

某船用中速发动机连杆断裂故障分析及改进

王厚权,李德华,柳海涛,周伟,徐志远

潍柴动力股份有限公司,山东 潍坊 261061

摘要:针对某船用中速发动机在连杆疲劳试验时连杆大头螺纹孔处发生的断裂故障,分析试验过程和连杆断口形貌及金相组织,对比有限元仿真计算过程中简化全局模型和细化子模型疲劳计算结果;优化连杆材料,改进挤压螺纹工艺,对改进后的连杆进行有限元计算和疲劳试验。结果表明:连杆螺纹孔处结构疲劳强度不足是引起断裂的主要原因,子模型仿真结果与故障模式相吻合;提高连杆材料机械性能、改进连杆加工工艺后,连杆的疲劳强度提高,最小安全疲劳系数由1.05提高到1.35,有效解决连杆疲劳断裂故障。该研究可为解决发动机中受循环负载的关键零部件在螺纹处出现相同故障模式提供参考。

关键词:连杆;疲劳断裂;疲劳安全系数;有限元仿真计算;子模型

中图分类号:TK423.3

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2022)03-0101-06

引用格式:王厚权,李德华,柳海涛,等.某船用中速发动机连杆断裂故障分析及改进[J].内燃机与动力装置,2022,39(3):101-106.

WANG Houquan, LI Dehua, LIU Haitao, et al. Analysis and improvement of connecting rod fracture in a marine medium speed engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2022,39(3):101-106.

0 引言

连杆是发动机的核心零部件之一,连接活塞和曲轴,工作时承受气体压力、往复惯性力、旋转惯性力、装配预紧力等复合作用,易发生断裂失效故障,在设计和试验验证过程中,连杆可靠性至关重要^[1]。船用发动机因使用环境和用途的特殊性,对发动机连杆等核心运动件可靠性要求比道路用、非道路固定式发动机更为严格,如果连杆出现断裂等可靠性故障,严重时会造成发动机报废,导致船舶在海上或内河中失去动力。

疲劳断裂作为连杆的一种典型失效模式,可以运用多种技术手段进行风险识别。设计阶段可以运用有限元结构仿真计算,评估三维模型的强度和疲劳安全系数,对风险位置进行设计改进,满足仿真评估要求后再进行样件制造;产品开发阶段可以通过疲劳试验对风险进一步识别,考核通过后进行整机试验及产品量产^[2-4]。

本文中针对某船用中速发动机在进行连杆疲劳试验时出现的连杆大头螺纹孔处的断裂故障,通过对故障件分析和仿真计算,查找故障原因,并对连杆材料和制造工艺进行优化。

1 连杆疲劳考核试验过程及故障

1.1 疲劳试验考核方法

连杆在运转过程中,主要受气缸内燃气压力和活塞组以及连杆自身惯性力的影响。对连杆进行疲劳

收稿日期:2021-07-20

基金项目:山东省重点研发计划(重大科技创新工程)项目(2021CXGC010703)

第一作者简介:王厚权(1989—),男,山东临沂人,工程师,主要研究方向为内燃机结构强度设计与仿真,E-mail:wanghouquanv5@163.com。

试验考核时,通常采用恒定负荷比法对连杆大头和小头分别进行拉、压交变载荷试验^[5]。考虑样件的一致性以及确保连杆具备足够的安全余量,至少需要以最大拉伸和压缩力的1.6倍对连杆施加交变载荷,连杆大头和小头最大拉伸和压缩力根据公式(1)~(8)计算^[6-7]。

连杆上的最大燃气压力

$$F_g = \frac{\pi d^2}{4} p_{\max}, \quad (1)$$

式中: p_{\max} 为最大爆发压力,MPa; d 为气缸直径,mm。

连杆大头上的旋转惯性力

$$F_r = m_r r \omega^2, \quad (2)$$

式中: m_r 为连杆旋转质量,kg; r 为曲柄半径,mm; ω 为曲轴角速度,rad/s。

连杆大头上的往复惯性力

$$F_{j1} = (m_j + m_p)(1 + \lambda) r \omega^2, \quad (3)$$

式中: m_j 为连杆往复质量,kg; m_p 为活塞组质量,kg; λ 为连杆比(曲柄半径与连杆中心距之比)。

连杆大头上的最大拉伸力

$$F_{z1} = F_r + F_{j1} \circ \quad (4)$$

连杆大头上的最大压缩力

$$F_{d1} = F_r + F_{j1} - F_g \circ \quad (5)$$

连杆小头上的往复惯性力

$$F_{j2} = m_p (1 + \lambda) r \omega^2 \circ \quad (6)$$

连杆小头上的最大拉伸力

$$F_{z2} = F_{j2} \circ \quad (7)$$

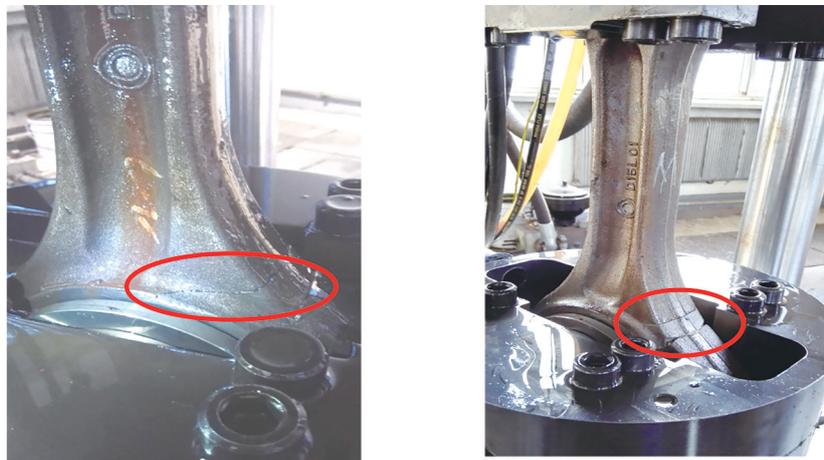
连杆小头上的最大压缩力

$$F_{d2} = F_{j2} - F_g \circ \quad (8)$$

基于合金钢材料属性,分别对连杆大头和小头进行 10^7 次循环试验,拉、压载荷分别按正弦波加载,试验频率为 15 Hz,试验通过电液伺服疲劳试验机完成。

1.2 故障现象

某船用中速发动机在进行连杆疲劳试验考核时,3件连杆样件中有2件在试验过程中出现了连杆大头断裂失效的情况,均为大头螺纹孔的盲孔侧出现了断裂,断裂连杆外观如图1所示。



a) 故障件1

b) 故障件2

图1 断裂连杆外观

2 失效分析

对故障件进行宏观断口分析,故障件宏观形貌如图2所示。用扫描电镜进行断口观察,故障件低倍形貌如图3所示。

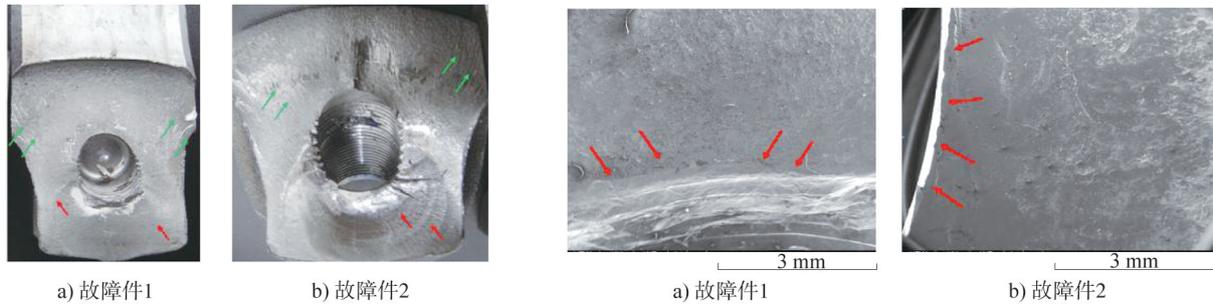


图2 故障件宏观形貌

图3 故障件低倍形貌

由图2、3可知:2个故障件宏观表相一致,整个断面与轴向呈 45° ,断面位置有明显的摩擦挤压痕迹;整个断口有疲劳源区和疲劳扩展区,疲劳源区位于中部螺纹孔位置中的红色箭头处,呈现多源特征,源区摩擦挤压严重,未发现明显冶金缺陷;断面上有明显的扩展纹路(图2中绿色箭头所示)和“海滩状”的疲劳贝纹线(图3中红色箭头所示),贝纹线的圆心指向图中螺纹孔位置,扩展纹路也在该处汇聚。

对故障件进行金相组织检验(500倍电镜扫描),检测结果为回火索氏体,符合调制钢调制组织1级标准^[8],故障连杆金相组织如图4所示。

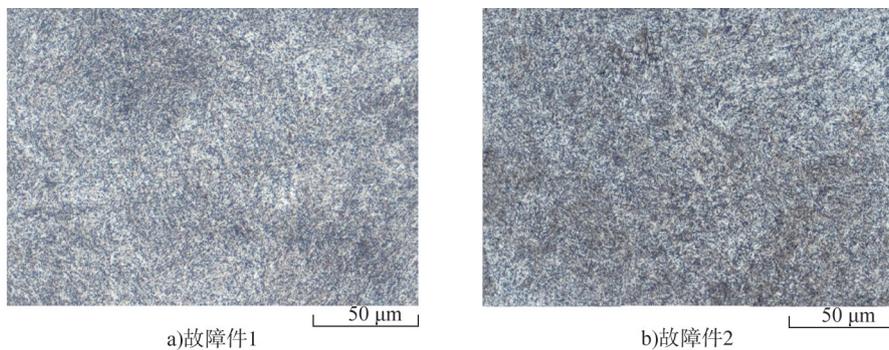


图4 故障连杆金相组织

对故障件进行化学成分分析,分析结果如表1所示。由表1可知:故障件材料化学成分符合35CrMoA材料牌号化学成分要求^[9]。

表1 故障件化学成分及其质量分数

故障件	$w(\text{C})$	$w(\text{Si})$	$w(\text{Mn})$	$w(\text{P})$	$w(\text{S})$	$w(\text{Cr})$	$w(\text{Ni})$	$w(\text{Mo})$
1	0.380	0.247	0.619	0.011	<0.005	1.04	0.030	0.200
2	0.409	0.270	0.630	0.013	<0.005	1.03	0.032	0.213

通过对故障件的断口分析、金相组织检验和化学成分分析得出,连杆断裂是由于螺纹孔螺纹底部位置应力较高、结构疲劳强度不足引起的,呈现多元疲劳起裂,并向其外侧扩展。

3 故障原因分析

根据连杆故障模式和断裂位置,对连杆设计阶段的有限元仿真计算过程进行查核,连杆的三维模型

通过 Creo 软件创建,使用 Hypermesh 软件对三维模型进行网格处理,通过 ABAQUS 软件对网格模型施加边界条件,计算强度和应力分布,使用 Femfat 软件计算疲劳安全系数^[10-11]。查核计算所用三维模型、计算参数和边界条件均准确无误。

设计时仿真得到的连杆螺纹全局模型疲劳安全系数云图如图 5 所示。由图 5 可知:连杆螺纹孔处最小疲劳安全系数为 1.17,满足疲劳安全系数大于 1.1 的评价标准,但该处位置疲劳安全系数接近限值。

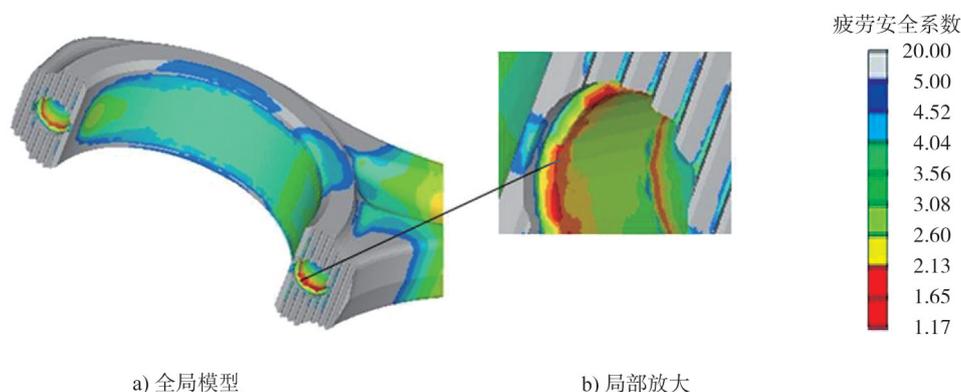


图 5 连杆螺纹全局模型疲劳安全系数分布

由于进行仿真分析的模型一般对螺纹孔进行简化设计,通过仿真计算,该处疲劳安全系数为 1.17,虽然满足大于 1.1 的评价标准,但在网格模型中螺纹孔位置因与连杆螺栓建立绑定接触会导致应力变化,仿真结果并不准确。因此从连杆模型中提取螺纹孔处子模型,细化螺纹特征,对子模型进行网格处理,子模型通过调用全局模型应力分析结果中边界上的位移作为驱动变量^[12-13],对子模型单独施加边界条件,运用子模型计算方法,减小模型处理量和计算规模,计算得到的强度和应力分布更接近实际受力状态,疲劳分析结果更加准确^[14-15]。螺纹子模型的网格模型如图 6 所示,仿真得到的螺纹子模型疲劳安全系数如图 7 所示。由图 7 可知:螺纹中部位置的最小疲劳安全系数为 1.05,不满足标准要求,该部位与连杆实际疲劳断裂位置基本吻合。



图 6 连杆螺纹子模型

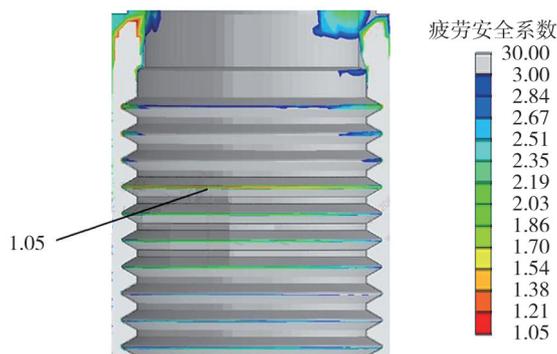


图 7 连杆螺纹子模型疲劳安全系数分布

4 改进及验证

4.1 改进措施

解决零部件疲劳强度不足通常从 2 方面入手:1) 提高零部件本身材料机械性能和疲劳强度;2) 改进零部件局部结构或加工工艺,提高局部抵抗疲劳故障的能力。2 种措施可单独采取也可同时使用,为提高改进成功率,此次同时采取了 2 种改进措施。

4.1.1 提高材料性能

将连杆材料由 35CrMoA 更改为 42CrMoA, 2 种材料机械性能如表 2 所示。由表 2 可知, 相比 35CrMoA 材料连杆, 42CrMoA 材料连杆的整体疲劳强度提升了 10%~15%。

4.1.2 改进加工工艺

将连杆螺纹孔螺纹加工由普通切削改为挤压工艺, 通过挤压丝锥挤出的螺纹为无屑加工, 经过挤压成型的螺纹金属表面发生塑性变形, 螺纹金属纤维并不断裂, 且螺纹粗糙度小^[16], 相对切削工艺螺纹疲劳强度可有效提高 10%~20%。

对改进后的连杆进行子模型有限元疲劳强度计算, 子模型疲劳安全系数云图如图 8 所示。由图 8 可知: 疲劳安全系数得到了显著提升, 最小疲劳安全系数由 1.05 提升到 1.35, 满足大于 1.1 的限值要求。

4.2 试验验证

对改进后的连杆进行样件制造, 重新对连杆大头进行疲劳试验, 试验条件与之前完全相同。3 件试验样件均一次性通过了 10^7 次循环考核, 没有发生连杆断裂故障, 改进措施有效。

表 2 材料机械性能

材料	抗拉强度/MPa	屈服强度/MPa	HBW 硬度
35CrMoA	≥820	≥630	250~300
42CrMoA	≥900	≥750	270~320

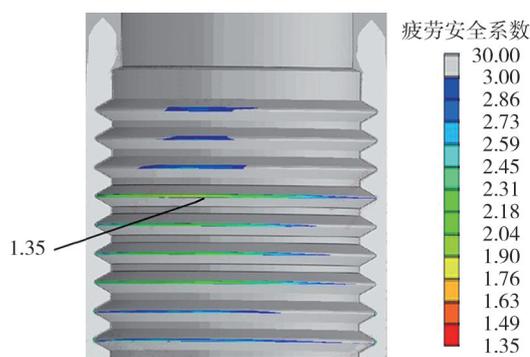


图 8 子模型疲劳安全系数分布

5 结论

1) 连杆螺纹孔处结构疲劳强度不足导致连杆出现疲劳断裂, 根本原因为设计阶段没有识别出连杆螺纹孔处存在疲劳安全系数低的风险点; 采用机械性能更高的连杆材料, 螺纹加工由普通切削改为挤压工艺, 可以有效解决连杆断裂问题。

2) 进行连杆三维建模时, 通常对螺纹孔进行简化设计, 如果连杆全局有限元计算仿真时螺纹孔处疲劳安全系数小于 1.2, 建议对该处进行子模型计算, 以便更准确地识别疲劳风险点, 避免模型准确性导致的计算误差, 此建议同样适用于发动机中受循环负载的气缸盖、曲轴主轴承等其它关键零部件。

参考文献:

- [1] 贾德文, 白建勇, 秦飞, 等. 柴油机连杆疲劳断裂仿真研究[J]. 机械强度, 2016, 38(3): 635-639.
- [2] 孙占刚, 贾志宁. 内燃机连杆疲劳破坏机理研究综述[J]. 内燃机, 2006, 8(4): 1-3.
- [3] 任志远, 张飞, 周超宇, 等. 某连杆强度和疲劳有限元优化分析计算[J]. 内燃机与动力装置, 2017, 34(4): 36-39.
- [4] 李慧远, 何才. 汽车发动机连杆疲劳试验方法[J]. 汽车工艺与材料, 2005(10): 30-31.
- [5] 杨连生. 内燃机设计[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1981.
- [6] 梁大珍. 基于 Workbench 热机耦合的连杆衬套过盈配合研究[D]. 太原: 中北大学, 2015.
- [7] 邓兆祥, 胡玉梅, 王欣, 等. N485 柴油机连杆静强度有限元分析[J]. 内燃机, 2001(6): 13-14.
- [8] 中国机械工业联合会. 钢质模锻件金相组织评级图及评定方法: GB/T 13320—2007[S]. 北京: 中国标准出版社, 2007.
- [9] 中国钢铁工业协会. 合金结构钢: GB/T 3077—2015[S]. 北京: 中国标准出版社, 2015.
- [10] 张明贺, 岳文忠, 张翼. 连杆疲劳破坏的分析综述[J]. 中国农机化学报, 2014, 35(3): 187-189.
- [11] 钱多德, 李腾, 曹文霞. 基于 ABAQUS 的连杆有限元分析[J]. 内燃机, 2014, 6(3): 18-21.
- [12] 石亦平, 周玉容. ABAQUS 有限元分析实例详解[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [13] 王远, 朱会田, 曹永晟, 等. 基于有限元法的发动机连杆疲劳强度分析研究[J]. 机械传动, 2010, 34(3): 68-71.
- [14] 骆清国, 刘鑫. 基于有限元的发动机连杆疲劳分析[J]. 设备管理与维修, 2018(14): 180-181.

[15] 李全, 莫静, 杨志祥, 等. 基于子模型法的柴油机连杆有限元分析方法[J]. 舰船科学技术, 2010, 32(8): 44-47.

[16] 缪宏, 左敦稳, 张瑞宏, 等. 基于高强度钢的冷挤压内螺纹抗疲劳机理研究[J]. 功能材料, 2011, 42(9): 1547-1550.

Analysis and improvement of connecting rod fracture in a marine medium speed engine

WANG Houquan, LI Dehua, LIU Haitao, ZHOU Wei, XU Zhiyuan

Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China

Abstract: In the view of the fracture problem of connecting rod's big screw hole during fatigue test of a marine medium speed engine, the test process, fracture morphology and metallographic structure of fault parts are analyzed. The difference of fatigue calculation results between simplified global model and refined sub-model in finite element simulation are compared, the material of connecting rod is optimized and the extrusion thread process is improved. Finite element calculation and fatigue test are carried out for the improvement of the connecting rod. The results show that the main cause of the fracture is the insufficient fatigue strength at the threaded hole of the connecting rod. The simulation results of the sub-model agree well with the fault mode. The fatigue strength of connecting rod can be improved by improving mechanical properties of connecting rod and connecting rod adding process, the minimum safety fatigue factor is increased from 1.05 to 1.35, and the fatigue fracture of connecting rod can be effectively solved. The improved analysis can provide a reference for solving the problem that the same fault mode occurs in the thread of the key parts of the engine under cyclic load.

Keywords: connecting rod; fatigue fracture; fatigue safety factor; finite element calculation; sub-model

(责任编辑: 刘丽君)

.....
(上接第 65 页)

the universal characteristic, steady-state cycle and transient cycle tests are carried out for the air leakage of different pipelines of the intake and exhaust system respectively, and the carbon flow deviation with the change law of air leakage position and amount is tested and analyzed. The results show that the carbon flow deviation of the test condition points is positive when the air is leaking from the intake pipe or exhaust pipe after the compressor, the maximum carbon flow deviation is 35% when the air is leaking from the intake pipe after the compressor, and 1.7% when the air is leaking from the exhaust pipe; the carbon flow deviation is negative when the air is leaking from the intake pipe before the compressor, and the maximum is -6.3%; The absolute value of the carbon flow deviation increases with the increasing of the air leakage of the intake system, but the air leakage of the exhaust system does not affect the carbon flow deviation. The carbon flow deviation is mainly affected by the air leakage from the intake pipe, when the carbon flow deviation exceeds 3%, the air inlet line after the compressor shall be checked first if the carbon flow deviation is positive, the air inlet line before the compressor shall be checked if the deviation is negative.

Keywords: carbon balance; carbon flow deviation; air leakage from engine intake and exhaust system

(责任编辑: 张啸虎)