

[制造·使用·改进]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2017.02.016

# 曲柄群驱动机构连杆断裂研究

史蒂芬, 刘言松, 吴 焱, 曹巨江

(陕西科技大学机电工程学院, 陕西 西安 710021)

**摘 要:**针对曲柄群驱动机构实验台连杆桁架中连杆断裂现象,进行受力分析并针对问题提出可调杆件的设计方案。应用压杆稳定性理论和 ANSYS 有限元软件对比分析了断裂连杆的临界应力,结果表明结构设计不当造成连杆断裂。最后优化设计方案,将连杆设计为可调形式的连杆并应用于试验台中,对杆件进行的变形分析验证了优化设计的合理性。

**关 键 词:**曲柄群驱动机构;连杆桁架;有限元分析;压杆稳定性理论;ANSYS 软件

中图分类号:TH112

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2017)02-0073-04

## Connecting Rod Fracture Research of Crank Group Driving Mechanism

SHI Difen, LIU Yansong, WU Yao, CAO Jujiang

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Shaanxi University of Science and Technology, Xi'an 710021, China)

**Abstract:** According to the fracture phenomenon of the connecting rod in the experiment platform of the crank group driving mechanism, the stress analysis was carried out and the design scheme of the adjustable rod for the problem was put forward. The critical stress of the connecting rod was analyzed by using the stability theory of the press bar and the ANSYS finite element software. The analysis results showed that the structure design of the connecting rod was not properly designed. Finally, the design scheme was optimized, and the connecting rod was designed as an adjustable connecting rod which was applied to the test platform. The deformation of the rod was analyzed, and the rationality of the design was also verified.

**Keywords:** crank group driving mechanism; connecting rod truss; finite element analysis (FEA); stability theory of pressure bar; ANSYS software

连杆桁架是曲柄群驱动机构中传递动力的关键组件,其作用是连接主从动曲柄,由主动曲柄的旋转运动驱动输出曲柄作同方向的等速回转。其中独立连杆是连杆桁架的基本组成零件,每根连杆工作时由于受载情况比较复杂,应具有足够的强度、刚度和稳定性,故结构设计对曲柄群机构的工作性能有很大影响<sup>[1]</sup>。就压杆稳定性来说,引发连杆断裂的原因很多,既可能是杆件本身质量缺陷也可能是外部因素如拉压、弯曲和扭转等交变载荷综合作用的结果,一旦连杆断裂失效会引起转动副间连杆干涉、各曲柄同相位状态发生改变,使整个机构卡死、造成机构报废等严重后果<sup>[2]</sup>。因此研究连杆断裂失效的原因对改进连杆桁架结构形

式和提高整体机构使用寿命均有重要意义。

### 1 连杆断裂概述

曲柄群驱动机构动平衡实验台在开机正常运转过程中,连接主动曲柄的一根连杆发生断裂事故,断裂连杆如图1所示。

实验台中连杆桁架的连杆由两部分组成,一部分是圆柱两端铣平面的杆件主体;另一部分是锥体。将锥体焊接在连杆主体的一侧平面上,安装时将锥体放置在连接件的滑动槽内,用2个圆螺母压紧,其组合件结构图如图2所示。

连杆的破坏大多是拉压疲劳断裂,曲柄群机构运转时独立连杆的受力呈周期变化,连杆的结构对称于

收稿日期:2016-09-08;修回日期:2016-10-25

基金项目:国家自然科学基金项目(51175313)。

作者简介:史蒂芬(1989),女,陕西咸阳人,硕士研究生,主要研究方向为多曲面段弧面凸轮机构设计与仿真。E-mail: 445769625@qq.com

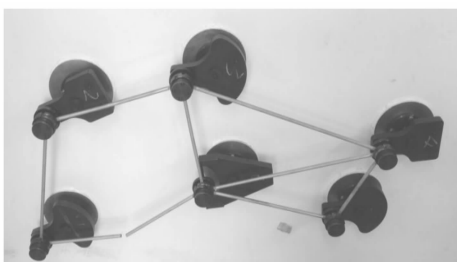


图1 曲柄群机构动平衡实验台连杆发生断裂

Figure 1 Fracture of linkage happened in connecting rod truss of dynamic balancing test bench for crank group mechanism

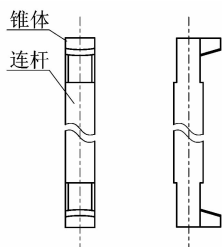


图2 独立连杆结构示意图

Figure 2 Structure diagram of independent connecting rod

摆动平面。每根独立连杆在工作时可能承受的力有：来自连杆本身的惯性力、曲柄通过连接件对连杆的反作用力、连杆与连接件滑槽间隙产生的过盈力以及连杆两端圆螺母压紧连杆的预紧力<sup>[3-4]</sup>。

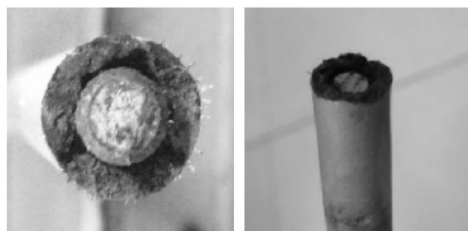
## 2 连杆断口形貌分析

断裂连杆断口形貌如图3所示,连杆断裂部位约在杆身中央,用低倍放大镜观察断裂截面,外圆四周色泽发黑,表面粗糙呈现锯齿状条纹,并向材料内部扩展,最外缘部分材料发生塑性变形。芯部断口晶粒较细密呈灰白色,能观察到较清晰的纤维状纹理,具有韧性断口特征。首先,初步判断该断口属于疲劳断口,但连杆服役时间仅7天,应力循环次数相对较少,如是疲劳断裂也应属于低周疲劳范围。其次,从断口形貌判断外周圆截面先断裂,全部载荷作用到芯部截面上引起瞬时应力过大造成断裂。外表层检查发现连杆杆身有磕痕、裂纹、锈痕以及2处较深凹坑,说明零件加工或搬运时可能受到碰撞,与曲柄相连的连接件零件未见有损伤,压紧连杆的2个圆螺母也完好无损,由此表明连接件和圆螺母不存在加工质量问题。

## 3 连杆断裂原因分析

初步判断导致连杆发生断裂的原因:

1) 由于连杆主体两侧与锥体焊接而成,连接处刚



(a) 断口1全貌

(b) 断口2全貌

图3 断口1和2全貌

Figure 3 Fracture appearance 1 and 2

度较差且属于偏心拉压杆件,在曲柄群驱动机构运行中,连杆要承受很大的交变应力和一定的弯矩,而连杆一旦弯曲变形,将引起整个杆件应力分布发生变化,恶化连杆的受力情况。

2) 加工存在误差、装配不当等因素导致每根连杆受力不均,可能存在受预压力或预拉力,在连杆桁架平动时锥体的受力传到连杆上会改变连杆主体的受力情况,经工作一段时间后,连杆主体的抗疲劳强度下降,出现疲劳裂纹后断裂。

3) 连杆结构形式设计不合理,连杆主体和锥体的连接采用焊接工艺,焊后会有残余应力和较大热膨胀变形,焊接处也易产生裂纹、气孔、夹渣以及未焊透等缺陷,使连杆主体尺寸误差增大产生断裂。

4) 连杆主体直径过小,不能承受较大的轴向拉压应力以及锥体与滑槽之间缺少润滑油,产生机构“卡死”造成连杆断裂。

5) 在机构装配过程中,锥体和连接件滑槽配合存在连杆轴线不一定过两端连接件圆心的情况,影响到连杆轴线与连接件回转中心的垂直度。为降低连杆装配难度,加工制造时对连杆主体进行对中切割并在每根连杆芯部添加塑性较好的钢条后进行焊接,该处是连杆主体抗疲劳强度的薄弱环节,易出现应力集中。焊接破坏了连杆中部区域基体组织的连续性,增加了杆件的缺口敏感性,急剧降低了连杆抵抗裂纹扩展的能力,加快了裂纹扩展的速率,机构运转时锥体与连接件滑槽间隙会引起冲击载荷,使锥体在连接件滑槽内滑动,加剧了锥体外圆弧面与滑槽内圆弧面相互碰撞和微动磨损,使零件局部过载诱发连杆断裂。

6) 零件原材料的性质不良(表面或内部存在裂纹、杂质等),在交变应力的作用下诱发裂纹源逐渐扩展,连杆有效横截面积逐渐减小,会在一次较大冲击载荷下发生断裂。

7) 连杆除受到连杆轴线方向产生的载荷外,该断裂连杆两端的锥体存在加工误差引起嵌入滑槽高度不

同,使连杆主体中部弯曲载荷和本身安装位置误差引起的附加弯矩作用过大,导致其先于其他连杆断裂。

#### 4 断裂连杆线性屈曲分析——压杆稳定

由于独立连杆工作时受载情况比较复杂,要求连杆具有足够承载能力,连杆的强度和刚度已校核,满足性能要求,将断裂连杆视为受压杆件分析是否存在失稳问题<sup>[5-11]</sup>。

断裂连杆的受力简化成图4所示的模型,两端固定且承受压力。根据材料力学压杆稳定的知识,当杆件所受压力 $P$ 超过临界压力 $F_{cr}$ 时将丧失稳定性。已知杆的形状为圆形,直径 $d$ 为10.0 mm,连杆长度 $l$ 为567.07 mm,材料为45钢,弹性模量 $E=210$  GPa,比例极限 $\sigma_p=280$  MPa。

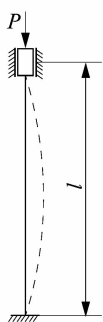


图4 受压连杆

Figure 4 Compression connecting rod  
连杆横截面的惯性半径

$$i = \sqrt{I/A} = \sqrt{\frac{\pi d^4/64}{\pi d^2/4}} = \frac{d}{4} = 2.5 \text{ mm}。$$

式中: $I$ 为惯性矩; $A$ 为横截面积。

连杆的柔度

$$\lambda = \frac{\mu l}{i} = \frac{0.5 \times 567.07}{2.5} = 113.414。$$

式中 $\mu$ 为泊松比。

若 $\lambda_p$ 是能够应用欧拉公式的最小柔度值,则

$$\lambda_p = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_p}} = \sqrt{\frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^{11}}{280 \times 10^6}} = 86.04。$$

因为 $\lambda > \lambda_p$ ,则该断裂连杆为细长杆。应该用欧拉公式计算其临界压力,则该连杆的临界压力为:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2} = \frac{\pi^2 \times 210 \times 10^9 \times 0.01^4}{(0.5 \times 0.56707)^2 \times 64} = 12.6554 \text{ kN}。$$

ANSYS 线性屈曲分析又称特征值屈曲分析,通过以小变形理论为基础的特征值线性分析方法计算出表示给定载荷的比例因子。分析前根据连杆的实际结构尺寸在Pro/E中对连杆主体和锥体进行实体建模并处理为一个整体,把整个连杆看成左右对称结构,通过

ANSYS 与Pro/E之间的接口直接导入,选择模拟物体形状较好、适合屈曲分析的8节点Solid185作为单元类型,利用智能网格划分工具对连杆进行有限元网格划分,选择6级精度<sup>[12]</sup>。连杆工作过程中平动,线性屈曲分析连杆的变形也是相对自身的变形,连杆两端受载,为防止模型发生刚性位移和转动,在连杆一端锥体内圆弧面上施加全约束,在另一锥体内圆弧面上施加沿杆件径向负方向的单位载荷,结果得到的就是临界载荷<sup>[13]</sup>。

经ANSYS软件后处理得到断裂连杆的屈曲载荷系数为233 680,即该断裂连杆的临界压力为233 680 N,与解析解结果12 655.4 N相比相差很大,说明不能单纯的将连杆桁架中的独立连杆简化为受压杆,断裂连杆的位移变形分布云图如图5所示。

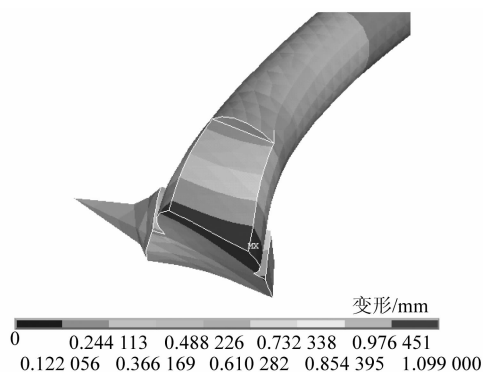


图5 连杆的位移变形局部放大图

Figure 5 Local enlarged drawing of  
displacement deformation of connecting rod

图5中可以看出杆身与锥体连接处的变形明显大于杆身中间部位,最大变形出现在连杆主体与锥体连接的外侧圆弧面,为1.099 mm,已经远超出材料的弹性变形范围。说明该独立连杆结构存在缺陷,机构运转时会出现压杆失稳情况而产生杆件断裂。

#### 5 断裂连杆结构改进及线性屈曲分析

为防止连杆桁架中连杆再次出现断裂失效以及避免对原机构实验台结构进行大的改动,综合考虑影响连杆工作可靠性的因素,在原连杆结构基础上设计出一种长度可调、能补偿锥体与连接件之间误差的连杆,改进后的零件如图6所示。



图6 结构改进后的连杆

Figure 6 Improved structure of connecting rod

由于整体式连杆中间部位易产生过大的弯矩,改进后连杆主体分为2段。将2段连杆杆长以1:2的比

例进行分配,2段连杆中间用连接套连接,连接套两端加工左旋和右旋的螺纹孔,通过旋转连接套来改变连杆长度,这种结构也大大降低了连杆桁架的装配难度。为提高连杆与锥体焊接部位的强度,降低连杆截面应力,连杆杆身的直径也由10.0 mm变为14.0 mm;同时提高了连杆两端的加工精度,消除其潜在的质量缺陷,从各方面保证了曲柄群机构运转时的安全性。

根据连杆的实际边界条件对模型进行约束,在杆件一端施加全约束。通过线性屈曲分析得到连杆结构改进后的临界压力为3 489.6 N,其位移变形如图7所示。

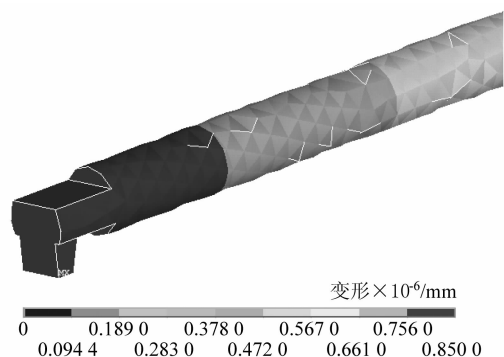


图7 结构改进后连杆的位移变形局部放大图

Figure 7 Local enlarged drawing of displacement deformation of connecting rod after structure improved

从结构改进前后连杆的有限元线性屈曲分析结果来看,原结构的临界屈曲载荷远大于改进后的连杆,根据图7的位移变形图说明改进后连杆没有发生局部屈曲,新型连杆整体稳定不会发生失稳现象,这种结构改进设计偏于安全<sup>[14]</sup>。连杆在后期动平衡实验中也未出现断裂,所以上述线性屈曲分析结果较为可靠,该结构的屈曲强度有足够的保障。

## 6 结语

通过分析断裂连杆的破坏原因,将材料力学、三维建模及有限元分析技术结合起来,对结构改进前后的

连杆进行理论分析和线性屈曲分析,得出原结构在机构运转时连杆发生局部屈曲变形,连杆设计不当是引起连杆断裂的主要原因,焊接质量和加工工艺缺陷是造成破坏的次要原因。结构改进后的可变长度连杆使用性能良好,大幅度降低了连接部位误差的影响,使连杆抗失稳能力提高,未再断裂。这种在连杆原结构基础上进行改进,能够使大多数部件重新投入使用,再加工费用相对于重新设计一套新机构减少很多,降低了制造成本,为后期设计新型曲柄群机构动平衡实验台提供了一定的参考。

## 参考文献:

- [1] 汪玉琪. 曲柄群驱动机构的机构学研究及动态仿真[D]. 西安: 陕西科技大学, 2013: 24-30.
- [2] 任升. 曲柄群并联机构理论研究及精度分析[D]. 西安: 陕西科技大学, 2015: 60-65.
- [3] 焦楠, 张磊, 张璐. 曲柄群驱动机构的单元化设计及运动仿真[J]. 机械传动, 2014, 38(2): 86-89.
- [4] 肖成军, 张永俊, 吴涛. 连杆断裂机床控制系统研究[J]. 机电工程, 2015, 32(7): 938-941.
- [5] 闫兴书, 汪明伟, 童曙昌. 4135D-1型柴油机连杆断裂分析[J]. 热加工工艺, 1999, 28(2): 50-52.
- [6] 何元章, 夏国祥, 王文建, 等. 某发动机连杆断裂原因分析的研究[J]. 汽车科技, 2012(2): 59-63.
- [7] 李洪, 崔兰芳, 董凤堂. LL480汽车发动机连杆断裂失效分析[J]. 汽车零部件, 2012(4): 59-60.
- [8] 刘鹏, 戴乐. 某型柴油机连杆断裂原因分析[J]. 内燃机, 2015(2): 57-59.
- [9] 迟绍宁, 陈传忠, 李树生. 12V190大功率柴油机模锻连杆断裂失效分析[J]. 内燃机与动力装置, 2006, 23(5): 49-52.
- [10] 董冠文, 李宗义, 赵彦军, 等. 压杆稳定临界力欧拉公式统一推导[J]. 武汉工程大学学报, 2012, 34(12): 71-74.
- [11] 于桂杰, 皇甫光. 压杆稳定的实验方法[J]. 实验技术与管理, 2006, 23(11): 33-35.
- [12] 李彤, 李银山. 压杆稳定设计的直接迭代法[J]. 机械设计与研究, 2009, 25(6): 50-53.
- [13] 屠凤莲, 范顺成, 罗文龙. 基于ANSYS的支撑架特征值屈曲分析[J]. 河北工业大学学报, 2010, 39(3): 6-10.
- [14] 杨娜, 沈世钊. 板壳结构屈曲分析的非线性有限元法[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2003, 35(3): 338-341.

(上接第72页)

- [2] LI Pengyan, XIONG Yi, CHEN Lufei, et al. Effect of cryorolling on microstructure and mechanical properties of AISI 310S stainless steel [J]. Cailiao rechuli xuebao/transactions of materials and heat treatment, 2015, 36(3): 112-117.
- [3] 刘辉. 热轧高铝310S耐热钢的组织性能和铝元素的作用机制[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2012: 55-58.
- [4] ELGER R, LINDBERG F, NORLING R, et al. Exposure of 304L and 310S in chlorinating gasification environments [J]. Materials at high temperatures, 2015, 32(1/2): 36-43.
- [5] TAKANO N, KAIDU Y. Effect of hydrogen on mechanical properties of type 310S stainless steel [J]. Key engineering materials, 2011,

488/489: 234-237.

- [6] 姚代义, 徐仁根, 孙学垠, 等. 奥氏体耐热不锈钢310S动态拉伸变形行为研究[J]. 烟台大学学报(自然科学与工程版), 2013, 26(1): 58-62.
- [7] 汪志福, 孔伟海. 应变速率对304奥氏体不锈钢应变硬化行为的影响[J]. 压力容器, 2013, 30(7): 6-11.
- [8] HOSFORD W F, CADDELL R M. Metal forming: mechanics and metallurgy [M]. 4th ed. New York: Cambridge University Press, 2011.
- [9] 王孝培. 冲压手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [10] WAGONER R H, CHENOT J L. Fundamentals of metal forming [M]. New York: Wiley, 1997.