

液压挖掘机工作装置铰点轴和轴套间隙计算模型

杜文靖 王国强 崔国华 杨军

【摘要】 分析了挖掘机工作装置铰点轴和轴套配合间隙不合理引发的故障机理。提出了铰点轴和轴套间最小间隙和最大间隙的计算方法,并对计算分析得出的间隙取值与国外同类产品进行了比较。研究表明,提出的铰点轴与轴套间隙的计算理论及方法是可行的。

关键词: 液压挖掘机 工作装置 铰点轴 配合间隙 数学模型

中图分类号: TU621 **文献标识码:** A

Study on Fitting Clearance between Hinge Shaft and Shaft Sleeve of Hydraulic Excavator Working Equipment

Du Wenjing¹ Wang Guoqiang¹ Cui Guohua¹ Yang Jun²

(1. Jilin University 2. Inner Mongolia North Heavy Industries Group Co., Ltd)

Abstract

Failure mechanism caused by irrationality selection on fitting clearance between hinge shaft and shaft sleeve of hydraulic excavator working equipment was briefly analyzed. A new calculated theory and method on fitting clearance between hinge shaft and shaft sleeve was put forward. And the calculated method was proved by analyzing a kind of excavator working equipment. The result showed that the method of determining the fitting clearance between hinge shaft and shaft sleeve is useful.

Key words Hydraulic excavator, Working equipment, Hinge shaft, Fitting clearance, Mathematical model

引言

液压挖掘机工作装置上铰点较多,工作时轴和轴套之间相对转动且传递载荷大,轴和轴套间隙的合理选择直接影响挖掘机工作的可靠性^[1]。若间隙过小,形不成油膜,造成轴和轴套间直接接触,引起发热和磨损。实际工作中,轴和轴套间隙过小会造成衬套从动臂的焊接套中向外侧窜动,和斗杆发生接触造成摩擦和磨损。另外,轴受到很大的阻力矩作用时轴端挡板会将止动销剪断。若轴和轴套间隙过大,使轴和轴套间的接触应力增大,影响轴和轴套的使用寿命。因此,合理确定轴和轴套的间隙,对挖掘机

工作装置设计是十分重要的。

1 铰点轴和轴套间隙过小导致的故障机理分析

液压挖掘机动臂和斗杆铰点结构如图1所示。安装在斗杆上的轴和动臂上的轴套构成转动副。在轴和轴套之间的最小间隙值偏小情况下,根据图纸加工轴和轴套时,出于安全的考虑,孔的尺寸常常偏于公差带的下限,而轴的尺寸则偏于公差带的上限。这使得小的配合间隙比大的配合间隙出现的概率要大得多,轴、轴套以及其他零件的形状误差、位置误差和安装误差等都将导致轴和轴套有效间隙减小。

收稿日期: 2007-01-18

杜文靖 吉林大学机械科学与工程学院 博士生, 130025 长春市

王国强 吉林大学机械科学与工程学院 教授 博士生导师

崔国华 吉林大学机械科学与工程学院 讲师 博士生

杨军 内蒙古北方重工集团有限责任公司 高级工程师, 014033 包头市

当轴和轴套之间润滑条件良好能够形成油膜时,轴和轴套之间的摩擦因数为 $0.02 \sim 0.04$;若由于间隙不够或润滑条件差等原因不能形成油膜时,轴和轴套之间的干摩擦因数可高达 0.2 。由于工作时轴和轴套的接触应力较高,在摩擦时产生的热量会导致轴和套的温度升高,使润滑脂氧化,覆盖在轴套和轴表面的边界膜则分解,两表面的金属直接接触产生剧烈的摩擦、磨损。这个过程使轴套内部

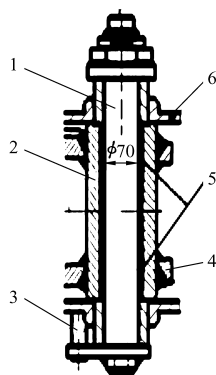


图 1 液压挖掘机动臂和斗杆铰点结构图

Fig. 1 Hinge structure between arm and rod

1. 轴 2. 动臂焊接套 3. 止动销轴 4. 动臂 5. 轴套 6. 斗杆

温度迅速升高,当温度高于 $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,润滑脂迅速氧化,形成发热—剧烈摩擦—发热的恶性循环,直至轴和轴套完全抱死。当轴和轴套之间的结合力大于轴套和动臂焊接套之间的结合力时,轴套随轴一起在动臂焊接套中转动,造成焊接套磨损。当机器停止工作时,轴和轴套温度降到环境温度,两者脱离。

在轴和轴套因发热抱死后,若轴套和焊接套之间的结合力矩大于轴端止动销提供的力矩时,止动销被剪断,轴和动臂成为一体,轴在斗杆的支座内转动,导致斗杆铰座磨损。

2 工作装置铰点轴和轴套最小配合间隙

轴和轴套的配合间隙过小,则难以形成稳定的润滑膜,所以轴和轴套之间的最小间隙应保证能形成稳定的润滑膜^[2],其值为

$$\Delta_{\min} = h_s + y_{12} + R_a + R_b + \Delta_l + \Delta_d + \Delta_s + \Delta_t \quad (1)$$

式中 h_s ——油膜厚度最小安全值

y_{12} ——在轴套长度内轴的相对挠曲变形量

R_a ——轴的表面粗糙度

R_b ——轴套的表面粗糙度

Δ_l ——在轴套内轴的直线度

Δ_d ——轴套内圈的圆度

Δ_s ——装配后轴套内孔收缩量

Δ_t ——轴套间隙因温升而减小的数值

以 20 t 液压挖掘机动臂与斗杆铰点为例计算轴和轴套的最小配合间隙。取铲斗挖掘工况为计算工况,即最大挖掘力工况。该工况下动臂和斗杆液压缸作用力臂最大,斗尖、铲斗与斗杆铰点以及斗杆与动臂铰点共线,如图 2 所示。

该处轴径为 $\phi 70\text{ mm}$,油膜厚度最小安全值 $h_s =$

$6\text{ }\mu\text{m}$ 。

此工况下动臂与斗杆铰接处受力为 520 kN ,采用有限单元法计算轴的变形及当量应力云图如图 3 所示。

在轴套长度内轴的相对挠曲变形量 y_{12} 为 $66 \sim 81\text{ }\mu\text{m}$ 、销轴的表面粗糙度 $R_a = 1.6\text{ }\mu\text{m}$ 、轴套的表面

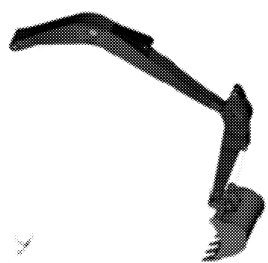


图 2 最大挖掘力工况
Fig. 2 Condition of maximum digging force

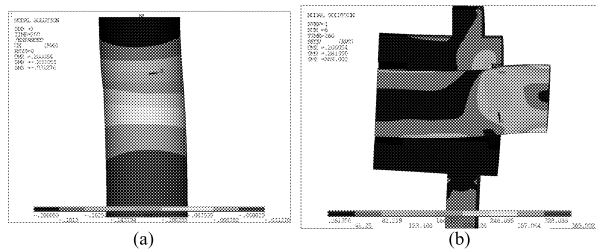


图 3 轴的变形与当量应力云图
Fig. 3 Deformation and stress of shaft

(a) 变形云图 (b) 当量应力云图

粗糙度 $R_b = 1.6\text{ }\mu\text{m}$ 。

选择直线度公差等级 IT6,根据轴长度选定在轴套内销轴直线度 $\Delta_l = 20\text{ }\mu\text{m}$ 。圆度公差等级 IT7,根据销轴的直径选定轴套内圈的圆度 $\Delta_d = 8\text{ }\mu\text{m}$ 。

轴套内径 $\phi 70\text{ mm}$ 、外径 $\phi 85\text{ mm}$ 、轴套和焊接套最大过盈量为 $0.016 \sim 0.073\text{ mm}$ 时,采用有限单元法计算轴套装入焊接套后轴套内孔的收缩量。过盈量为 0.073 mm 时,轴套的变形和当量应力云图如图 4 所示。

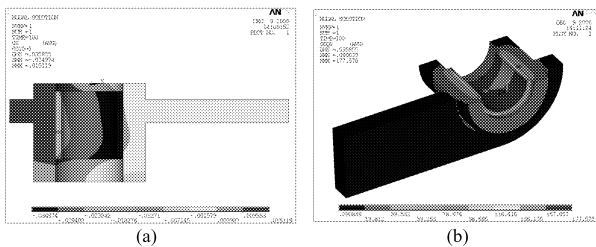


图 4 过盈量为 0.073 mm 时轴套的变形和当量应力云图

Fig. 4 Deformation and stress of shaft sleeve

(a) 变形云图 (b) 当量应力云图

在不同过盈量下,轴套内径收缩量、最大应力以及焊接套的接触应力如表 1 所示。

轴在温度升高时会产生热膨胀,温度升高使轴径增大,导致间隙的减小量 Δ_t 为

$$\Delta_t = d\alpha\Delta t \quad (2)$$

式中 d ——轴的直径 Δt ——温升

α ——钢线膨胀系数,通常取 $\alpha = 12 \times 10^{-6}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$

在露天采矿场工作的挖掘机,轴承温升经常达

到 40℃。当温升为 40℃时轴套间隙减小量为

$$\Delta_t = 70 \times 12 \times 10^{-6} \times 40 = 0.0336 \text{ mm}$$

根据式(1),当轴径为 $\phi 70 \text{ mm}$,轴和轴套间过盈量为 0.073 mm 时,轴和轴套之间最小间隙为

$$\Delta_{\min} = 6 + 66 + 1.6 + 1.6 + 8 + 20 + 69.9 + 33.6 = 206.7 \text{ } \mu\text{m}$$

表 1 不同过盈量下轴套内径收缩量以及焊接套之间的接触应力

Tab. 1 Contact stress between hinge shaft and shaft sleeve

过盈量/mm	轴套内径收缩量/mm	最大应力/MPa	焊接套接触应力/MPa
0.0160	0.01533	38.90	14.486
0.0445	0.04264	108.25	40.293
0.0730	0.06994	177.58	66.056

3 轴和轴套间接触应力和间隙的关系

作为传递大载荷的转动副,间隙过大将导致轴和轴套间的接触压力增大和产生动载荷,影响轴的使用寿命。

轴和轴套间的接触应力可采用内接触赫兹公式进行计算。内接触的赫兹应力计算式为

$$\sigma_H = 0.41 \left(\frac{PER_2 - R_1}{l R_1 R_2} \right)^{0.5} \quad (3)$$

式中 σ_H ——轴接触面上的接触应力,MPa

P ——轴与轴套之间的法向力,N

E ——材料弹性模量,MPa

R_1 ——轴的半径,mm

R_2 ——轴套内孔半径,mm

l ——轴与轴承的接触长度,mm

由式(3)得,接触应力和间隙的关系如图 5 所示。由图 5 可见,接触应力和间隙之间近似呈线性关系,随间隙增大接触应力增大,影响轴和轴套的接触疲劳寿命。当间隙为 0.2~0.4 mm 时,接触应力在 100~160 MPa 之间。如果间隙位于该区间,则轴和轴套的许用疲劳极限应力均应大于 160 MPa。

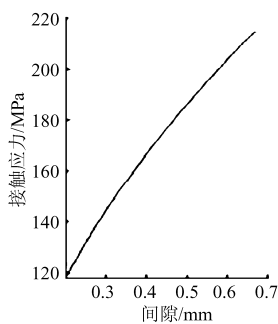


图 5 接触应力和间隙的关系曲线

Fig. 5 Relations between contact stress and fitting clearance

关于轴和轴套之间间隙选择,日本小松 PC 系列液压挖掘机和美国卡特彼勒液压挖掘机为间隙设

计提供了参考^[3]。日本小松和美国卡特彼勒液压挖掘机工作装置轴和轴套之间的间隙和轴径的关系分别如图 6~7 所示。从图中可以看到,对于销轴直径为 $\phi 70$ 的小松挖掘机,配合间隙取值在 0.3~0.42 mm;对于轴直径为 $\phi 70$ 的卡特皮勒挖掘机,配合间隙取值在 0.34 mm 左右。这两种产品的间隙取值与本文是一致的。

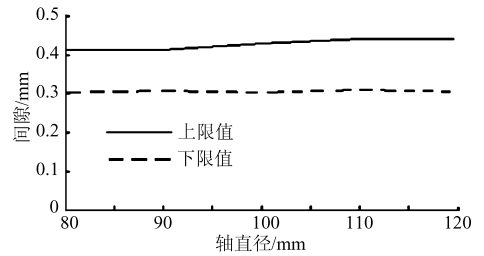


图 6 日本小松挖掘机轴径和间隙的关系

Fig. 6 Relations between shaft diameter and fitting clearance of KOMATSU excavator

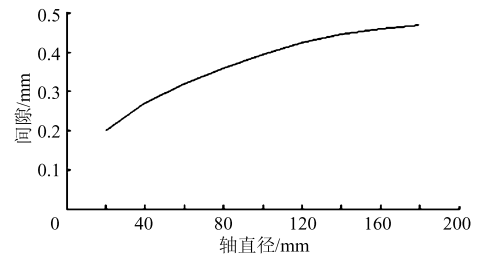


图 7 美国卡特挖掘机轴径和间隙的关系

Fig. 7 Relations between shaft diameter and fitting clearance of CAT excavator

4 结论

(1) 挖掘机工作装置铰点轴和轴套之间的配合间隙直接影响到工作的可靠性。配合间隙过小,难以形成稳定的润滑油膜,易造成摩擦、磨损甚至断裂破坏;配合间隙过大,影响到铰点轴和轴套的接触疲劳寿命。

(2) 挖掘机工作装置铰点轴和轴套之间的配合间隙要保证形成稳定的润滑油膜,最小配合间隙的确定要充分考虑的因素包括:油膜厚度最小安全值、在轴套内轴的相对挠曲变形量、轴与轴套的表面粗糙度,在轴套内轴的直线度、轴套内圈的圆度、装配后轴套内孔收缩量以及轴套间隙因温升而减小的数值。

(3) 挖掘机工作装置铰点轴和轴套之间配合间隙的变化与两者的接触应力呈近似线性关系。随间隙的增大接触应力增大,影响轴和轴套的接触疲劳寿命。因此,铰点轴和轴套间隙初步确定后,采用赫兹公式对两者之间的接触应力进行计算修正。

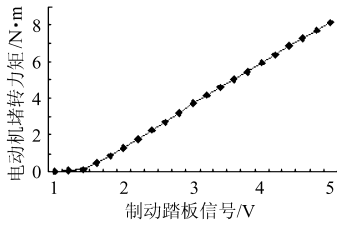


图 4 制动踏板信号与电动机输出力矩关系

Fig. 4 Relationship of brake pedal signal and output torque

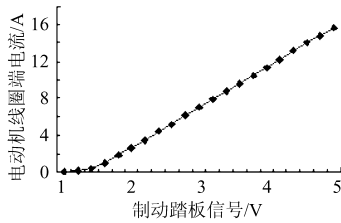


图 5 制动踏板信号与电动机线圈端电流关系

Fig. 5 Relationship of brake pedal signal and winding current

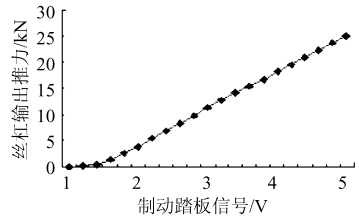


图 6 制动踏板信号与丝杠输出推力的关系

Fig. 6 Relationship of brake pedal signal and output of lead screw

似呈线性关系,系统的可控性好;踏板电压信号与丝杠输出推力(即制动器所产生的制动力)也近似呈线性关系,即电动机的线圈端电流与丝杠输出推力近似呈线性关系,从而验证了所建立的制动器模型是正确的。

4 结束语

通过制动执行器原理机的设计及制作可进行系统的可靠性和可行性试验,可对系统关键部件进行单项试验研究,为系统结构集成及性能优化提供试验和理论依据。

参 考 文 献

- 1 Karlheinz Bill, Martin Semsch, Bert Breuer. A new approach to investigate the vehicle interface driver/brake pedal under real road conditions in view of oncoming brake-by-wire-systems[C]. SAE Paper 1999-01-2949, 1999.
- 2 Ralf, Schwarz, Rolf Isermann. Clamping force estimation for a braking-by-wire actuator[C]. SAE Paper 1999-01-0482, 1999.
- 3 Ralf Schwarz, Rolf Isermann. Modeling and control of an electromechanical disk brake[C]. SAE Paper 980600, 1998.
- 4 张猛,宋健. 电子机械制动系统发展现状[J]. 机械科学与技术, 2005(2): 208~211.
- 5 张文海. 用反电势系数计算直流力矩电动机堵转转矩的公式[J]. 微特电机, 2004(4): 45~46.

(上接第 40 页)

(4)通过对某挖掘机工作装置铰点轴与轴套间隙的实例计算分析以及与国外间隙设计的比较,本

文提出的铰点轴与轴套间隙的计算理论及方法是可行的。

参 考 文 献

- 1 杨为,王家序,秦大同. 液压挖掘机工作装置固有频率的试验灵敏度[J]. 农业机械学报, 2006, 37(2): 21~24.
- 2 许小强,赵洪伦. 过盈配合应力的接触非线性有限元分析[J]. 机械设计与研究, 2000, 11(1): 31~35.
- 3 Eugeniusz Budny. Load-independent control of a hydraulic excavator[J]. Automation in Construction, 2003, 12(3): 245~254.
- 4 刘静,潘双夏,冯培恩. 基于 ADAMS 的挖掘机液压系统仿真技术[J]. 农业机械学报, 2005, 36(10): 109~112.