

某柴油机连杆小头结构参数优化

张利敏,王延荣,熊毕伟,姚亮宇,许春光
(中国北方发动机研究所,天津 300400)

Optimization of Structural Parameters of Con-Rod Small End of a Diesel Engine

ZHANG Limin, WANG Yanrong, XIONG Biwei, YAO Liangyu, XU Chunguang

(China North Engine Research Institute, Tianjin 300400, China)

Abstract: The optimization of structural parameters of the con-rod small end of a diesel engine was presented. By means of the DOE method, a set of optimal parameters could be obtained using the maximum contact pressure and the maximum compressive stress at the supporting rib fillet as criteria, and the stress distribution on the bush as constraint. The study reveals that the thickness and fillet radius of the support rib are the main factors influencing the joint deformation compatibility of the con-rod small end. Then the results of the EHD simulation and bench test indicate that the contact pressure of the optimized structure is obviously decreased and its distribution is more even.

摘要: 针对某柴油机连杆小头结构,借助试验设计(DOE)技术,以接触面最大接触压力和支撑圆角最大压应力为评价指标,以衬套应力分布为约束条件,开展连杆小头关键特征参数优化分析,获得最优参数组合。实例分析表明:小头支撑厚度和支撑圆角半径是影响连杆小头运动副变形协调的主要因素。后续通过优化前后结构的 EHD 仿真及试验对比结果表明:最优参数结构可明显降低边缘接触压力,且接触应力分布更均匀。

关键词: 内燃机;连杆;小头;变形协调;优化设计

Key words: IC engine; connecting rod; small end; deformation compatibility; optimization

DOI: 10.13949/j.cnki.nrjgc.2017.03.018

中图分类号: TK402

文献标识码: A

0 概述

连杆小头衬套与活塞销配合构成柴油机精密运动副,其使用寿命和工作状态是柴油机工作可靠性的关键因素之一^[1-2]。随着柴油机功率密度的提高,其燃气燃烧压力负荷急剧增大,导致服役状态下活塞销发生弯曲变形,加之与小头衬套变形互不协调可引起严重的边缘负荷,进而造成衬套塑性变形,磨损严重甚至转动松脱,由此对于连杆小头结构的精细化设计提出了更高要求,国内外学者针对此类结

构优化设计也有较多研究^[3-5]。

目前,针对连杆小头局部的结构优化设计,主要可采用两类方法:(1)优化连杆小头与杆身过渡结构,此类结构本质上是降低连杆小头两侧的局部刚度,实现连杆小头与活塞销变形协调;(2)连杆小头内孔修型,包括将内孔修为椭圆或腰鼓形结构,此类结构本质上是预先在小头内孔补偿活塞销的变形量,以适应活塞销变形从而达到载荷均匀分配的目的^[6]。相对于内孔修型的单因素设计,通过改变结构参数调整支撑刚度实现变形协调的设计难度更大,因此工程人员

收稿日期: 2015-07-27

作者简介: 张利敏(1983—),男,副研究员,博士,主要研究方向为内燃机结构设计及优化, E-mail: tju_zlmwan@aliyun.com。

在方案设计时多数仍采用多方案对比的传统设计方法,该方法虽然可在小范围优选出较合理的设计方案,但无法根本上实现结构变形协调最优化。为此,本文将采用试验设计(DOE)优化技术,以某高强化柴油机连杆小头结构为例,开展结构参数对配副变形协调能力的影响规律研究及参数优化,提出此类结构改进设计依据,并为同类结构优化设计提供参考。

1 连杆小头结构参数化仿真模型

1.1 连杆小头结构参数设计变量

按照过往连杆小头楔形结构的设计经验,连杆小头宽度、直径、下承压面壁厚、过渡圆角及连杆杆身过渡壁厚等对于连杆接触应力均有影响,但受活塞结构影响,可供调整改进的参数仅为下承压外圆的向上偏心值 x_1 、过渡圆角 x_2 、连杆杆身壁厚 x_3 和连杆宽度尺寸 x_4 ,具体参见图 1。为保证杆身弯曲刚度,设定 x 和 y 向的截面矩 $I_x/I_y=\lambda$, λ 为常量,由此表明 x_3 和 x_4 相关,因此仅需定义 x_3 为设计变量, x_4 为随动变量,将 x_1, x_2, x_3 定为设计变量集合 $\mathbf{x}$,即:

$$\mathbf{x} = \{x_1 \quad x_2 \quad x_3\} \quad (1)$$

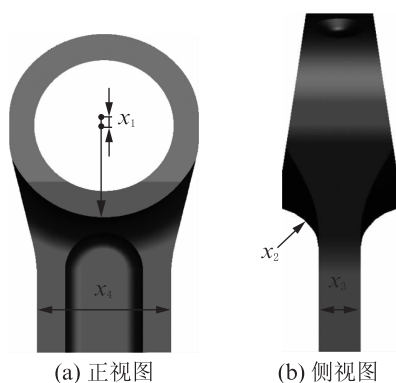


图 1 连杆小头结构参数化模型示意图

1.2 连杆小头仿真模型

对于高功率密度柴油机,最高燃烧压力在活塞销上的等效力远高于活塞组件最大惯性力。与之对应,衬套在最高燃烧压力工况下承压面压应力及边缘载荷更严重。据此,本文仅针对连杆小头组件开展最高燃烧压力工况分析。如图 2 所示,连杆小头组件包括活塞销、活塞和连杆小头,图中燃气力 F 施加在活塞顶部,连杆小头底部位移全约束,连杆与衬套之间为过盈接触,活塞销与衬套和活塞销座之间为间隙接触。连杆小头组件零部件材料属性如表 1 所示。为简化分析,连杆小头结构参数优化分析不考虑油膜影响。

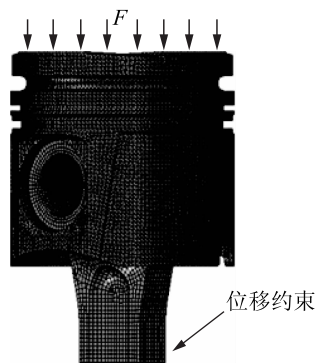


图 2 连杆小头组件有限元模型

表 1 连杆小头组件零部件材料属性

零部件	弹性模量/MPa	泊松比
连杆体	210 000	0.30
衬套	130 000	0.32
活塞销	210 000	0.30

2 结构优化评价指标及约束条件

2.1 评价指标

连杆-活塞销组合结构协调问题与活塞销孔-活塞销组合结构在分析方法上类似,因此可借鉴前人活塞销孔型线设计所采用的棱缘应力及应力分布状态作为结构协调性优劣的评价指标^[7-8]。考虑到接触面压应力分布越均匀应力越小,承压件越可靠,反之则越危险,因此进一步采用衬套与活塞销接触压应力绝对值的最大值作为参数优化的评价指标,且希望该最大值在设计变量约束区域内最小,其数学表达如式(2)所示。

$$\min_{\mathbf{x}} g_1 = |\sigma_{c, \max}| \quad (2)$$

式中, $\mathbf{x}$ 为设计变量; $\sigma_{c, \max}$ 为接触面最大接触压应力。

此外,考虑到削弱连杆小头两侧刚度可能造成连杆小头圆角处压应力急剧增加,导致疲劳断裂,因此在实现结构协调的同时,应保证连杆小头圆角处最大压应力的绝对值最小,故可将其定义为连杆小头参数优化的另一评价指标,如式(3)所示。

$$\min_{\mathbf{x}} g_2 = |\sigma_{r, \max}| \quad (3)$$

式中, $\sigma_{r, \max}$ 为连杆小头圆角处最大压应力。

2.2 约束条件

由于活塞销与连杆小头弯曲变形互不协调会引起严重的边缘负荷,而实现活塞销与连杆小头结构协调的基本假设为连杆小头承压面随活塞销变形而变形,由此可知连杆小头接触压应力将呈现出由两端向中部逐渐减小的单调变化。参考图 3 中连杆小头承压面应力约束参考点(图中 A、C 点依次为衬套中间位置和衬套端面位置, B 点在 A 点和 C 点连

1/2 处)可知,若 $|\sigma_C| \gg |\sigma_A|$ 则表明协调性较差,若 $|\sigma_A| \gg |\sigma_C|$ 则表明连杆小头两端支撑结构作用缺失。因此为实现结构与活塞销变形协调,图 3 中示出的 A、B、C 三点的压应力应满足式(4)关系。

$$|\sigma_A| \geq |\sigma_B| \geq |\sigma_C| \quad (4)$$

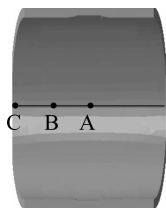


图 3 连杆小头衬套承压面应力约束参考点

此外,根据整机布置及活塞结构限制,可给定连杆小头设计参数约束域如式(5)所示。

$$x_1 \leq x \leq x_u \quad (5)$$

3 连杆小头结构参数优化实例

针对某高功率密度柴油机连杆小头结构,依据实际结构布局,给出设计变量 $\mathbf{x} = [x_1 \ x_2 \ x_3]$ 的上下限,其中设计变量下限 $\mathbf{x}_l = [-9 \ 1 \ 12]$,设计变量上限 $\mathbf{x}_u = [2 \ 11 \ 16]$ 。采用试验设计中心复合设计算法,设计了正交试验分析的 15 种模型组合,如表 2 所示。将计算结果通过曲面拟合得到各评价指标随设计参数的变化规律图,该规律图可直观地揭示结构参数的优化过程。

表 2 连杆小头参数组合

序号	x_1/mm	x_2/mm	x_3/mm
1	-3.500 0	6.000 0	14.000 0
2	-3.500 0	6.000 0	12.000 0
3	-3.500 0	6.000 0	16.000 0
4	-9.000 0	6.000 0	14.000 0
5	2.000 0	6.000 0	14.000 0
6	-3.500 0	1.000 0	14.000 0
7	-3.500 0	11.000 0	14.000 0
8	-7.971 7	1.934 8	12.374 0
9	-7.971 7	1.934 8	15.626 0
10	0.971 7	1.934 8	12.374 0
11	0.971 7	1.934 8	15.626 0
12	-7.971 7	10.065 0	12.374 0
13	-7.971 7	10.065 0	15.626 0
14	0.971 7	10.065 0	12.374 0
15	0.971 7	10.065 0	15.626 0

图 4 示出了衬套与活塞销接触面压应力最大值 g_1 随 x_1 、 x_2 、 x_3 的变化规律,其中 x_1 和 x_2 分别在 -9~2 mm 和 1~11 mm 设计范围内取值。由图 4 可知,给定

x_3 时, g_1 随参数 x_1 和 x_2 的增加而增加,但从图 4 中曲面的梯度变化可知, g_1 对 x_1 的变化相比 x_2 更加敏感。而观察 x_3 从 12~16 mm 的变化可见, g_1 的整体变化波动非常微小,由此表明 g_1 对于给定设计范围内 x_3 的变化较其他两个参数的敏感度较小,因此可根据以往设计经验及强度要求,提前给定 $x_3 = 14$ mm。

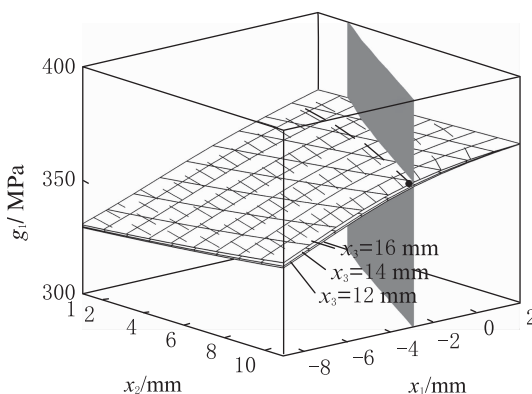


图 4 g_1 随 x_1 、 x_2 、 x_3 的变化规律

根据前述结论,图 5 示出了 $x_3 = 14$ mm 时,连杆小头圆角处压应力 g_2 随 x_1 、 x_2 的变化规律。由图 5 可知, g_2 随 x_1 的变化相对平缓,随 x_2 的增加而大幅下降,即 g_2 对参数 x_2 的变化更加敏感。

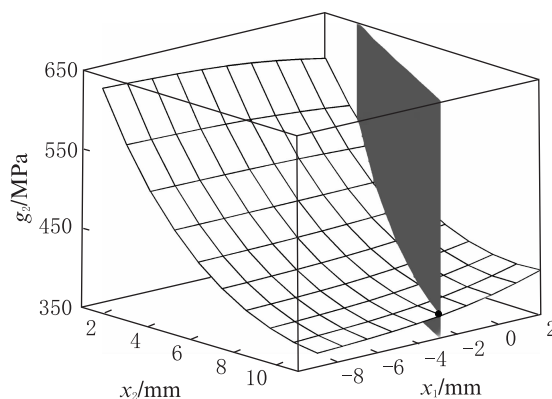


图 5 g_2 随 x_1 、 x_2 的变化规律

图 6 为 $x_3 = 14$ mm 时,按 2.2 节描述的衬套 A、B、C 三点的压应力随 x_1 、 x_2 的变化规律。图 6 中虚线区域表示满足 2.2 节约束条件的可行域,其中灰色切面表示 $|\sigma_B|$ 与 $|\sigma_C|$ 三维表面的交线,虚线分别为 $x_1 = 2$ mm 和 $x_2 = 11$ mm 的边界。

为确定连杆小头 x_1 和 x_2 参数的最优值,可将图 6 可行域映射到图 4 和图 5 中,分别获得可满足 g_1 及 g_2 最小的参数组合。其中图 4 示出的粗虚线为等高线 $g_1 = 362.5$ MPa,该等高线与可行域灰色边界相切于点 (-3,11),该点为可行域范围内 g_1 最小的参数组合。同样在图 5 中发现该参数组合同样满足 g_2 最小,因此在该参数组合下, g_1 与 g_2 的性能趋势一致,由此确定

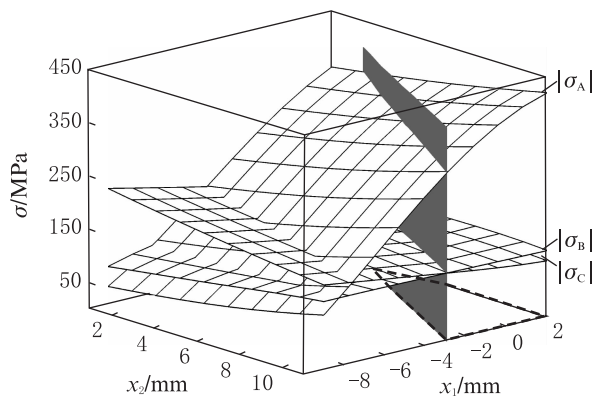


图6 连杆小头衬套 A、B、C 三点应力随 x_1 、 x_2 的变化规律
 x_1 和 x_2 参数的最优值为 $x_1 = -3$ mm 和 $x_2 = 11$ mm。

4 仿真及试验验证

为验证上述优化参数的有效性,特与优化前结构进行仿真及试验验证,其中优化前设计结构参数为: $x_1 = 0$ mm, $x_2 = 16$ mm, $x_3 = 18$ mm。

仿真验证方面,采用连杆小头轴承 EHD 模型进行优化前后轴承油膜特性对比验证^[9-11]。考虑到连杆小头采用飞溅润滑,油孔处进油压力较难获得,为简化分析,提出如下假设:(1) 连杆小头油孔供油压力恒定;(2) 轴承副粗糙度一致;(3) 小头处机油温度恒定。连杆小头轴承 EHD 仿真模型见图 7,其中连杆小头轴承峰值压力限制设为 800 MPa。

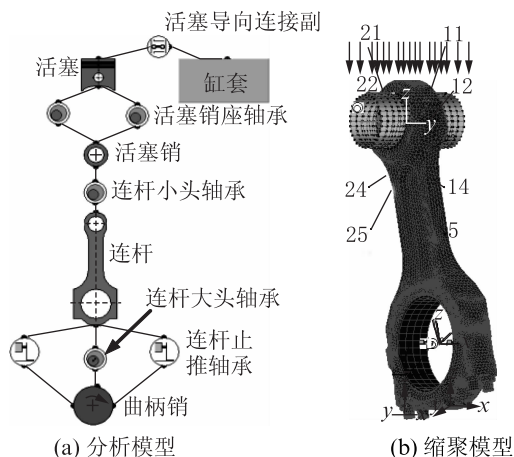


图7 连杆小头轴承 EHD 仿真模型

初始方案与优化方案峰值压力对比见图 8。由图 8 可明显看出,优化方案在爆发时刻峰值压力有明显下降,降幅达到 56%,由此验证了优化方案的有效性。图 9 和图 10 分别为初始方案和优化方案在爆发时刻对应的轴承压力分布图。由图可知,优化方案较初始方案轴承边缘降低,承压区域增加且压力分布更加均匀。

试验验证方面,以连杆小头磨损状态为依据,通过整机试验进行连杆小头优化前后结构对比验证分

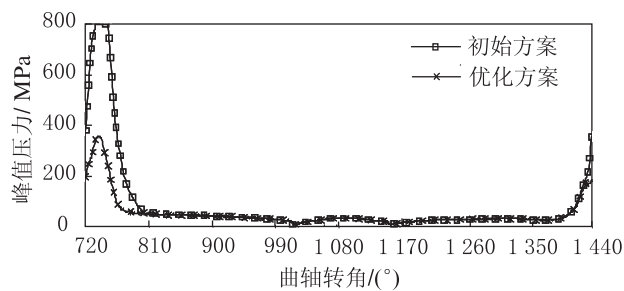


图8 初始方案与优化方案峰值压力对比图

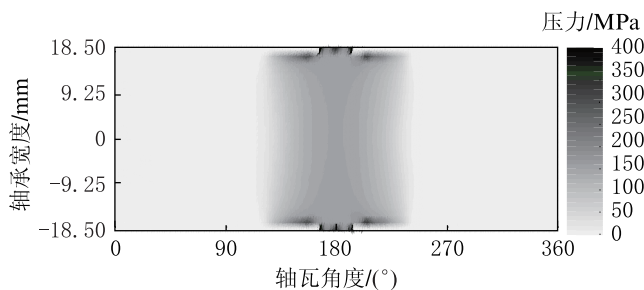


图9 初始方案峰值压力时刻的轴承压力分布图

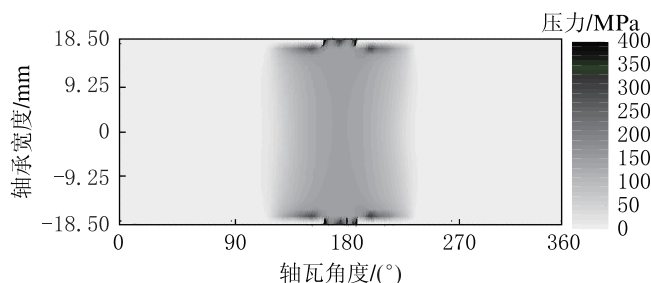


图10 优化方案峰值压力时刻轴承压力分布图

析。优化前后连杆小头衬套磨损照片见图 11。由图 11 可看出,采用优化前结构的衬套磨损区主要集中在衬套两侧边缘,表明该区域所受压应力较大,而采用优化后结构的衬套两侧边缘位置磨损已显著改善。由此表明,优化后连杆小头结构更适应活塞销变形,可在一定程度降低衬套边缘接触应力。

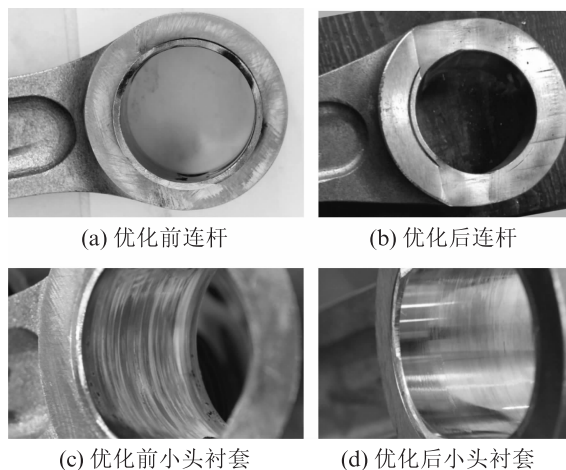


图11 连杆小头结构优化前后衬套试验对比图

5 结论

本文基于参数化仿真模型,提出了以结构协调性为评价指标的结构优化设计方法。优化分析表明连杆小头支撑厚度和支撑圆角半径对上述评价指标影响较大,且在约束边界取得可使 $|\sigma_{c,max}|$ 与 $|\sigma_{r,max}|$ 的性能趋势一致的最优参数值。最终针对优化前后结构开展 EHD 仿真及试验对比分析,从峰值压力数值、压力分布及小头衬套试验磨损方面验证了优化方案的有效性。

参考文献:

- [1] 司庆九,詹樟松,闵龙,等. 发动机曲柄连杆机构活塞销卡滞现象机理分析[J]. 汽车技术, 2010(5):30-34.
SI Q J, ZHAN Z S, MIN L, et al. Analysis on the piston pin seizing mechanism of engine crank-connecting rod [J]. Automobile Technology, 2010(5):30-34.
- [2] 刘宽伟. 考虑混合润滑的连杆小头衬套松动仿真研究[D]. 北京:北京理工大学, 2015.
- [3] MICHAEL T L, ROGER K, CHRIS C H, et al. Advanced connecting rod design for mass optimization[C]//SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2010, 2010-01-0420.
- [4] DAN D, MICHAEL T L. Optimized power cell unit in IC engine-design for light weight and high strength piston and connecting rod[C]//SAE Paper. Detroit, MI, USA, 2006, 2006-01-0894.
- [5] 马斌. 柴油机连杆的动态应力分析及优化设计[J]. 机械设计, 2012, 29(4):59-62.
MA B. Dynamic stress analysis and optimization design of diesel engine connecting rod[J]. Journal of Machine Design, 2012, 29(4):59-62.
- [6] 张利敏,王延荣,赵志强,等. 高功率密度柴油机连杆小头衬套孔结构优化设计[J]. 车用发动机, 2014(2):15-18.
ZHANG L M, WANG Y R, ZHAO Z Q, et al. Optimization of bushing taper hole of connecting rod small end for HPD diesel engine[J]. Vehicle Engine, 2014(2):15-18.
- [7] 刘畅,张卫正,刘雨薇. 高强度柴油机活塞异形销孔结构与试验研究[J]. 车用发动机, 2011(5):18-23.
LIU C, ZHANG W Z, LIU Y W. Structural design and experimental study on piston non-circular pinhole for highly-intensified diesel engine[J]. Vehicle Engine, 2011(5):18-23.
- [8] 刘世英,林风华,秦有志,等. 销孔结构设计对活塞可靠性影响的研究[J]. 内燃机工程, 2007, 28(1):46-50.
LIU S Y, LIN F H, QIN Y Z, et al. Piston durability research based on the pin-bore profile design [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2007, 28(1):46-50.
- [9] 张俊岩,左正兴,王晓力,等. 活塞销轴承混合润滑特性研究[J]. 内燃机学报, 2010, 28(1):79-84.
ZHANG J Y, ZUO Z X, WANG X L, et al. Analysis of the performance of piston pin bearing in mixed lubrication [J]. Transactions of CSICE, 2010, 28(1):79-84.
- [10] 尹松. 发动机连杆小头与衬套刚强度分析与优化[D]. 北京:北京理工大学, 2014.
- [11] 任俊,刘小君,王伟,等. 发动机连杆小头轴承的润滑研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2008, 31(3):347-351.
REN J, LIU X J, WANG W, et al. Research on lubrication of connecting rod small end bearing of engine[J]. Journal of Hefei University of Technology (Natural Science), 2008, 31(3):347-351.
- [12] 刘惟信. 机械最优化设计[M]. 北京:清华大学出版社, 1994.

欢迎访问 www.cicee.com.cn 并在线投稿。

关于投稿的咨询,请联系 E-mail:cicee@vip.163.com。