

结构与可靠性

高强度连杆轻量化设计研究

陆传荣¹, 贺晓亮², 苗伟驰², 巫立民²

(1. 海军驻七一一研究所军事代表室, 上海 201108; 2. 七一一研究所, 上海 201108)

摘要: 从优化外形结构、减轻质量和减缓过渡区应力集中的目的出发, 基于有限元计算, 分析了某型强载柴油机连杆结构的优化对改进应力分布、减轻质量以及提高结构强度和刚度的作用。分析表明: 连杆结构优化后, 在满足高强度应用的同时, 质量减轻约 8 kg, 连杆螺栓连接部位的应力集中区域得到显著改善, 连杆外形更有利于锻造加工。柴油机耐久试验考核表明, 优化后的连杆结构强度和刚度满足使用要求。

关键词: 连杆; 有限元; 结构; 优化

中图分类号: TK423.4⁺3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2015)02-0022-04

Study on High Strength Connecting Rod Lightweight Design

Lu Chuanrong¹, He Xiaoliang², Miao Weichi², Wu Limin²

(1. Naval Deputy Office of Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108;

2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: To optimize the configuration of a high-load diesel engine's connecting rod, as well as reduce its mass and stress concentration level, finite-element method was used to analyze the effect of structure optimization on improvement of stress distribution, mass reduction, and increasing of structural strength and stiffness. The analysis results show that after structure optimization, the mass could be reduced by about 8kg, without compromise on high strength; the stress concentration area of the connecting rod bolt has been significantly improved, the configuration of the connecting rod is easier to process. The durability test indicate that the strength and stiffness of the connecting rod after optimization can meet the application requirements.

Keywords: connecting rod; finite-element method; structure; optimization

0 引言

连杆作为发动机中承受交变载荷最严重的部件之一, 其工作的可靠性、安全性直接影响发动机的正常工作。随着柴油机技术的进步, 缸内最高燃烧压力越来越高, 对连杆的设计提出了新的要求: 在满足高强度应用的同时, 要保证足够的强度、刚度和疲劳强度, 尽可能达到质量轻、体积小、形状合理, 并最大限度地减缓过渡区的应力集中。而上述要求往往是相互制约的, 因此在连杆结构方案确定之前, 须要进行充分的仿真分析。

有限元分析是目前常用的机械零部件结构强度、刚度以及疲劳强度分析方法。通过有限元计算分析, 可以在短时间内, 以较低的成本对机械零部件进行三维仿真计算分析, 找出设计薄弱环节并提出合理的优化方案。

本文结合某型柴油机连杆设计结构, 提出优化方案, 并应用有限元计算分析优化前后的连杆结构强度和刚度, 在保证连杆满足使用要求的基础上, 减轻整个连杆部件的质量, 同时使连杆的整体外形结构更加合理, 且便于制造加工。

收稿日期: 2014-11-15

作者简介: 陆传荣(1974-), 男, 工程师, 主要研究方向为船舶动力装置设计。

1 连杆结构优化及计算

某型柴油机的连杆部件主要由连杆杆身、大端盖、连杆螺栓和螺母等零件组装而成, 其中连杆杆身、大端盖和连杆螺栓是承受柴油机最高燃烧压力及往复惯性力的主要零件, 对连杆的结构强度和刚度有很大影响, 并且其外形结构对连杆的应力分布、加工制造的便捷程度, 以及整个连杆部件的质量起到决定性作用。

1.1 连杆初始方案

图 1 为某型柴油机连杆的初始结构方案。连杆杆身为异型“工字型”结构, 滑油通过杆身上的斜油孔润滑曲柄销; 连接方式为螺栓(螺钉头)连接, 连杆杆身与连杆盖均有与螺栓连接的平面; 大端盖减重带为带凹槽的异型结构; 连杆总质量约为 97 kg。

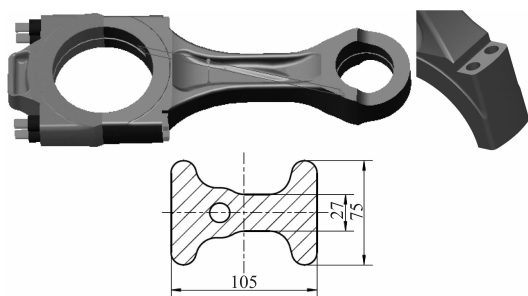


图 1 连杆初始结构方案

1.2 初始结构连杆的有限元计算

图 2 为该连杆的几何模型和简化的曲柄销、活塞销有限元网格模型。



图 2 初始连杆有限元模型

1.2.1 计算边界条件与工况的设定

计算基于以下假设:

- (1) 所有材料为理想线弹性材料;
- (2) 最高燃烧压力(以下简称“爆压”)出现时刻为活塞上止点;
- (3) 连杆杆身、螺栓(柱)和螺母的螺纹结构简化处理, 采用圆柱面绑定模拟螺栓连接。

计算考虑了连杆螺栓预紧力、活塞销-销座之间接触间隙、曲柄销-轴瓦之间接触间隙、衬套-连杆小头过盈以及轴瓦-连杆大头过盈作为预紧装配工况, 又选取两个转速下连杆受到爆压作用和最大惯性载荷作用为计算工况, 获得连杆在给定工作状

态下的变形、接触、强度等情况。

1.2.2 计算结果

基于连杆结构强度分析, 选取最大压缩工况、最大往复惯性载荷工况开展疲劳强度分析, 获得连杆在该工况组合下的疲劳强度结果。图 3 和图 4 为初始连杆的 MISES 应力。

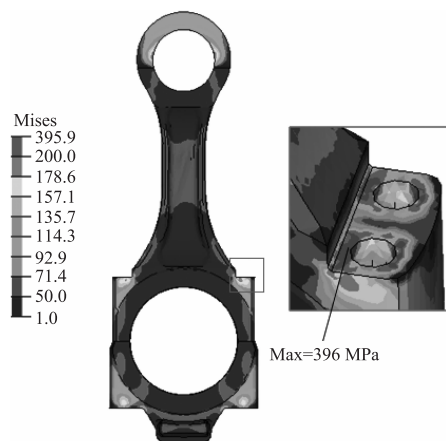


图 3 最大拉伸工况下初始连杆的 MISES 应力

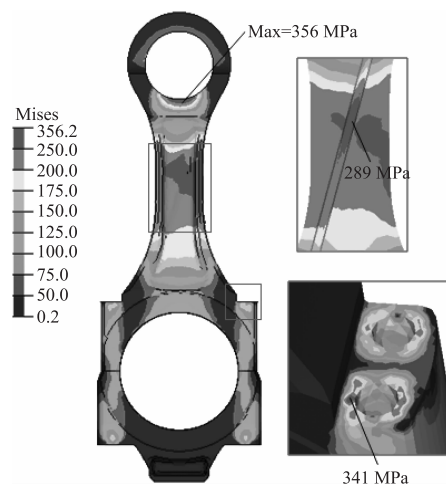


图 4 最大压缩工况下初始连杆的 MISES 应力

计算结果表明: 在最大拉伸工况下, 初始连杆整体应力较小, 仅在小端衬套和大端螺栓孔附近应力较大, 其中最大应力出现在图 3 示出部位, 此处应力梯度也很大, 而大端底部减重带应力很小; 最大压缩工况下初始连杆最大应力在小头孔处, 为 356 MPa, 杆身最大应力 289 MPa, 台阶处最大应力为 341 MPa, 附近应力梯度很大, 而大端底部减重带应力很小。

图 5 为初始连杆大端刚度情况, 大端结合面处最大径向变形量为 0.022 8 mm。

图 6 为初始连杆安全系数计算结果, 可以看出安全系数最小部位在杆身处, 为 1.731, 能够满足连杆的安全系数要求。图 7 为连杆盖疲劳计算结果, 连杆盖最小安全系数为 2.263。连杆大端除台阶处,

大部分安全系数在 5 以上, 存在可优化的空间。

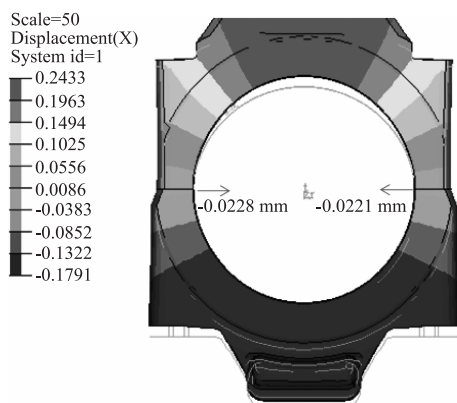


图 5 最大拉伸工况下初始连杆大端变形

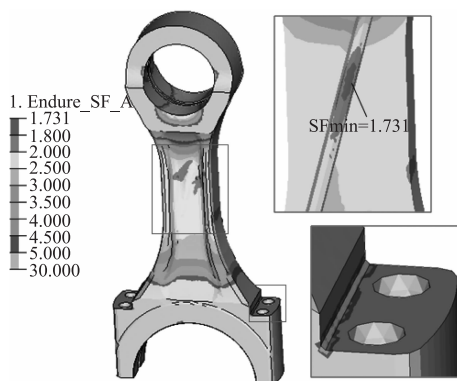


图 6 初始连杆杆身安全系数

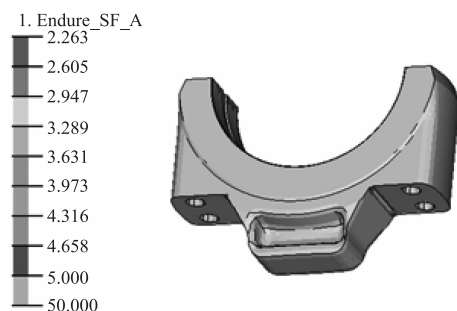


图 7 初始连杆盖安全系数

1.3 连杆优化方案

初始结构连杆的总质量在同类产品中属于偏重, 且杆身工字型结构与大端盖的减重带结构均为异型, 增加了锻造模具的加工难度, 并且杆身外表面须要经过机械加工才能成型, 增加了连杆制造成本。有限元分析表明: 杆身上用于螺栓安装的平面, 在螺栓孔靠近小圆弧的附近有较大的应力集中, 应加以解决; 同时连杆大端减重带有较大的优化空间。

针对以上情况对该连杆提出如下优化方案:

(1) 杆身工字型结构中间部分整体加厚, 且杆身外表面不再加工, 并适当减小杆身厚度和宽度, 这既能简化连杆锻造模具结构, 又能简化连杆后续

加工流程;

(2) 大端盖减重带取消凹槽异型结构, 改为简单的平底式结构;

(3) 将螺栓改为螺柱, 螺柱两端均采用螺纹结构连接, 杆身上与之对应采用内螺纹孔;

(4) 取消连杆杆身上安装螺栓的小平面, 即连杆工字型杆身与连杆两侧臂之间采用较大的圆弧过渡。

优化后的连杆结构如图 8 所示, 连杆的总质量约为 89 kg, 相比原方案减少了 8 kg。

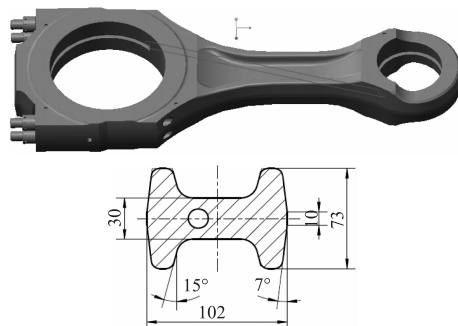


图 8 连杆优化后结构方案

1.4 优化方案有限元计算

针对优化后的连杆结构方案, 采用有限元计算分析的方法, 验证结构优化后的连杆结构强度和刚度是否满足柴油机的使用要求。图 9 为优化结构的连杆有限元模型。



图 9 连杆优化后有限元模型

优化连杆的 MISES 应力计算结果见图 10、图 11。可以看出, 在最大拉伸工况下连杆整体应力较小, 连杆大端在与螺栓和螺母接触附近出现应力集中, 但处于安全范围内。

最大压工况下, 优化后的连杆最大应力位置在杆身油孔处, 为 319 MPa, 小端最大应力相比初始连杆减小了 37 MPa。由于杆身横截面积相对于初始方案的杆身截面减小, 油孔处应力增大了 30 MPa, 但处于安全范围内。两种工况下带凹槽的大端盖减重带应力值都很小。

图 12 为优化连杆大端刚度情况, 大端盖结合处在最大拉工况下变形量增大了 0.01 mm, 刚度略有减弱, 但仍能满足连杆刚度要求。

图 13、图 14 为优化连杆杆身和大端盖的疲劳安全系数结果。连杆优化后杆身油孔处安全系数有

所增大, 由 1.731 增大到 1.914。连杆盖最小安全系数也由 2.263 增大到 2.404。

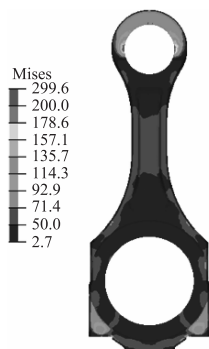


图 10 最大拉工况下优化连杆 MISES 的应力

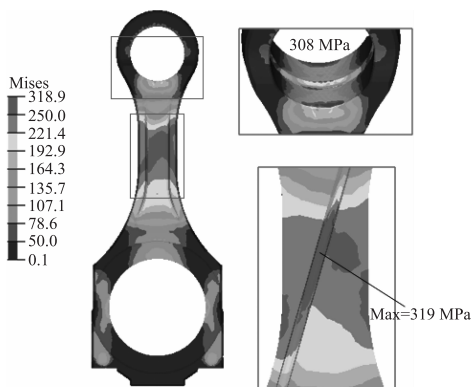


图 11 最大压工况下优化连杆的 MISES 应力

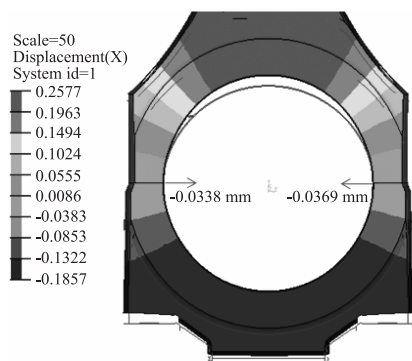


图 12 最大拉伸工况下优化连杆大端变形

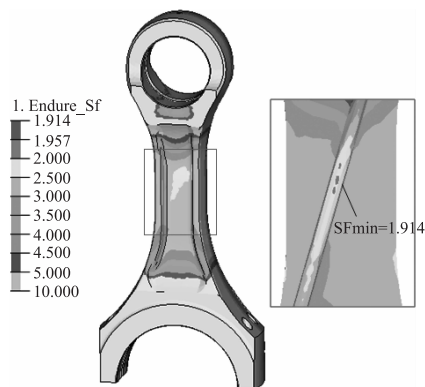


图 13 优化连杆杆身安全系数结果

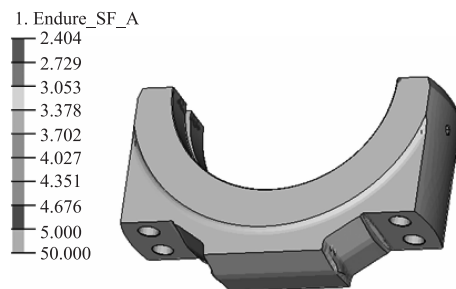


图 14 优化大端盖安全系数结果

2 平台试验验证

对优化后连杆部件进行静态载荷平台测量试验。测量工况为连杆在最大拉伸工况(柴油机转速为 $1\,280\text{ (r}\cdot\text{min}^{-1})$ 时, 活塞连杆组最大拉伸惯性力, 试验最大载荷为 341 kN) 和最大压缩工况(缸内最高燃烧压力 23 MPa , 试验最大载荷为 $1\,317\text{ kN}$), 测量内容为连杆本体的应力值。经过测量分析, 在试验工况与计算工况相同的情况下, 连杆静强度试验得到的结果和仿真计算的结果一致性较好, 证明了有限的计算结果可信。

3 耐久试验考核

优化后的连杆部件装配到柴油机上, 进行了 $1\,000\text{ h}$ 耐久试验考核, 试验期间连杆工作正常; 试验结束后拆检结果表明: 连杆杆身、大端盖及螺栓的状态均良好, 证明了优化后的连杆结构能够满足柴油机的使用要求。

4 结 论

利用有限元方法能够快速准确地对连杆结构强度、刚度及疲劳强度进行分析, 对连杆结构设计方案的合理性做出评估, 并提出优化建议。优化后的柴油机连杆部件, 疲劳强度得到进一步提高, 在减轻连杆质量的同时, 大大降低了制造难度和成本。表明该型高强度连杆轻量化设计研究取得了预期效果。

参考文献

- [1] 陈大荣. 船舶内燃机设计[M].
- [2] 吴泓, 王峰等. 大功率柴油机连杆三维精细分析[J]. 内燃机工程, 2003, 24(6): 31-36.
- [3] 谭卓君, 左正兴等. 内燃机连杆有限元分析进展[J]. 中国机械工程, 2004 15(4): 365-369.
- [4] 钱丽丽等. 连杆大头-曲柄销接触的三维有限元法计算[J]. 内燃机工程, 2000 1: 54-58.