

结构与可靠性

某增压柴油机连杆捣缸故障分析及改进

马 超, 程党明, 刘 勇, 滕 和, 骆旭薇, 段 翔, 石 勇, 黄晓波

(江铃汽车股份有限公司, 江西 南昌 330001)

摘 要: 针对某增压柴油机搭载整车试验时发生连杆捣破缸体的重大故障, 通过发动机拆解、失效件检测、断口电镜扫描等方法进行故障原因分析。结果表明: 连杆大头盖装反是导致此次重大故障的根本原因。据此, 采取了相应的改进措施, 杜绝了类似故障的发生。

关键词: 柴油机; 连杆; 失效

中图分类号: TK423.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2016)04-0036-04

Fault Analysis and Improvement of Cylinder Block Break Caused by Connecting Rod of Certain Turbocharged Diesel Engine

Ma Chao, Cheng Dangming, Liu Yong, Teng He, Luo Xuwei, Duan Xiang, Shi Yong, Huang Xiaobo

(Jiangling Motors Co., Ltd., Jiangxi Nanchang 330001)

Abstract: Aiming at the major fault that the cylinder block of a certain turbocharged diesel engine was broken by connecting rod during the vehicle test, methods including engine disassembly, failure parts detection, and SEM to fracture were used to analyze the fault. The results indicated that the anti-installation of the connecting rod cap was the root cause. The corresponding improvement measures had been taken accordingly in order to prevent similar faults.

Key words: diesel engine; connecting rod; fault

0 引 言

连杆是内燃机完成运动形式转换的关键零部件, 连杆把活塞和曲轴连接起来, 将活塞的往复运动转化为曲轴的旋转运动。连杆在承受活塞传递的燃气压力的同时高速运转, 所以连杆的失效造成的破坏往往十分严重, 如连杆瓦烧瓦, 气门打顶、曲轴断裂, 甚至发动机报废。因连杆断裂造成缸体破裂的失效称为连杆捣缸。

1 连杆捣缸失效模式

如图1, 某款连杆为锻钢成型, 楔形小头, 连杆小头压装衬套; 连杆大头采用胀断工艺, 如图2。连杆胀断工艺的原理是通过在连杆大头孔中心

处设计并预制缺口(应力槽), 形成应力集中, 再主动施加垂直预定断裂面的载荷进行胀断, 在几乎不发生变形的情况下, 在缺口处规则断裂, 实现连杆体与连杆盖的无屑或少屑断裂。胀断后断裂面呈犬牙交错的自然断裂表面, 通常要求断面无次生裂纹, 对金属掉渣量, 掉渣大小, 微观几何轮廓高度差均有限值要求。该工艺具有加工工序少, 节省精加工设备、节材节能, 生产成本低等优势; 此外, 胀断加工技术还可使连杆的承载能力、抗剪能力、杆和盖的定位精度及装配质量得到大幅度提高, 对提高发动机生产技术和整机性能具有重要作用。设计上通常在连杆杆身和连杆盖上分别设计朝前标记(如图1), 指向缸体前端, 指导连杆装配和维修。

收稿日期: 2016-02-01

作者简介: 马超(1984-), 男, 助理工程师, 主要研究方向为发动机基础零部件设计开发, E-mail: cma2@jmc.com.cn。

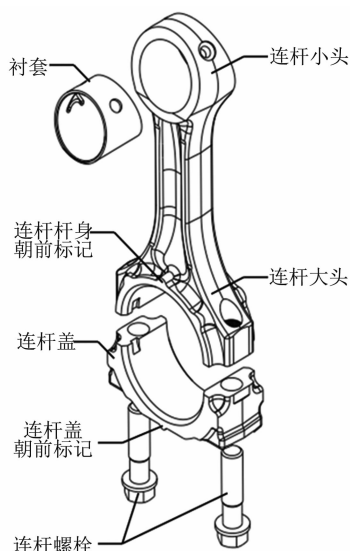


图1 连杆结构示意图

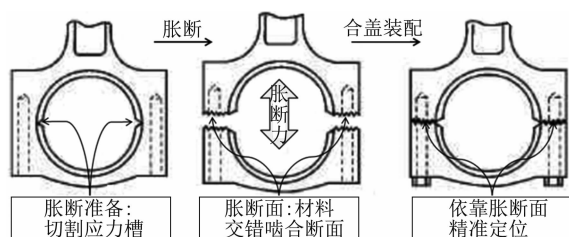


图2 连杆大头胀断工艺示意

某四缸增压柴油机搭载整车耐久试验，运行至 4 000 km，发动机发生捣缸失效。调查试验记录，失效发生前发动机未出现其它异常。整台发动机 2#缸对应的曲轴连杆机构、正时配气机构发生失效，同时，2#连杆捣破缸体，1、3、4#缸对应的曲柄连杆机构均正常。

发动机失效情况如下：发动机总成从整车拆解下来后的第一现场（图 3），缸体 2#缸孔主推力侧下部破裂；2#缸孔上部活塞环运行区域缸孔珩磨网纹良好，缸孔下部边缘处存在较多的外力撞击痕迹（图 4）；2#活塞沿活塞销孔断裂，活塞头部与气门打顶（图 5）；曲轴 2#连杆颈及平衡块上有撞击痕迹，同时 2#缸排气凸轮轴盖断裂（图 6）；2#连杆断裂为 3 块，连杆杆身弯曲，撞击弯曲形状与曲轴平衡块形状吻合，且连杆撞击形状与曲轴吻合区域撞击痕迹吻合，连杆小头孔因撞击失圆，但小头衬套合金状态良好（图 7）；2#缸连杆上瓦断裂但减磨层、合金层良好，连杆下瓦状态较好（图 8）；连杆大头盖与螺栓结合面严重损坏，螺栓均断裂（图 9）。

2 连杆捣缸失效原因分析

2.1 首断件的判定

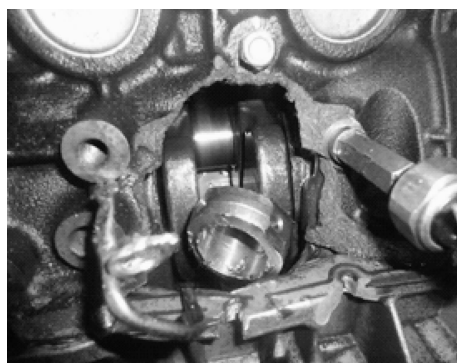


图3 第一失效现场

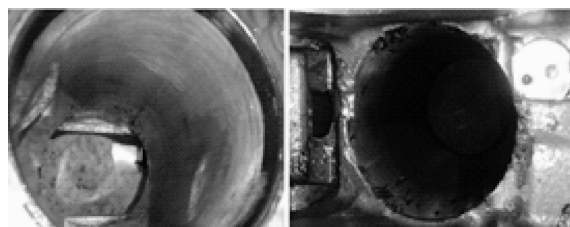


图4 2#缸孔情况



图5 2#活塞情况

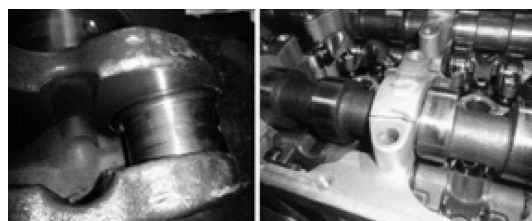


图6 2#缸连杆颈及凸轮轴盖情况

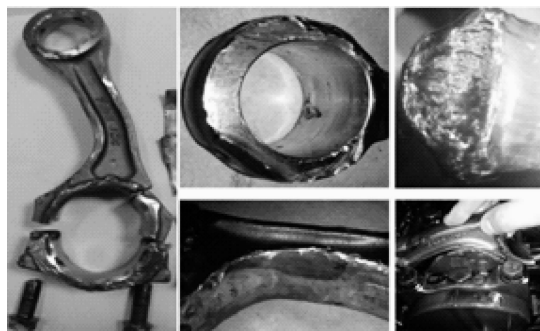


图7 2#缸连杆情况

分析此类同一台发动机发生多个系统或零件失效的原因，关键是确认首断件，再有针对性的分析

首断件的失效原因。



图8 2#缸连杆瓦情况



图9 2#缸连杆大头盖及连杆螺栓情况

根据对故障机的拆解情况,结合内燃机曲柄连杆机构的装配运动边界分析,判断可能的首断件为活塞或连杆。第一种可能是活塞沿活塞销孔处断裂,连杆小头失去约束,在曲轴惯性力带动下,连杆引起其它零件失效;第二种可能是连杆大头断裂,连杆大头失去约束,连杆杆身和活塞下落,卡在曲轴和缸体之间,曲轴在惯性力作用下,打弯连杆同时打破活塞,连杆打破缸体,断裂的活塞头部上抛与气门碰撞。

假定活塞是首断件,则连杆不再承受燃气压力,连杆小头将失去约束力,其在整个缸孔内撞击的概率极大,应留下撞击痕迹,但故障机2#缸孔除缸孔底部边缘有部分撞击痕,缸孔上部整个活塞环运行区域均未见撞击痕迹(图4);同时活塞断口属于一次性脆性断裂,无疲劳斑,而连杆杆身弯曲形状与曲轴曲拐形状吻合,连杆、连杆螺栓的断口存在疲劳斑。因此可判断活塞不是首断件,连杆是首断件。

2.2 失效原因分析

连杆是首断件,则造成连杆断裂的可能原因有:连杆本身设计强度不足,连杆本身质量缺陷,连杆螺栓拧紧轴向力不足,连杆螺栓质量缺陷,连杆盖装配错位或装反造成螺栓假紧。针对以上可能原因,进行排查。

(1) 连杆本身设计强度不足

连杆拉压疲劳试验(图10)表明:该连杆拉压疲劳安全系数为1.9,满足行业放行标准1.6,判定连杆设计强度满足要求。

(2) 连杆本身质量缺陷

对失效连杆及同机其它缸连杆进行材料成分,

及机械性能、晶粒度、金属流线检测,数据显示均满足技术规范,判定连杆本身无质量缺陷。

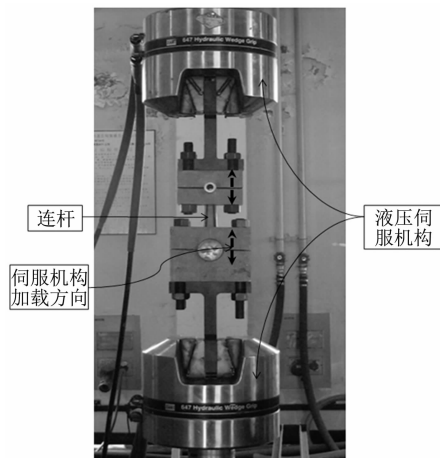


图10 连杆疲劳试验示意图

(3) 连杆螺栓拧紧轴向力不足

连杆螺栓采用扭矩转角法控制,通过校核该连杆螺栓在承受最大载荷时,其抗屈服安全系数达到1.28,完全能够保证达到连杆盖在任何情况下都可以紧密咬合的要求。2#缸连杆螺栓已经断裂,也无法排查该连杆螺栓装机时实际拧紧力矩是否达到规范要求,但可判定连杆螺栓设计强度及拧紧规范满足使用要求。

(4) 连杆螺栓质量缺陷

选取失效发动机其它缸的连杆螺栓进行硬度、抗拉强度、屈服强度、金相组织检测,数据显示连杆螺栓无质量缺陷。为进一步分析失效原因,对断裂连杆螺栓进行断口分析(因连杆的断口已受到较严重的二次伤害,所以对连杆进行断口分析的意义不大),根据断口分析判断螺栓断裂时的受力模式。如图11、12所示:A螺栓存在两个疲劳区,断裂为在弱约束条件及较大自由度条件下,在近似扭转的外力下因外力超过螺栓剪切强度极限,而致破坏;断口位置组织均匀,无不可接受夹杂物存在。如图13、14所示:B螺栓存在1个疲劳区,断裂为有强约束条件下外力超过螺栓强度极限,而致破坏;断口位置组织均匀,无不可接受夹杂物存在。即B螺栓断裂后,A螺栓承受弯扭载荷断裂,这也与两个螺栓断裂后的弯曲形状吻合。

(5) 连杆盖装配错位或装反

如图15,连杆下瓦状态良好,在失效过程中,连杆瓦在连杆大头座孔内发生转动,瓦背在座孔内留下转动痕迹,根据转动痕迹,将断裂的连杆组装起来,判定失效连杆盖装反(正常情况应如图1)。

如图16,曲轴2#连杆颈端面存在0.5 mm的异

常磨损台阶，因连杆大头端面与该端面间隙配合，正常情况下曲轴端面不会出现磨损台阶；该曲轴轴颈端面台阶是由于连杆盖装反造成连杆端面不平，连杆与曲轴端面干涉，相对转动磨损而造成的。



图 11 断裂螺栓 A

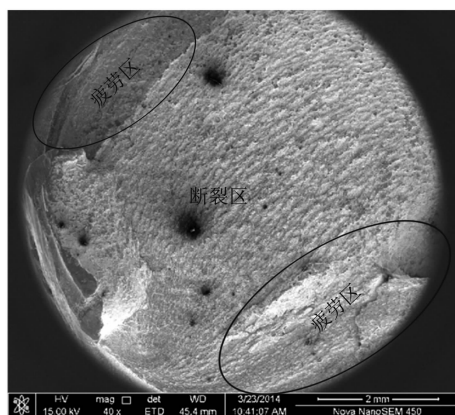


图 12 螺栓 A 断口电镜扫描

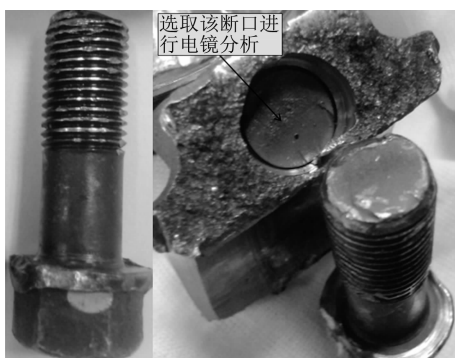


图 13 断裂螺栓 B

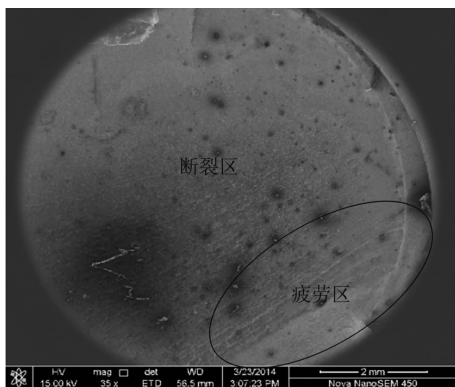


图 14 螺栓 B 断口电镜扫描

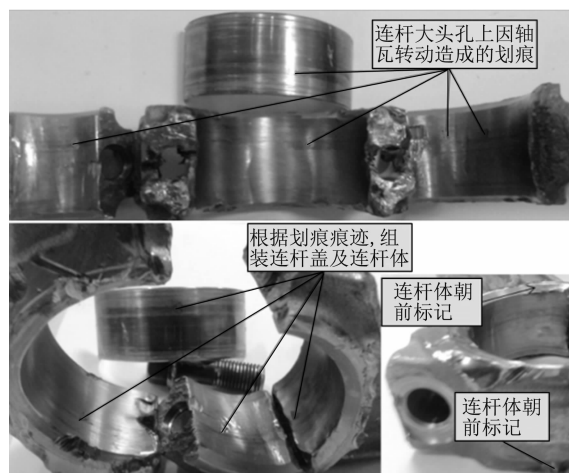


图 15 连杆盖装配正确性确认

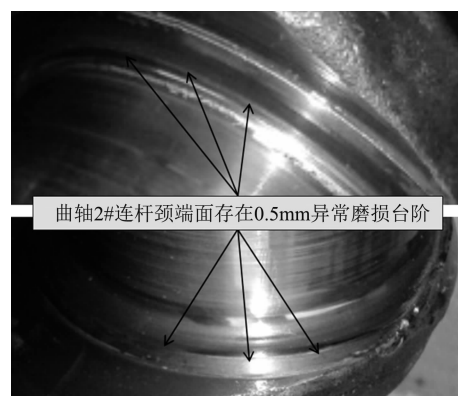


图 16 曲轴 2# 连杆颈端面磨损台阶

2.3 根本原因

综合分析，导致此次连杆捣缸失效的根本原因是连杆盖装反，导致连杆螺栓“假紧”，螺栓轴向力不足，无法满足夹紧要求；在发动机运行过程中，B 螺栓首先疲劳断裂，A 螺栓承受弯扭载荷断裂；连杆大头失去约束，在惯性力作用下，曲轴撞击连杆、活塞，造成缸体等一系列二次破坏。

3 改进措施

针对防止连杆盖装反，采取如下措施：

(1) 调整连杆胀断应力槽和胀断力的大小，在胀断面规范限值内，尽量加大断面微观轮廓高度差，在连杆盖未按断口准确咬合或装反时，连杆盖无法自由下落至设计位置，如此可及时发现异常；

(2) 曲柄连杆机构装配完成后，发动机盘动力矩在规范范围内。

上述措施实施后，因连杆盖装反导致的捣缸失效率降为零。

(下转第 49 页)

动机后端辐射噪声的主要噪声源; 发动机异响主要是由齿轮啮合撞击产生。通过优化齿轮系可以有效减小发动机辐射噪声; 同时遮蔽罩也可以达到良好的降噪效果, 可以应用在整车上。

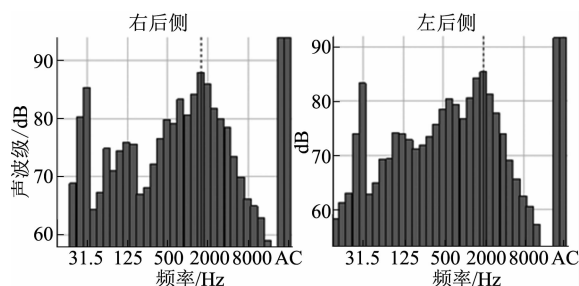


图6 优化齿轮系后发动机后端声谱

参考文献

- [1] 孟祥德, 张俊红, 李丽顺, 等. 基于回归分析的车用

(上接第 39 页)

4 结束语

连杆是内燃机的关键零部件, 连杆失效会造成发动机破坏性失效。所以要从设计、制造各个环节重点控制, 杜绝类似连杆盖装反等错误的发生。

在面对此类多个零件失效分析时, 要理清思路, 根据零件断口、磨损等情况判断出首断件, 进而还原整个失效过程, 有助于此类复杂问题的

(上接第 42 页)

4 结 论

通过裂纹情况和仿真分析可以看出: 该多支路润滑油管路系统整体上设计刚度较低, 没有充分考虑系统振动对管系的影响, 是该管路系统在发动机运行过程中产生裂纹的主要原因。

参考文献

- [1] 钟群鹏, 田永江. 失效分析基础知识 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
[2] 上海市机械制造工艺研究所. 金相分析技术 [M]. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1987.

柴油机声品质预测技术 [J]. 内燃机学报, 2011, 29 (6): 534-537.

- [2] 杨陈, 郝志勇, 陈馨蕊. 柴油机机体辐射噪声预测及低噪声改进设计 [J]. 江苏大学学报, 2010, 28 (6): 536-540.
[3] 宋兆哲, 杨景玲, 孔德芳, 等. 发动机油底壳的辐射噪声分析及结构优化 [J]. 振动与噪声控制, 2014, 34 (1): 123-127.
[4] 张袁元, 李舜酩, 刘建娅, 等. 基于三维数值分析的柴油机排气消声性能改进 [J]. 内燃机学报, 2011, 29 (6): 538-542.
[5] 胡伊贤, 李舜酩, 张袁元, 等. 车辆噪声源识别方法综述 [J]. 振动与噪声控制, 2012, 32 (5): 11-15.
[6] 庞健, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动理论与应用 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006: 22-24.

分析。

参考文献

- [1] 崔约贤. 金属断口分析 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社. 1998.
[2] 吴连生. 失效分析技术 [M]. 成都: 四川科学技术出版社. 1985.

- [3] 机械设计手册编委会. 机械设计手册: 疲劳强度设计 [M]. 4 版. 北京: 机械工业出版社, 2007.
[4] 林晓斌, Roderick, Smith A. 应用三维有限单元法计算应力强度因子 [J]. 中国机械工程, 1998, 9 (11): 39-42.
[5] Zhu L P. Submodeling technique for BGA reliability analysis of CSP packaging subjected to an impact loading [J]. Advances in Electronic Packaging, 2001, 2: 1401-1409.
[6] 郭乙木, 陶伟明, 庄茁. 线性与非线性有限元及其应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.