出气缸盖在工作中受力变形的薄弱部位; 在此基础上对其进行多方案的加筋强化优化设计。强化后的气缸盖在整机可靠性试验验证中效果较好, 达到了预期的改进目标。

关键词: 气缸盖; 结构; 强度; 优化

中图分类号: TK423.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2016)05-0028-05

Research of the Structure Strengthening of Cast Aluminum Cylinder Head

Pang Wei

(Yuchai Engineering Research Institute, Guangxi Yuchai Machinery Group Co., Ltd., Guangxi Nanning 530000)

Abstract: Aiming at the deformation of bottom plate of a certain cast aluminum cylinder head, which usually leads to air leakage, as well as the deformation and fracture of upper plate, FEM calculation was carried out on the cylinder head to find out the weakest regions, and accordingly the cylinder head structure was optimized by adding strengthening ribs. Then a reliability test for the optimum project was performed, and the strengthened cylinder head showed good performance and the improvement objective was achieved.

Key words: cylinder head; structure; strength; optimization

0 引 言

从国外引进技术的某型号小型高速柴油机为贯穿螺栓夹紧的气缸盖、气缸体、曲轴箱全铝梯型框架结构。为了拓展该发动机的市场, 对其进行了扩缸和增行程, 以提升功率扭矩。但在可靠性试验中多次出现冲缸垫和气缸盖顶面开裂故障, 以下是故障原因分析及采取的相应措施。

1 故障分析

1.1 冲缸垫故障

气缸盖垫片漏气又称为冲缸垫。引起该故障的原因一般有两种: 一, 气缸垫片使用问题; 二, 面压值不足或面压不均匀。在排除该发动机零件不合

格和装配原因后, 检测可靠性试验后的气缸盖底板平面度, 发现其严重超标, 如图1所示。初步判定: 气缸盖底面封火圈在连续高温和爆压作用下, 产生了向上凹陷的永久变形, 当变形量超出气缸盖垫片的补偿量时, 造成气缸盖垫片密封不严, 冲缸垫。发动机气缸盖封火圈区域工作在高温、高爆压下, 其承受的机械负荷和热负荷是最大的^[1]。

1.2 顶面开裂故障

如图2中箭头所示为历次可靠性试验中发生过开裂故障的位置统计, 开裂点基本集中在每缸进气侧右上角。每个气缸盖开裂的数量1处、2处或3处都出现过, 说明此位置所受的应力都较大, 发动机工作中最薄弱的位置会首先开裂。理化分析气缸盖顶面开裂部位, 发现裂纹发生在水腔顶面薄壁部

位, 为线状多源, 见图 3。排除了铸造缺陷引起裂纹的可能。

初步判断气缸盖冲缸垫和顶面开裂的原因为缸盖底面受力变形过大^[2]。要解决该故障必须先找出气缸盖的结构薄弱部位, 对其进行结构强化, 减小变形, 才能有效消除冲缸垫和开裂故障。

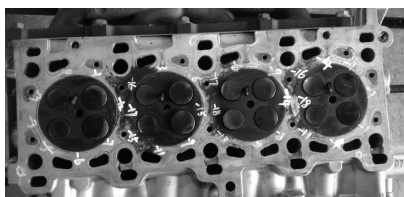


图 1 气缸盖底面封火圈周边平面度

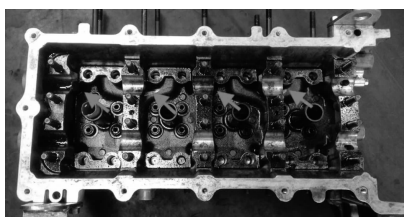


图 2 气缸盖顶板常见开裂位置



图 3 裂纹匹配断口

2 应力变形分析及结构优化

对发动机三维模型进行有限元和 CFD 计算分析, 查找底板变形, 冲缸垫和顶板开裂故障的根源, 并对改进方案进行计算分析。计算重点分析气缸盖底板的变形情况和气缸盖顶板的安全系数^[3-5]。

2.1 计算模型

有限元模型包括气缸体、气缸盖、机座、贯穿螺栓、上主轴瓦、下主轴瓦、气缸盖垫片。有限元网格用 hypermesh 软件划分。在 Abaqus/CAE 里施加边界条件, 使用 Abaqus 求解。气缸盖垫片压缩特性由供应商提供。

2.2 计算结果和分析

气缸盖在气体爆发压力的作用下, 每缸以封火圈为中心的气门搭子群向上拱起, 底板和顶板都产生了较大的弯曲变形, 见图 4。水套内局部应力集中位置见图 5, 进气侧靠近螺栓孔附近的 A 点和 B

点的安全系数分别为 1.06 和 0.98, 低于设计许可安全值 (1.2), 这两个部位应当重点关注。

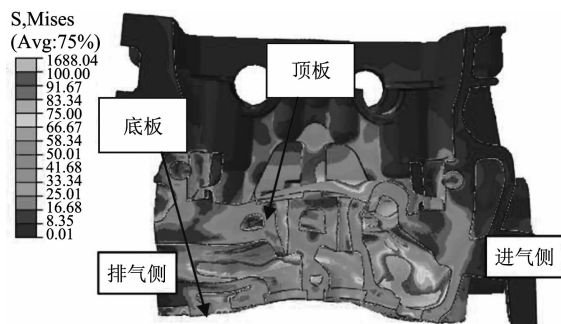


图 4 气缸盖横截面应力分布云图 (×150)

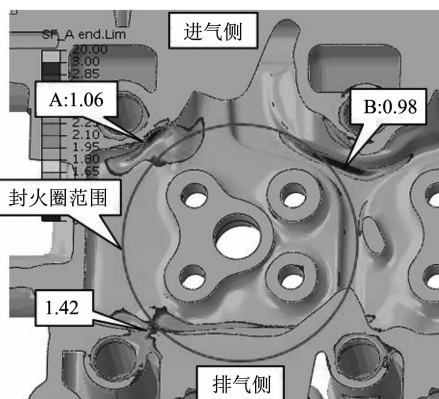


图 5 第一缸爆压状态顶板局部仰视安全系数

该铸铝气缸盖底板原设计厚度为 7 mm, 顶板厚度为 6 mm。顶板、底板之间分别是进、排气道外壁, 气门搭子群和水套, 见图 6, 铸造平均壁厚为 4~5 mm。左侧水套空间跨度较大, 位于中间的气道外壁与上面顶板和下面底板的连接较少。每缸有 4 个固定的螺栓孔, 其中螺栓孔 1、螺栓孔 2、螺栓孔 3 的搭子与气道壁和中心气门搭子群关联紧密, 有气道壁和筋条连接, 而螺栓孔 4 的搭子与中心的气门搭子群没有筋条和气道壁的连接, 图 7 箭头所示区域水套形成了很大的跨度空间。如果中心气门搭子群区域发生变形, 螺栓孔 4 的搭子将不能给予足够的支撑, 局部变形将较大。这个分析与图 5 所示的有限元强度计算薄弱位置结果一致, 应作为后续结构强化的重点区域。

为便于分析, 提取一个气缸单元构建简化模型, 如图 8。气缸盖中间的封火圈范围如图中方形盒子, 上面是顶板, 下面是底板, 中间的气道外壁、气门搭子群等简化成 4 根连接梁; 四个角的螺栓孔搭子可以看做是固定点, 其与气缸盖中心封火圈的连接可以简化成 4 根弹性系数分别为 k_1 、 k_2 、 k_3 、 k_4 的弹簧。从上述有限元强度计算结果和初步分析结论可知: 目前, 顶板、底板都太薄弱, 刚度

不足。在力 F 的向上作用下,方盒子会变形向上拱起,同时中心封火圈与螺栓孔搭子的连接弹簧的变形也会叠加到总变形中。其中弹性系数 k_4 最小,所以这个角受力产生的变形量最大,容易超出材料的强度极限而发生开裂。如果要减小气缸盖的变形,改进的方向应该是加强顶板、底板(加厚),增加连接梁数量(加筋)和增加 k_4 位置的连接(加跨接筋条)。

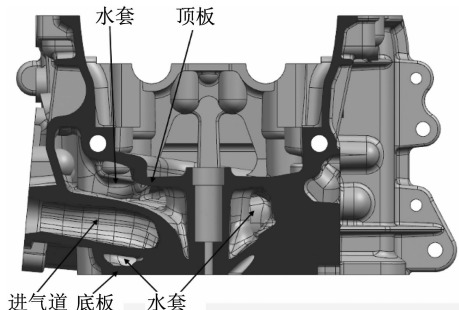


图6 气缸盖横截面侧视图

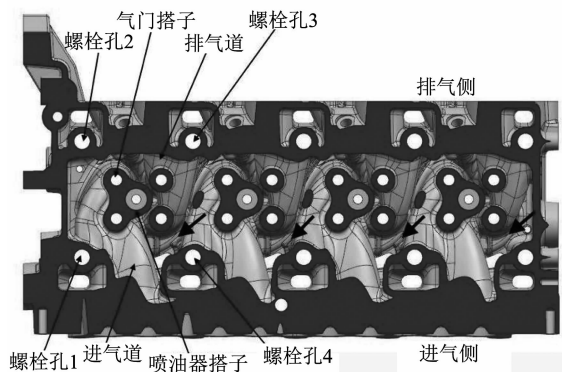


图7 气缸盖水平截面俯视图

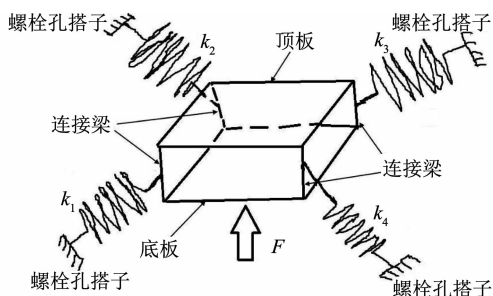


图8 气缸盖结构简化模型

2.3 改进方案

依上分析,提高结构刚度的措施有两个:一,加厚缸盖底板或顶板;二,缸盖顶板加筋条,水套内加筋条。

2.3.1 加厚方案

根据发动机的总体结构布置情况,如选择底板向二侧加厚,会涉及气门、配气机构、链条系统、喷油器、气缸盖罩等主要零部件的大幅更改,以及

导致水套部分区域变薄,制造工艺性变差,所以不可取。而气缸盖顶板向上加厚不涉及装配零件的更改,可以采用。如图9,气缸盖三维模型顶板向上增加2 mm,用于新的强度计算。

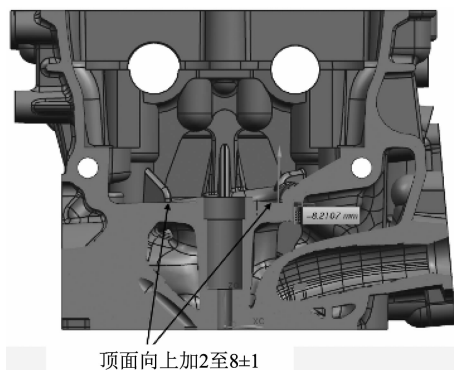


图9 顶板加厚方向横向剖面图

2.3.2 加筋方案

缸盖顶板加筋条:如图10箭头所示,沿螺栓孔搭子和三个侧面加三角筋,在封火圈范围内自上向下压住顶板,筋条尽量向封火圈中心延伸,以不干涉气门和配气机构的运动为准。

水套内加筋条:如图11所示从左边数第二、第三、第四缸设置跨接筋条,连接螺栓孔搭子和气门搭子,第一缸因要考虑水套气泡的排出,所以跨接筋条分成了2段三角筋;同时水套内增加的筋条根部均要倒 R3 ~ R5 的圆倒角,尽量做到圆弧过渡,减小应力集中^[6]。

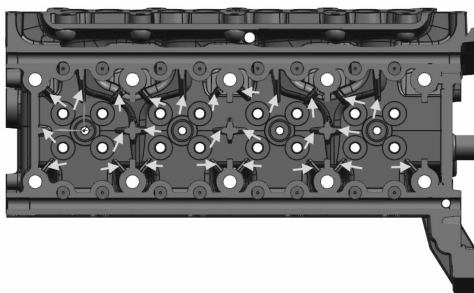


图10 顶板增加三角筋俯视图

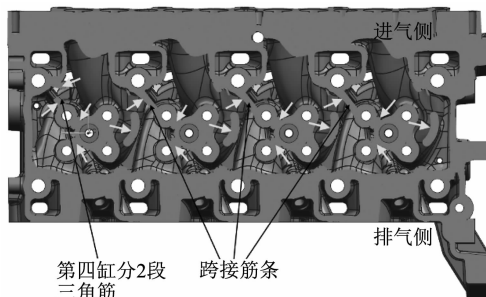


图11 水套内加筋俯视图

3 气缸盖水套 CFD 计算

上述在水套内增加筋条，如果位置不当可能会影响水流场格局，从而影响气缸盖的散热。通过 CFD 计算可以了解增加筋条后所产生的影响，进而调整加筋位置^[7]。从加筋前后气缸盖的水套速度分布、水套对流换热系数、平面速度矢量分布可以得出：气缸盖内整体水流变化不大，鼻梁区以及排气道下方等关键部位的流动速度很高，能满足气缸盖散热要求，因此，修改方案可以采用。

4 有限元计算结果和分析

气缸盖在原方案的基础上进行了加厚、加筋改进，为校核其强度及刚度，有必要进行有限元分析^[8]。改进方案的应力总体有所下降，应力集中位置减少，如图 12。

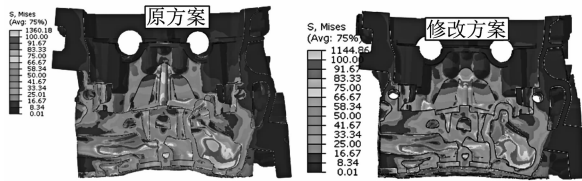


图 12 爆压状态气缸盖局部应力分布云图 (×150)

气缸盖材料为 A356，其抗拉强度、屈服强度分别为 272 MPa、232 MPa。根据计算结果，开裂敏感位置的安全系数如图 13。从表 1 对比可知：改进方案在有些位置，如 B、F，安全系数提升比较大；而位置 A、C、G 的安全系数虽然提升不大，但都已经达到设计值 1.2 的要求。从图 14 可见，气缸盖的重点关注位置安全系数均不低于 1.2^[9]。

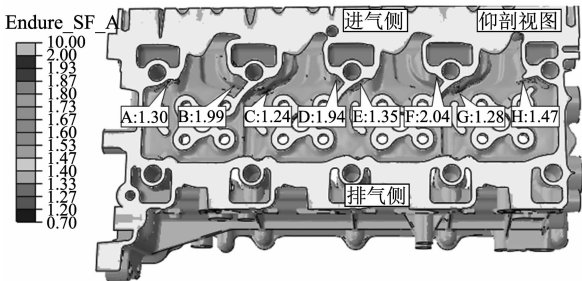


图 13 气缸盖疲劳安全系数仰视剖切分布云图

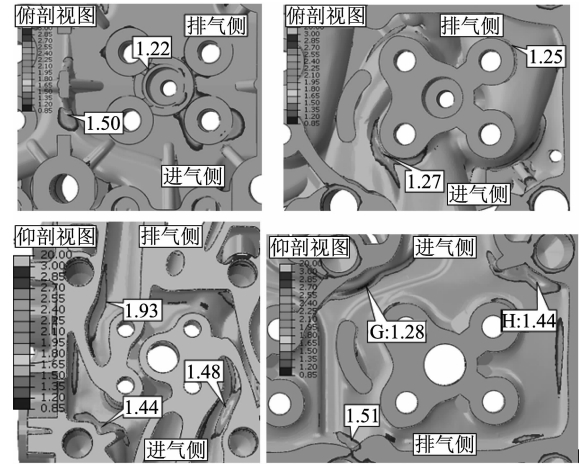


图 14 气缸盖疲劳安全系数分布云图

(1) 从图 13 和表 1 可以看出：C、G 位置安全系数为 1.24、1.28，分别提高了 22.64%、12.28%，虽然在 1.2 之上，但比较接近，仍然有风险。受结构尺寸限制，修改有一定难度，可以通过加大过渡圆角半径提高强度。A、B、D、F 位置安全系数为 1.30、1.99、1.94、2.04，大于 1.2，分别提高 22.64%、103.06%、70.18%、104.00%，提高明显，强度满足要求。E、H 位置虽然提升较少，但安全系数仍大于 1.2，强度满足要求。以上计算结果表明：增加水套内、顶面筋条和顶板加厚 2 mm 后，薄弱位置的变形得到了很好的控制。

(2) 气缸盖加筋、加厚强化措施有效，特别是对大跨度水套的加筋连接，可以大大提高该区域的安全系数，减小缸盖变形，可靠性有较大提升，建议采纳并试制及试验。

5 试验验证

气缸盖强化措施的试制样件经两轮台架整机 3 000 次冷热冲击可靠性试验验证，未见冲缸垫和气缸盖开裂现象，气缸盖底面平面度测量结果合格，见附图 15，试验结果与仿真结果基本吻合，故障消除。

表 1 各安全系数较小位置改进前后比较

位置	位置 A	位置 B	位置 C	位置 D	位置 E	位置 F	位置 G	位置 H
原机	1.06	0.98	1.14	1.14	1.28	1.00	1.14	1.42
修改方案	1.30	1.99	1.24	1.94	1.35	2.04	1.28	1.47
变化率/%	22.64	103.06	8.77	70.18	5.46	104.00	12.28	3.52

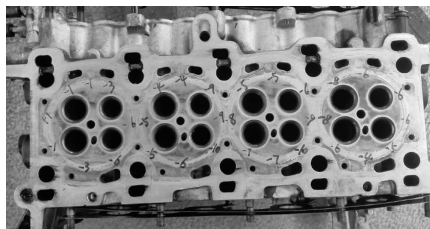


图 15 冷热冲击后底面平面度检测值

6 结论及建议

提高气缸盖的抗变形性能是解决其冲缸垫和开裂故障的主要方向,对薄弱部位和水套内大跨度区域采取加筋、加厚,使之连接成框架结构是很有效的抗变形强化手段。借助 FEM 有限元强度分析和 CFD 计算可以快速找到薄弱点,并可对改进方案进行核算,大幅缩短了设计开发周期,节省了大量的时间和经费。

参考文献

- [1] 张儒华,左正兴,廖回东,等.气缸盖中一些关键功

(上接第 17 页)

5 结 论

现阶段,大型船舶能耗管理的薄弱环节是柴油机本身的能耗管理,迫切须要在国家有关政策引导下,通过新技术、新产品的应用,结合相关的管理手段,确保大多数船舶的柴油机动力装置运行在良好的状态下。发达国家十几年的应用证明:柴油机电子示功器是大型船舶能耗管理中的关键设备。具有完全知识产权的 ZC 系列柴油机电子示功器在实

(上接第 20 页)

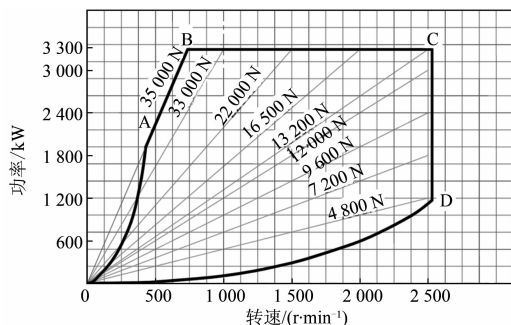


图 1 3300 测功器扭矩量程

3 结 论

结合影响船用柴油机功率测量不确定度的来

能结构中的承载机理研究 [J]. 内燃机学报, 2004, 22 (3): 282-287. [2] 申国山, 刘文斑, 颜景龙. 整体铝气缸盖疲劳可靠性控制 [J]. 兵工学报, 2000, 21 (4): 293-296.

- [3] 梁莎莉, 代秀红, 姚海民, 等. 柴油机气缸盖的三维有限元结构强度分析 [J]. 农业机械学报, 2004, 23 (3): 45-49.
[4] DANIEISION E, TUNTER D, ELWART J, et al. Thermo-mechanical stress analysis of novel low heat rejection cylinder head designs [C]. SAE 930985, 1993.
[5] MIYAIR Y. Computer simulation of an LHR DI diesel engine [C]. SAE 880187, 1988.
[6] 郭昌明, 曾高文, 候岳, 等. 大功率柴油机整体铝合金气缸盖结构优化研究 [J]. 内燃机, 2008 (2): 5-9.
[7] 张强, 李娜, 王志明. 车用柴油机缸盖冷却水腔的 CFD 分析 [J]. 车用发动机, 2005, 160 (6): 59-62.
[8] 贾延林, 张翼, 陈少休. 气缸盖的有限元研究 [J]. 农业装备与车辆工程, 2010, 224 (3): 23-25.
[9] 张勇, 张有, 陈国华. 车用发动机气缸盖的三维有限元结构分析 [J]. 车用发动机, 1998, 117 (5): 18-21.

际工程应用中取得了良好的节能减排效果,经济效益和社会效益显著;同时表明该产品的功能、技术指标和可靠性能够满足大型船舶柴油机动力装置能耗管理的要求。

参考文献

- [1] LEHMANN & MICHELS GmbH. PREMETS®. online [R].
[2] ABB Automation Technologies AB. Cylmate System [R].
[3] 武汉铸诚科技有限公司. 示功图测量与分析系统使用说明书 [R].

源、不确定度分量的大小以及不确定度结果的分析,可以得出如下结论:在进行船用柴油机功率测量时,应合理选择水力测功器,在满足功率测量要求的前提下,尽可能使用较小量程的水力测功器,以提高测量精度,降低测量不确定度,为船用柴油机动力性能的评价提供准确、可靠的保障。

参考文献

- [1] 国家质量监督检验检疫总局. 测量不确定度评定与表示: JJF1025-2012 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2013.
[2] 中国船舶工业总公司. 船舶柴油机台架试验 试验方法: CB/T 3254.2-94 [S]. 北京: 中国标准出版社, 1995.