

# 基于动力学仿真和有限元分析的柴油机连杆寿命研究

蒋华云<sup>1</sup>, 叶 剑<sup>2</sup>, 肖 宇<sup>2</sup>, 杨建坤<sup>2</sup>, 谷 伟<sup>2</sup>

- (1. 中海油有限公司(中国)天津分公司, 天津 300452;  
2. 中海油能源发展股份有限公司油田建设工程分公司, 天津 300452)

**摘 要:** 针对新泻 PA5 型柴油机经常发生连杆切口啮合齿疲劳失效的故障, 在曲轴连杆组件动态仿真和连杆有限元分析的基础上对连杆切口部位的疲劳寿命进行了计算和分析。分析结果表明: 由于在齿形处存在比较严重的应力集中, 导致局部尤其是齿根处的寿命较低。建议在运行 12 000~24 000 h 后应注意疲劳裂纹的检查, 以避免失效故障的发生。

**关键词:** 柴油机; 连杆; 仿真; 有限元; 疲劳寿命

**中图分类号:** TK422      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1001-4357(2013)02-0022-04

## Connecting Rod Fatigue Life Calculation Based on Dynamic Simulation and FEA

Jiang Huayun<sup>1</sup>, Ye Jian<sup>2</sup>, Xiao Yu<sup>2</sup>, Yang Jiankun<sup>2</sup>, Gu Wei<sup>2</sup>

- (1. Tianjin Branch, CNOOC Ltd., Tianjin 300452,  
2. CNOOC Oilfield Construction Engineering Co., Tianjin 300452)

**Abstract:** The Niigata PA5 diesel engines constantly broke down because of fatigue failures of connecting rods at the area of incision's engaging teeth. Based on dynamic simulation of connecting rod and FEA, the fatigue life at the area of incision is calculated and analyzed. Analysis results show that there are local stress concentrations at the incision area, so fatigue life of some local position are short, especially the engaging teeth area. It is advised that after 12 000 ~ 24 000 h running, inspection must be carried out on fatigue cracks to avoid failures.

**Keywords:** diesel engine; connecting rod; simulation; finite element; fatigue life

## 0 引 言

渤海某油田电站用 17 台新泻 PA5 型柴油机, 在做 24 000 h 大修时通过着色探伤发现: 在连杆切口啮合齿处普遍存在不同深度的裂纹。后经持续跟踪调查, 发现这些裂纹有 85% 以上是在第二个大修周期内开始出现。出现过裂纹的连杆修复后继续使用, 在累计运行 6 000 ~ 12 000 h 后, 重新出现裂纹, 并且数量有增加的趋势。针对以上问题, 在动态仿真的基础上, 采用有限元法对连杆啮合位置

的强度和疲劳寿命进行了分析, 为后续维护保养及改型提供了理论依据。

## 1 曲轴连杆组件动态仿真<sup>[1]</sup>

曲轴连杆组件的装配模型在 ProE 中建立, 多体动力学模型运用 ADAMS 建立, 发动机相关参数如表 1 所示, 图 1 为最终的曲轴连杆组件动态仿真模型。输入实际测取的气体压力曲线和负载转矩, 仿真得到连杆在实际工况下一个完整工作循环内的交变载荷, 如图 2 所示。由计算结果可以看出, 连杆

所承受的危险工况包括最高燃烧压力、最大轴向惯性力和最大横向力。表2为危险工况的最大载荷。

表1 发动机有关参数

型式	4冲程、水冷、直列8缸、增压中冷
缸径×冲程/mm	255×270
压缩比	12.6
发火顺序	1→3→2→5→8→6→7→4
额定转速/(r·min <sup>-1</sup> )	1 000
输出功率/kW	800 (已采用降功率运转)
平均活塞速度/(m·s <sup>-1</sup> )	9

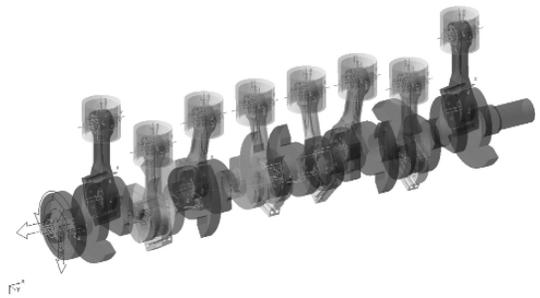
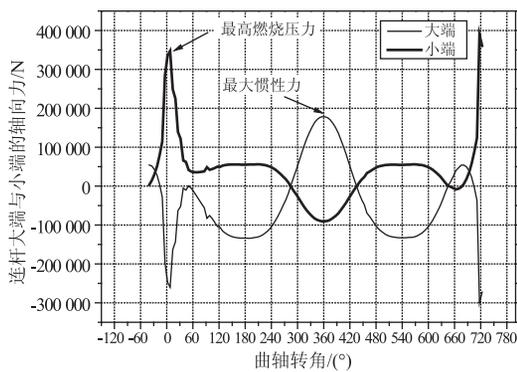
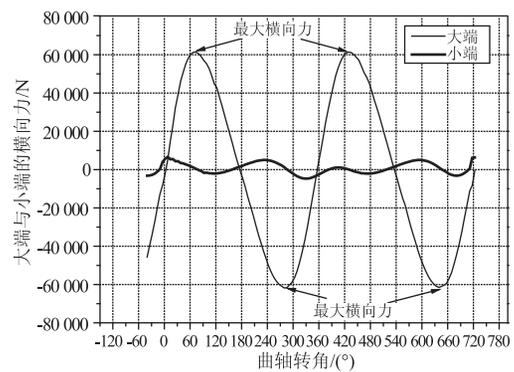


图1 多体动力学仿真模型



(a) 连杆大端与小端的轴向载荷



(b) 连杆大端与小端的横向载荷

图2 多体动力学仿真结果

表2 完整工作循环下的连杆最大载荷

序号	曲轴转角/(°)	轴向载荷		横向载荷	
		数值/kN	方向	数值/kN	方向(从小端看)
a	7.67	347.3	轴向压缩	0	
b	74.14	0		61.3	向左
c	279	0		61.8	向右
d	363.21	178.6	轴向拉伸	0	
e	429.26	0		61.4	向左
f	639.16	0		61.5	向右

## 2 连杆有限元分析

### 2.1 三维计算模型建立

在进行连杆三维有限元计算之前，需要建立比较准确的几何模型和力学模型，并且设定符合实际工况的载荷边界条件<sup>[2]</sup>。首先采用 Pro/E 建立连杆体、连杆盖、连杆螺栓和曲柄销的连杆组件装配模型，并保留圆角、倒角、定位销孔、油孔等在内的所有几何特征。然后将建好的模型导入 Abaqus 中进行前处理操作。其中，连杆体和连杆盖采用 3D4R 四面体网格单元进行划分；连杆螺栓和曲柄销采用 3D8R 六面体网格单元进行划分；采用面-面小滑移罚函数摩擦类型的接触模拟

连杆螺栓帽和连杆盖之间、曲柄销和连杆内孔面之间、连杆切口齿形之间的接触作用。由于连杆几何对称，故有限元计算也采用对称模型，同时切口啮合齿接触区域采用局部细化网格而次要区域采用一般质量网格，齿形表层采用 S4 平面单元。图3为最终的有限元模型。曲柄销设定为空心圆柱结构，螺栓采用圆头模型，去掉螺栓连接的内外螺纹，将其作用简化为螺栓和螺栓孔之间的绑定约束。由于柴油机生产厂家并没有给出连杆材质，因此通过拉伸试验<sup>[3]</sup>实际测取连杆材质的主要力学性能如表3所示，并假设所有材料均为各项同性的理想弹性材料。

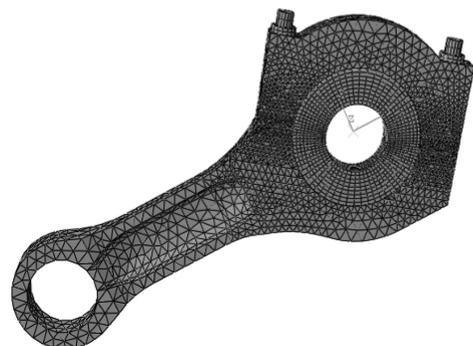


图3 连杆有限元模型

表 3 连杆材料的力学性能

性能参数	抗拉强度 $R_m$ /( $N \cdot mm^{-2}$ )	规定非比例 延伸强度 $R_{p0.2}$ /( $N \cdot mm^{-2}$ )	断后 伸长率 A	弹性 模量 E/GPa	断面 收缩率 Z
实测值	915.4	759.2	16.40%	249	58.91%

(1) 力学边界条件

有限元计算的载荷为动态仿真得到的连杆载荷，分别计算单纯的预紧工况以及在预紧基础上受到曲轴和活塞共同作用下的真实加载工况。对于预紧工况，根据实测结果施加 180 kN 的预紧力，螺纹连接采用绑定约束，并对螺栓设置 bolt load 进行预紧力模拟分析<sup>[4]</sup>。最大压缩工况下，连杆受到活塞和曲轴一起作用的分布载荷，在 Abaqus 中将连杆小头内孔采用固定约束，在曲柄销上添加集中力进行模拟；最大拉伸工况下，活塞组的往复惯性力作为集中力施加到连杆活塞销的中心处，通过曲柄销和连杆的接触作用，将力传递给连杆；对于横向力，将连杆小头靠近大头部分固定后施加横向载荷。

(2) 位移边界条件

为了防止连杆装配体有限元模型产生刚体位移，在中间面采用对称约束，对活塞销孔采用固定约束。为了便于齿形处接触的建立，对连杆盖首先进行固定约束，待接触建立后释放连杆盖的各方向自由度。在进行预紧工况分析时，对曲柄销进行固定约束，实际加载工况分析时对曲柄销释放  $x$ 、 $y$  两个方向的自由度。

2.2 计算结果与对比验证

通过对连杆预紧工况的模拟计算，发现在连杆螺栓贯穿啮合齿的部位存在应力集中，其中局部最大应力值达到了 793 MPa(图 4)，已经接近或超过其材质的屈服极限。这就表明，在预紧状态下，连杆啮合齿局部区域很可能已经发生塑性变形。

为了验证模型的准确性，测量了预紧工况下连杆切口部位的应变值，与有限元计算结果的对比如图 5 所示。图中 J1、J2、J3 分别表示三次应变测试结果，FEA 表示对应位置的计算结果，共测试对比 8 个位置，每个位置三个方向。通过对比可以看出，模拟计算结果与实测结果具有较好的一致性和稳定性，只有当应变值大于 1 000  $\mu\epsilon$  时二者的相对误差较大，但也控制在 15% 以内，说明有限元模型具有较高的准确性。

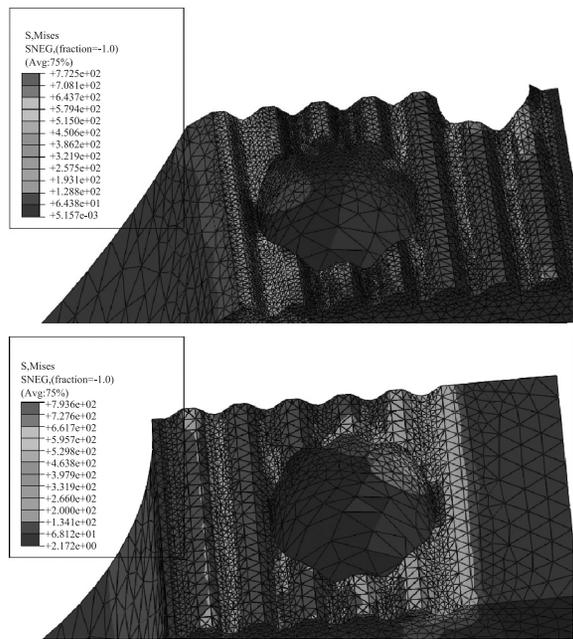


图 4 预紧工况下的连杆切口 Mises 应力分布

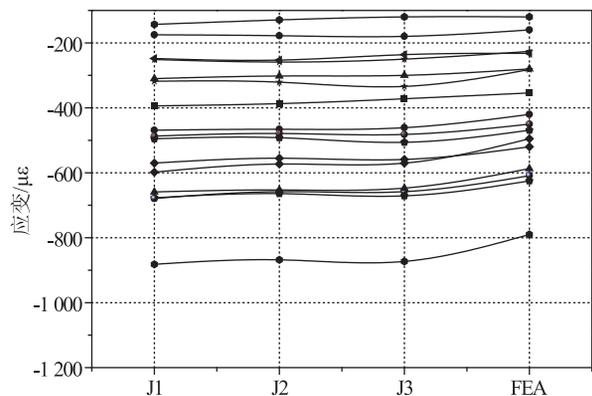


图 5 预紧工况下应变值对比

加载工况的计算结果显示，最大局部应力出现在最高燃烧压力时刻，最大值达到 797 MPa，其位置位于连杆体小端齿形与螺栓孔交界处。这进一步说明，在啮合齿被螺栓孔“切断”的位置存在严重的应力集中，高应力值已经使该部位进入塑性变形阶段，发生屈服现象。正是这些高应力应变水平造成了疲劳裂纹的出现。图 6 是啮合齿局部应力最大点的应力变化历程，其中 step1 为预紧工况，step2 为最大压缩工况（曲轴转角 7.67 °CA），step3 为向左最大横向工况（曲轴转角 74.14 °CA），step4 为向右最大横向工况（曲轴转角 279 °CA），step5 为最大拉伸工况（曲轴转角 363.21 °CA），step6 为向左最大横向工况（曲轴转角 429.26 °CA），step7 为向右横向工况（曲轴转角 639.16 °CA）。从图中可以看出在交变载荷作用下，其应力值也出现显著变化，这也是导致疲劳失效的重要原因。

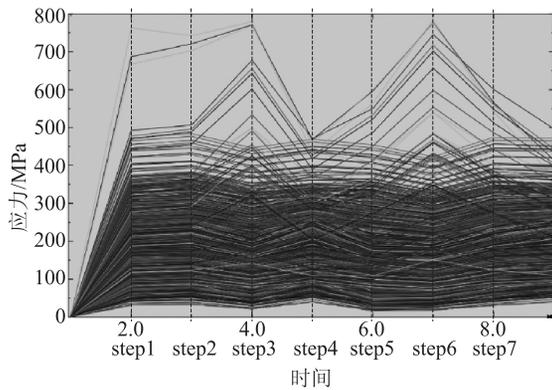


图6 连杆切口危险点 Mises 应力变更

### 3 连杆寿命计算

疲劳寿命计算主要包括工作载荷谱的获取，材料疲劳寿命特性研究，结构应力分析。基于有限元的疲劳寿命计算一般分为两步：第一步是根据载荷和几何结构计算应力应变的变化历程；第二步是结合材料的疲劳特性，应用不同的疲劳损伤模型进行寿命计算<sup>[5]</sup>。

本文在疲劳寿命分析软件 Msc. Fatigue 中，采用带符号的 Mises 应力作为应力谱，选择 S-N 方法进行了寿命计算，其中根据材质力学性能参数计算的 S-N 曲线如图 7 所示。在进行损伤计算时，连杆在应力水平  $\sigma_i$  作用下，经受  $n_i$  次循环，其损伤为  $D=n_i/N_i$ 。若在  $k$  个应力水平  $\sigma_i$  作用下，各经受  $n_i$  次循环，则其总损伤按下式进行计算。

$$D = \sum_1^k D_i = \sum_1^k \frac{n_i}{N_i}$$

破坏准则为：

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = 1$$

根据上述关系，利用材料的基本 S-N 曲线，即可估算出不同应力水平下的疲劳性能。

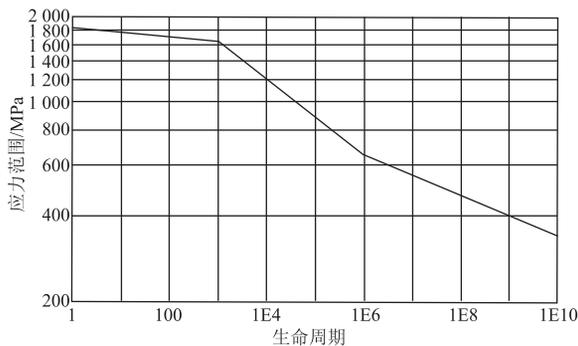


图7 连杆材料的 S-N 曲线

在本文的计算中，使用 Goodman 法进行平均应力修正<sup>[6]</sup>，最终得到连杆的疲劳寿命云图如图 8 所示

(其中，寿命折算方法为：曲轴 720°转角为一个循环，连续运转 1 年=2.63E8 个循环)。计算结果显示，连杆体短臂及其对应的连杆盖局部寿命较低，最短的局部疲劳寿命为 6 个月到 3 年不等，其余部位寿命较大。这里需要注意的是，本文计算的是裂纹萌生时间，并未涉及裂纹的扩展过程。同时，实际的连杆在螺栓孔边缘有简单但不规则的修圆，本文在建模时，为了使结果偏于保守，省略了该几何特征，这就导致计算的局部应力值偏高，寿命计算值比实际值偏低，与着色探伤发现表面裂纹的时间比则更短。

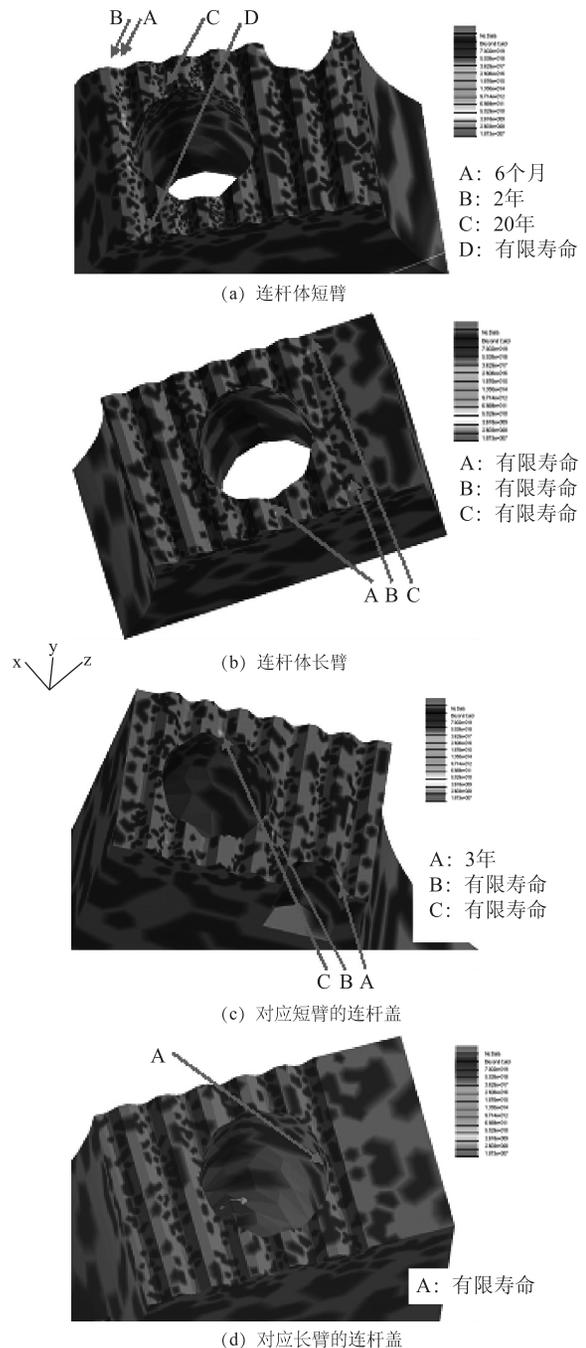


图8 连杆切口部位疲劳寿命云图

复突加负载和突减负载,为此选取最初的电极电弧启动作为类似突加负载;在断弧阶段作为类似突减负载;电弧炉处于精炼期,作为稳态负载。测定的结果如下。

突加负载时,瞬态频率调整率为-8%、瞬态电压调整率为-10%;突减负载时,瞬态频率调整率为 10%、瞬态电压调整率为 10%。稳态性能方面,由于采用了电子调速器,处于有差运行模式时可以随意控制调速率在 0~2% 之间,无差运行模式完全做到恒频;稳态电压调整率在 0.5%,频率和电压波动率均在 0.2% 以内。多台并联运行时,有功负载不平衡  $\Delta P$  仅为 5~10 kW。在电弧炉和辅助设备开机运行下,融化期由于电极电弧不稳定,负载波动大,14 台机组并联运行,提供 28 MW 供电能力,最大负载达到 100%,持续时间较短;进

入精炼期负载明显下降,退出多余机组,正常只要保持 8~10 台机组运行,稳态性能非常突出。

### 3 结 论

综上所述,针对柴油发电机组电站用于电弧炉炼钢配套,根据具体需求和负载情况,采用不同的计算方法,得出了合理的装机容量。实际应用表明:所配置的装机容量完全满足生产需求,且投资效益优化。

#### 参考文献

- [1] 俞有为. 电弧炉的工作特性及对电网的影响[J]. 新疆电力, 2002(1).
- [2] 梁正敏. 高阻抗电弧炉的供电电路[J]. 电源技术应用, 2005(9).

(上接第 25 页)

### 4 结 论

在新泻 8PA5 型柴油机曲轴连杆组件动态仿真的基础上,得到一个完整工作循环内连杆受到的交变载荷,以该载荷作为有限元分析的力学边界条件,建立连杆有限元模型进行了有限元分析。该模型考虑了连杆螺栓的预紧力,并通过与预紧工况下实测的应变值进行对比验证了模型的正确性。最后基于有限元分析结果,采用 S-N 法计算了连杆切口部位的疲劳寿命。由于在齿形处存在比较严重的应力集中,导致局部尤其是齿根处的寿命较低,建议在运行 12 000~24 000 h 后就应注意疲劳裂纹的检查。

#### 参考文献

- [1] 林建生,张宝欢,付伟成,等. 一种新型多杆内燃机的机构运动学与动力学的虚拟仿真研究[J]. 内燃机学报, 2006, 24(6): 565-568.
- [2] 张云侠,申立中,毕玉华,等. 有限元模型在发动机上的应用[J]. 昆明理工大学学报, 2001, 26(3): 43-46.
- [3] GB/T 228-2002, 金属材料室温拉伸试验方法[S].
- [4] 周芝庭,冯建芬,谷春笑. 基于 ABAQUS 螺栓接头的接触有限元分析[J]. 金陵科技学院学报, 2008, 24(4): 9-12.
- [5] Heyes P J. 基于有限元的疲劳设计分析系统 MSC/FATIGUE[J]. 中国机械工程, 1998, 9(11): 12-16.
- [6] 谢里阳,林文强,徐源,等. 复杂载荷情况下平均应力修正方法[J]. 航空学报, 1993, 14(12): 639-641.